



Vetopenkin suunnittelu

Pekka Aitto-oja

OPINNÄYTETYÖ
Helmikuu 2026

Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Tuotekehitys

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Tuotekehitys

AITTO-OJA, PEKKA:
Vetopenkin suunnittelu

Opinnäytetyö 35 sivua, joista liitteitä 0 sivua
Helmikuu 2026

Opinnäytetyön aiheena oli vetopenkin suunnittelu sisältäen runkorakenteen sekä anturoinnin. Työ tehtiin Fibroc Oy:lle, joka suunnittelee, valmistaa sekä maahan-tuo nostoapuvälineitä. Opinnäytetyön aihe muodostui yrityksen tarpeesta varmis-taa oman tuotannon sekä maahantuomiensa nostoapuvälineiden laatu ja turval-lisuus.

Työn tavoitteena oli suunnitella turvallinen ja helppokäyttöinen vetopenkki, jolla tilaaja voi suorittaa määräysten mukaisia testejä nostokomponenteille. Suunnit-telun perusteena käytettiin mekaniikkasuunnittelun peruseriaatteita kuten val-mistettavuus ja koneen käytettävyys.

Työssä esiteltiin vetopenkin suunnittelun lisäksi suunnitteluperusteena käytettyä lyhytlenkkisten nostokettinkien standardia vetokokeen osalta sekä suunnittelu-työhön soveltuvaa suunnitteluprosessimallia. Koneen mallinnus suoritettiin So-lidWorks-ohjelmalla ja lujuuslaskennassa käytettiin SolidWorks Simulation-lisä-osaa.

Opinnäytetyön tuloksena saatiin suunniteltua asiakkaan tarpeita vastaava veto-penkki nostoapuvälineiden testaamiseen. Vetopenkkiä ei ehditty valmistamaan ennen opinnäytetyön valmistumista.

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Mechanical Engineering
Product Development

AITTO-OJA, PEKKA:
The Design of a Load Test Bed

Bachelor's thesis 35 pages, appendices 0 pages
February 2026

The topic of this thesis was the design of a load test bed including the frame structure and instrumentation. The project was commissioned by Fibroc Oy that designs and manufactures lifting devices. The topic was chosen due to the company's need to ensure their own manufacturing and the quality and safety of their imported lifting devices.

The goal of the project was to develop a load test bed that is safe and easy to use. The customer should be able to use the load test bed to perform regulatory tests for lifting devices.

The work included reviewing standards for short link lifting chains used as the basis for the designing of the load test bed. The machine modeling was made with SolidWorks software and SolidWorks Simulation add-on was used for strength calculations.

As a result, the load test bed design that meets the customer's functional and regulatory requirements was completed. Although there was no time to manufacture the load test bed before this thesis was completed, the final design provides a validated basis for future implementation.

Key words: load test bed, lifting equipment, product development, design

TEKOÄLYN KÄYTTÖ OPINNÄYTTEESSÄ

Opinnäytteessäni on käytetty tekoälysovelluksia:

- Ei
 Kyllä

Ilmoitukseni mukaan olen käyttänyt opinnäytteessäni opinnäytetyöprosessin aikana seuraavia tekoälysovelluksia:

Tekoälysovellusten nimet ja versiot: [Listaa tähän kaikki tekoälysovellukset ja niiden versiot, joita olet käyttänyt opinnäytetyöprosessin aikana.]

Käyttötarkoitus: [Kuvaa tähän yksityiskohtaisesti, mihin tarkoitukseen ja miten tekoälyä on sovellettu opinnäytteeseen opinnäytetyöprosessin aikana.]

Osiot, joissa tekoälyä on käytetty: [Luettele tähän kaikki opinnäytteen vaiheet ja osiot, joissa tekoälyä on opinnäytetyöprosessin aikana käytetty.]

Olen tietoinen siitä, että olen täysin vastuussa koko opinnäytteeni sisällöstä, mukaan lukien osat, joissa on hyödynnetty tekoälyä, ja hyväksyn vastuun mahdollisista eettisten ohjeiden rikkomuksista.

SISÄLLYS

| | | |
|---|---|----|
| 1 | JOHDANTO | 6 |
| 2 | NOSTOKOMPONENTTIEN TESTAUS JA VAATIMUKSET | 7 |
| | 2.1 Komponenttien määritelmät | 7 |
| | 2.2 Turvallisuusvaatimusten todentaminen | 7 |
| | 2.3 Lyhytlenkkinen nostokettinki | 8 |
| | 2.3.1 Koe-erän valinta | 9 |
| | 2.3.2 Kokeen suorittaminen | 9 |
| | 2.3.3 Testitulokset | 10 |
| 3 | KONEASETUS JA SUUNNITTELUPROSESSI | 11 |
| | 3.1 Koneasetus | 11 |
| | 3.2 Suunnitteluprosessi | 11 |
| 4 | SUUNNITTELU | 13 |
| | 4.1 Lähtötiedot ja vaatimukset | 13 |
| | 4.2 Konseptointi | 14 |
| | 4.3 Suunnitteluvaihe | 17 |
| | 4.3.1 Rungon mitoitus | 17 |
| | 4.3.2 Mekaniikka | 20 |
| | 4.3.3 Jigin adapteri | 22 |
| | 4.3.4 Anturointi ja ohjaus | 24 |
| | 4.4 Kehitys | 26 |
| | 4.5 Lujuuslaskenta | 28 |
| 5 | POHDINTA | 34 |
| | LÄHTEET | 35 |

1 JOHDANTO

Nimetyt nostamiseen käytetyt apuvälineet eli nostoapuvälineet sekä nostoapuvälineiden osat ja tarvikkeet vaativat niiden valmistajan tai sen valtuuttaman edustajan suorittaman kuormituskokeen sekä oikeaksi vakuuttaman testaustodistuksen, jotta kyseisen komponentin turvallisuus voidaan varmentaa. Esimerkiksi nostoketjuille erikseen määrättyssä testaustodistuksessa täytyy ilmoittaa eräkohtaisesti asianmukaisella testauslaitteistolla varmistettu murtovoima sekä kokonaisuurtovenymä. Kuormituskokeen suorittamiseen käytetään yleisesti staattista vetolaitetta eli vetopenkkiä.

Tässä opinnäytetyössä käsitellään nostoapuvälineiden ja nostoapuvälineiden osiksi luokiteltujen komponenttien testaamiseen käytettävän vetopenkin runkorakenteen sekä anturoinnin suunnittelua. Työssä käydään läpi keskeisimmät suunnittelun lopputulokseen vaikuttavat tekijät.

Työn teoriaosuus sisältää osion vetopenkillä vedettävien komponenttien testausvaatimuksista, sillä se toimii vetopenkin suunnittelun lähtökohtana. Osiossa on esitetty lyhytlenkkisen nostokettingin testaamisen standardi, joka vastaa pitkälti muiden testattavien komponenttien standardia testauksen osalta. Lisäksi teoriaosuudessa käydään läpi kyseisen koneen suunnittelun kannalta oleelliset säädökset sekä suunnittelutyössä käytetty suunnitteluprosessimalli.

Tämän opinnäytetyön tilaajana on nostoapuvälineiden maahantuojaja Fibroc Oy, joka myös suunnittelee sekä valmistaa omia nostoapuvälineitä. Tämän opinnäytetyön toiminnallisen osuuden tavoitteena on löytää vetopenkin suunnittelun tekniset ratkaisut sekä todentaa koneen kestävyys.

2 NOSTOKOMPONENTTIEN TESTAUS JA VAATIMUKSET

2.1 Komponenttien määritelmät

Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY luettelee nostoapuvälineet sekä nostoketjut, -köydet ja vyöt kyseisen direktiivin alaisuuteen. Direktiivissä sana ”kone”, tarkoittaa myös edellä mainittuja komponentteja. Suomessa Direktiivi 2006/42/EY on säädetty lainvoimaiseksi Koneasetuksella 400/2008. (Valtioneuvoston asetus koneiden turvallisuudesta 400/2008, Luku 1.)

Koneasetus määrittelee nostamiseen käytettävät komponentit seuraavasti:

”Nostoapuvälineellä tarkoitetaan komponenttia tai laitetta, jota ei ole kiinnitetty nostolaitteeseen ja jonka avulla kuormaan voidaan tarttua ja joka on sijoitettu koneen ja kuorman väliin tai kiinnitetty itse kuormaan tai joka on tarkoitettu kuorman kiinteäksi osaksi ja joka on saatettu markkinoille erillisesti; raksien ja niiden komponenttien katsotaan myös olevan nostoapuvälineitä”.
(VNa 400/2008, Luku 1.)

”Nostoketjuilla, -köysillä ja -vöillä tarkoitetaan nostamiseen osana nostolaitetta tai nostoapuvälinettä suunniteltuja ja rakennettuja ketjuja, köysiä ja vöitä”.
(VNa 400/2008, Luku 1.)

2.2 Turvallisuusvaatimusten todentaminen

Valmistajan tai sen valtuuttaman edustajan on kiinnitettävä koneeseen CE-merkintä ennen koneen markkinoille saattamista tai käyttöönottoa. Jotta merkin voi kiinnittää, täytyy valmistajan tai valtuutetun edustajan varmistaa, että kone täyttää sille määrättyt terveys ja turvallisuusvaatimukset. (VNa 400/2008, Luku 1.)

Koneasetus 400/2008 velvoittaa valmistajan tai tämän valtuutetun edustajan varmentavan tuotteen EY-vaatimustenmukaisuuden arviointimenettelyllä. Jos kyseinen komponentti valmistetaan yhdenmukaistettujen standardien mukaisesti, noudatetaan kyseistä komponenttia koskevia standardeja arviointimenettelyssä. Jos

komponenttia tai laitetta ei ole mainittu erillisessä standardissa, täytyy valmistajan tai valtuutetun edustajan soveltaa Koneasetuksen 400/2008 VIII, IX tai X liitteen arviointimenettelytapaa. (VNa 400/2008, Luku 1.)

Yleisimmille nostokomponenteille on määrätty omat yhdenmukaistetut standardit, joita noudattamalla voidaan varmistaa komponentin tai laitteen turvallisuus ja vaatimustenmukaisuus kuten

- SFS-EN 818 Lyhytlenkkinen nostokettinki
- SFS-EN 1492 Tekstiiliraksit.

2.3 Lyhytlenkkinen nostokettinki

Vetopenkillä on tarkoitus testata luvussa 2.3 esitettyjä nostamiseen käytettäviä komponentteja kuten lyhytlenkkistä nostokettinkiä. Koska lyhytlenkkisen nostokettingin testausvaatimukset vastaavat suurimmalta osin muiden nostokomponenttien testausvaatimuksia, käytetään tässä opinnäytetyössä esimerkkinä sille määrättyä standardia koskien komponenttien testausta.

SFS-EN 818-1 standardi on lyhytlenkkisten nostokettinkien niin sanottu katostandardi, joka sisältää yleiset vaatimukset lyhytlenkkisille nostokettingeille. Konedirektiivin mukaisesti nostoapuvälineissä käytetyn kettingin on oltava lyhytlenkkistä. SFS-EN 818-1 määrittelee lyhytlenkkisiksi nostokettingeiksi kettingit, joissa kettingin jaon suhde nimelliskokoon on 3:1. Lyhytlenkkiset nostokettingit on jaettu alaluokkiin ja SFS-818 on jaotellut ne seuraavasti omiin standardin osiin (VNa 400/2008, Luku 1)

- SFS-EN 818-2 Raksikettinki. Keskitoleranssinen raksikettinki. Luokka 8
- SFS-EN 818-3 Raksikettinki. Keskitoleranssinen raksikettinki. Luokka 4
- SFS-EN 818-4 Kettinkiraksit. Luokka 8
- SFS-EN 818-5 Kettinkiraksit. Luokka 4
- SFS-EN 818-7 Nostimissa käytettävä tarkkatoleranssinen kettinki, luokka T (tyypit T, DAT ja DT).

Jotta lyhytlenkkisen nostokettingin valmistaja tai sen valtuuttama taho voi varmistaa kyseisen komponentin vaatimustenmukaisuuden ja kiinnittää tuotteeseen CE-merkinnän, täytyy tämän tahon suorittaa kettingille staattinen vetokoe ky-

seistä kettinkiluokkaa vastaavan yhtenäistetyn standardin mukaisesti. Staattisella vetokokeella varmistetaan, että kettinkityypille ja luokalle määrätty murtovoima ja kokonaismurtovenymä on vähintään yhtä suuri kuin standardin SFS-EN 818 kyseistä kettinkityyppiä ja luokkaa vastaavassa osassa on määritetty. (SFS-EN 818-1, 12.)

2.3.1 Koe-erän valinta

Vetokoetta varten kettinki jaetaan koe-eriin. Koe-erän pituus on määrätty standardin SFS-EN 818 kyseistä kettinkiä ja luokkaa vastaavassa osassa. Jokaisesta koe-erästä tai sen osasta satunnaisesti valittujen näytteiden lukumäärä on 1–3 riippuen kettingin nimelliskoosta. (SFS-EN 818-1, 10.)

Yhden testattavan näytteen täytyy sisältää vähintään viisi kettinkilenkkiä. Näytteen vetokoneeseen kiinnittämistä varten voidaan siihen lisätä kaksi ylimääräistä lenkkiä, ellei kiinnittämiseen käytetä jotain muuta vastaavaa kiinnitystapaa. Ylimääräisiä kettinkilenkkejä tai kiinnitykseen käytettyjä komponentteja ei oteta huomioon murtovenymän määrittelyssä. Näytteeksi valittujen kettinkilenkkien oltava puhtaita, öljyttömiä ja rasvattomia. (SFS-EN 818-1, 10.)

2.3.2 Kokeen suorittaminen

Testattavan näytteen on oltava kiinnitettynä vetokoneeseen siten, ettei se ole kiertynyt ja että kettinkilenkit pääsevät kuormittumaan vapaasti. Kiinnitys täytyy olla riittävän tukeva, jotta luistamista ei tapahdu. (SFS-EN 818-1, 11.)

Vetokokeen aikana testikuormituksen täytyy kasvaa tasaisesti. Vetokoe on suoritettu, kun näytekettinki on murtunut. (SFS-EN 818-1, 11.)

2.3.3 Testitulokset

Kokonaismurtovenymä A on näytekettingin pituuden muutos ΔL_t murtumishetkellä suhteutettuna näytekettingin nimelliseen sisäpituuteen L_n . Kokonaismurtovenymä ilmoitetaan siten prosentteina. Näytekettingin nimellispituus on näytteen kettinkilenkkien nimellisen jaon p_n summa. Kokonaismurtovenymä voidaan laskea kaavalla

$$A = \frac{\Delta L_t}{L_n} * 100\%, \quad (1)$$

jossa A on kokonaismurtovenymä prosentteina, ΔL_t on kokonaisvenymä (mm) ja L_n on nimellinen sisäpituus (mm) (SFS-EN 818-1, 11).

Murtovoimalla tarkoitetaan enimmäisvoimaa, jolla kettinki kestää staattisessa vetokokeessa. Kokonaismurtovenymän ja murtovoiman on oltava vähintään yhtä suuri, kuin kyseistä kettinkiä ja luokkaa vastaavassa standardin SFS-EN 818 osassa on ilmoitettu. (SFS-EN 818-1, 6.)

3 KONEASETUS JA SUUNNITTELUPROSESSI

3.1 Koneasetus

Koneasetus on koneiden ja laitteiden turvallisuuden varmistamiseksi asetettu Valtioneuvoston asetus EU:n direktiivin 2006/42/EY mukaisesti. Asetuksessa säädetään koneiden suunnitteluun ja valmistukseen liittyviä turvallisuus ja vaatimuksenmukaisuuden osoittamis- määräyksiä. Koneasetusta on noudatettava koneen suunnittelussa ja valmistuksessa, jos kyseistä konetta käytetään Suomessa. Koneeseen kiinnitetään CE-merkintä valmistajan toimesta, joka vakuuttaa koneen olevan direktiivin 2006/42/EY mukainen. (VNa 400/2008, Luku 2.)

Kone täytyy suunnitella sekä rakentaa siten, että se soveltuu käyttötarkoitukseensa. Konetta täytyy voida käyttää, säätää ja huoltaa turvallisesti ohjeistetulla tavalla. Kohtuudella ennakoitavissa oleva väärinkäyttö ei saa aiheuttaa vaaraa käyttäjälle. Turvallinen käyttö täytyy olla mahdollista koko koneen elinkaaren ajan mukaan lukien kuljetus-, kokoonpano-, purkamis- ja romuttamisvaihe. (VNa 400/2008, Luku 2)

Koneen ja sen komponenttien on kestettävä niihin kohdistuvat kuormitukset niin käytön kun asennuksen ja kuljetuksenkin ajalta. Koneen täytyy kestää staattisen kokeen ylikuorma ilman muodonmuutoksia. Staattisen kokeen ylikuorman kertomina voidaan vetopenkin kaltaiseen koneeseen käyttää arvoa 1,25. (VNa 400/2008, Luku 4.)

3.2 Suunnitteluprosessi

Suunnitteluprosessi alkaa yleensä siitä, kun syntyy tarve jollekin. Tarve voi olla sellaiselle, jota ei vielä ole olemassa tai vanhaa täytyisi kehittää vastaamaan uusia tarpeita. (Childs 2004, 2.)

Kun tarve on huomattu, täytyy selvittää suunnittelun raamit ja tarkentaa mitä tarkalleen ottaen halutaan tuotteelta. Tätä vaihetta kutsutaan määrittelyvaiheeksi.

Peter Childs (2004) suosittelee kirjassaan kirjoittamaan tuotteelle määritellyt ominaisuudet ylös, jotta suunnittelun edetessä voidaan niihin palata ja tarkastaa vastaako tuote sille esitettyjä vaatimuksia. (Childs 2004, 4.)

Tuotteen ominaisuuksien ja teknisten vaatimusten määrittelyn pohjalta pystytään hahmottamaan paremmin, millaisella teknisellä toteutuksella saavutettaisiin määritellyt tarpeet. Teknisen toteutuksen konseptin suunnittelussa Childs suosittelee käytettäväksi synteesi toimintatapaa, jossa yhdistellään pienempien osien toteutusideoita sekä ratkaisuja ja muodostetaan niistä suurempi toimiva kokonaisuus. Suunnittelukokonaisuuden pilkkominen pienempiin osiin helpottaa suunnittelua, sillä silloin voi keskittyä yhden ongelman ratkaisemiseen kerralla. (Childs 2004, 2–6.)

Seuraava suunnitteluprosessin vaihe on konseptin analysointi, optimointi ja kehittäminen. Analysoinnissa voidaan alustavasti mitoitaa komponentteja tai miettiä, onko konsepti esimerkiksi mahdollista toteuttaa määrättyllä budjetilla. Optimoimalla konseptia voidaan saada karsittua valmistuksen kuluja sekä saadaan tarkempi kuva millainen lopullinen tuote olisi. Kun konsepti on saatu toteutuskelpoiseksi, on tärkeää yrittää kehittää sitä. Kehitysehdotuksia voi saada esimerkiksi tuotteen tilaajalta tai sen tulevilta käyttäjiltä. (Childs 2004, 5.)

4 SUUNNITTELU

4.1 Lähtötiedot ja vaatimukset

Vetopenkin suunnittelu alkoi Fibroc Oy:n tarpeesta suorittaa vetokokeita omalla laitteistolla. Työn toimeksiantajalta oli vaatimus laitteen ominaisuuksilta mahdollisuus vetää enintään kuusi metriä pitkä testattava komponentti, mutta myös mahdollisuus säätää lähtöpituutta pienemmäksi. Vedon liikematkaksi oli määritetty yksi metri ja liikenopeus täytyi olla säädettävissä. Vetopenkin maksimivoima täytyi olla 40 tonnia. Laitteesta saatava testausdata täytyi olla mahdollista siirtää helposti konedirektiivin mukaiseen vaatimustenmukaisuustodistukseen. Tilaaja halusi myös mahdollisuutta sijoittaa laite seinän viereen, jonka vuoksi laitteen tulisi olla kapea, jottei se veisi paljoa tilaa seinästä ulospäin.

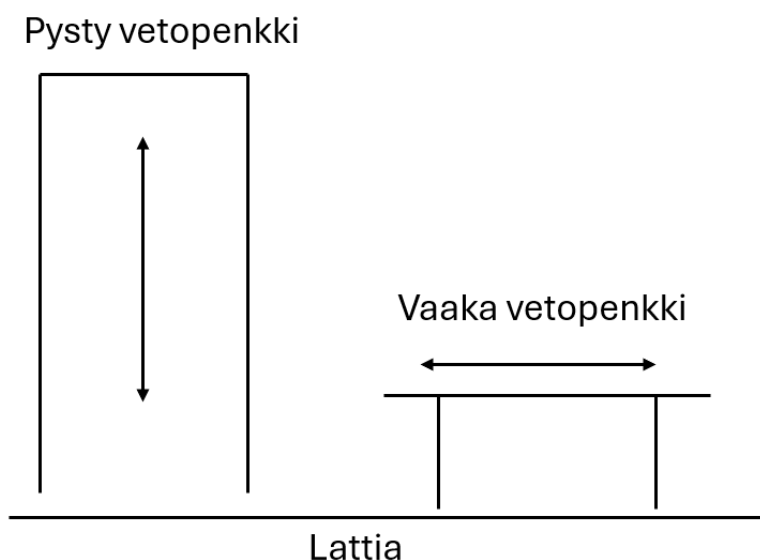
Suunnittelutyön osalta päädyttiin soveltamaan luvussa 3.2 esitettyä suunnitteluprosessimallia, joka helpottaa ison suunnittelukokonaisuuden hallintaa jakamalla sen pienempiin suunnittelukokonaisuuksiin. Työvaiheet jaettiin vetopenkin konseptointiin, alustavan mallin suunnitteluun sekä sen jatkokehitykseen tuotantovalmiiksi yksittäiskappaleeksi. Suunnitteluprosessimallia hyödynnettiin myös edellä mainittujen osioiden jakamisessa pienempiin kokonaisuuksiin, missä ratkaistiin teknisiä haasteita pieninä kokonaisuuksina, jonka jälkeen ratkaisut yhdistettiin toimimaan keskenään.

Koska kyseessä oli tiettyyn käyttöön eli nostokomponenttien testaukseen käytettävä testilaitte, täytyi suunnittelussa ottaa huomioon testattaville komponenteille määrätyt testausvaatimukset. Esimerkiksi anturointi suunniteltiin nostokomponenttien testausvaatimusten mukaan, sillä anturoinnin tuottama data on vetokoneen lopputuote, josta tehdään virallinen dokumentti. Lisäksi suunnitteluun vaikutti tilaajan toiveet sekä koneen toimintaympäristö.

Vetopenkin suunnittelussa oli käytössä SolidWorks-ohjelmisto, jolla pystytään suunnittelemaan tarkkoja 3D-malleja, tehdä lujuuslaskentaa sekä piirustuksia komponenteista. Lujuuslaskennassa käytettiin SolidWorks Simulation-lisäosaa. (Lombard 2007, 4.)

4.2 Konseptointi

Yleensä vetopenkki on joko vaaka tai pystymallinen kuten kuviossa 1 on esitetty. Koska vaatimuksena vetopenkille oli mahdollisuus kuuden metrin mittaisen komponentin vetoon, päädyttiin suunnittelemaan vaakasuuntaista vetopenkkiä. Vaakasuuuntaista vetopenkkiä on yksinkertaisempi käyttää kuin pystysuuntaista, sillä vaakasuuntaisella koneella käyttäjällä on pääsy jokaisen koneen osaan maan tasalta. Lisäksi oletettavasti luvussa 2.3.2 esitetyt vaatimukset kettingin asennolle vetokokeen aikana on helpompi täyttää vaakasuuntaisella vetopenkillä. Pystysuuntainen vetopenkki rajoittaisi enemmän laitteen sijoittamista korkeuden vuoksi erilaisiin rakennuksiin. Toisaalta pystymallin etuna on pienempi tarvittava lattiapinta-ala.



Kuvio 1. Havainnekuvio vaaka- ja pystyvetopenkistä.

Vaakasuuuntaisen vetopenkin rakennetta eniten määräävä tekijä on vedon toteuttamistapa. Lähtötietojen pohjalta pystyi arvioimaan, että metallirakenteen kustannukset ovat hyvinkin eri tyyillisillä runkoratkaisuilla lähellä toisiaan, joten suunnittelun aluksi päätettiin mitä vetotapaa käytetään. Vetotavaksi haluttiin hydraulisylinteri arvioituna parhaana vaihtoehtona tehokkaan voimantuoton, säädettävyyden, hinnan ja huollettavuuden vuoksi. Taulukossa 1 on esitetty karkea valintamatriisi, jossa on arvioitu myös muita vaihtoehtoja. Isompi pistemäärä tarkoittaa paremmin suoriutunutta kategoriassa.

Taulukko 1. Vetotavan valintamatriisi.

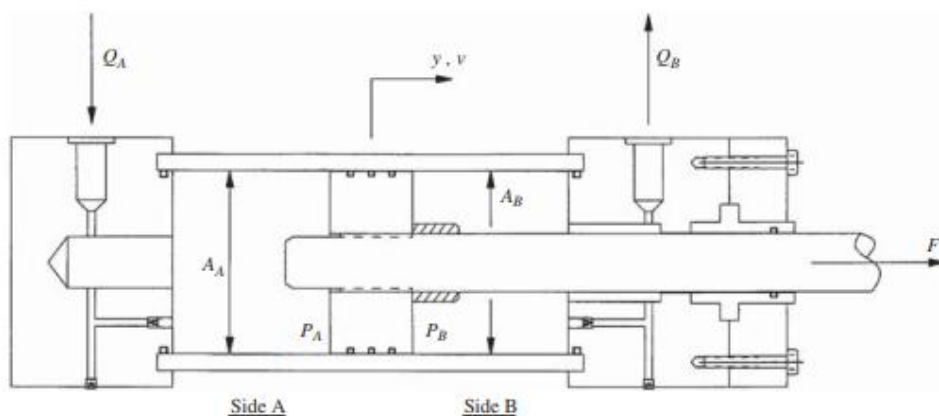
| Arviointi 1–4 | Voiman- tuotto | Säädettä- vyys | Monimut- kaisuus | Kustan- nukset | Pisteet yht. |
|------------------------|-------------------|-------------------|---------------------|-------------------|-----------------|
| Hydraulisyylinteri | 4 | 2 | 4 | 3 | 13 |
| Lineaarimoottori | 3 | 4 | 3 | 1 | 11 |
| Pneumatiikkasyylinteri | 2 | 1 | 2 | 4 | 9 |
| Kuularuuvi + sähkö | 1 | 3 | 1 | 2 | 7 |

Hydraulisyylinterin voima on suhteessa sylinterin käyttöpaineeseen ja männän pinta-alaan, joka voidaan laskea kaavalla

$$F = PA, \quad (2)$$

jossa F on voima, P on paine ja A on pinta-ala. (Manring, N & Fales 2019, 10.)

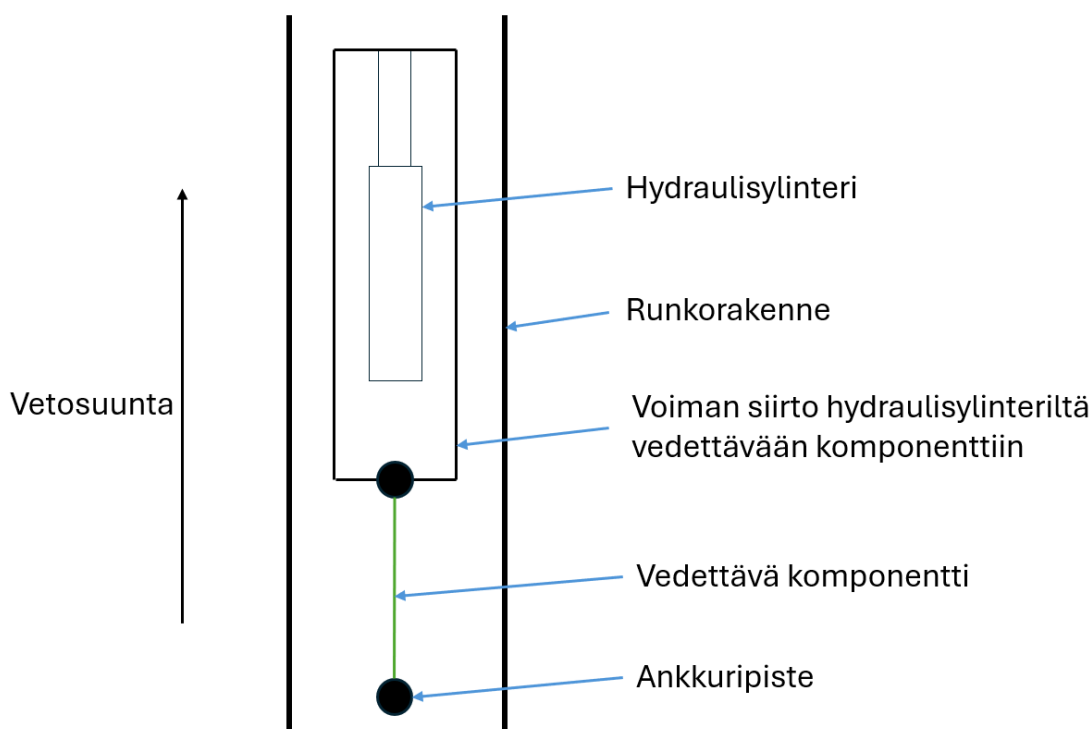
Tämän vuoksi on usein kustannustehokkain tapa sijoittaa hydraulisyylinteri siten, että sylinteri työntää varren suuntaan. Sijoittamalla sylinteri näin, voidaan käyttää sylinterin liikuttamiseen suurinta pinta-alaa kuten kuviossa 2 on esitetty. Konseptointivaiheessa päätettiin pyrkiä käyttämään hydraulisyylinteriä kuviossa 2 esitetyllä tavalla vedon suuntaan, jotta sylinterin koko saadaan pidettyä mahdollisimman pienenä. (Manring & Fales 2019, 269.)



Kuvio 2. Hydraulisyylinterin tehokkain käyttösuunta (Manring & Fales 2019, 297).

Vetopenkin runkorakenteen täytyy kestää koko pituudeltaan hydraulisyylinterin aiheuttama jännitys ja vääntö, jos vedetään pisintä koneeseen mahtuvaa testatta-

vaa komponenttia. Koska yleensä teräsprofiilit ovat parempia kestämaan pituussuuntaista puristusta kuin nurjahdusta, haluttiin pitää koneen runkolinja samassa tasossa sylinterin ja vedettävän kappaleen ankkuripisteen kanssa. Näin runkoon vaikuttaisi mahdollisimman pieni taivutus, mikä mahdollistaa rungon rakenteen pitämisen yksinkertaisena ja maltillisen kokoisena. Kuviossa 3 on esitetty suorassa runkolinjassa oleva hydraulisynterin sijoitus huomioiden sylinterin tehokain käyttösuunta.



Kuvio 3. Vetopenkki suoralla vetolinjalla.

Vetopenkin suunnittelun tueksi etsittiin vastaavia malleja internetistä, jotta voitaisiin verrata omaa visiota muiden suunnittelijoiden ratkaisuihin. Tällä tavoin voidaan saada vahvistusta omaan näkemykseen sekä saada ideoita teknisiin ratkaisuihin. Yhtenä verrokkina käytettiin kiinalaisen Jinan Victory Instrument CO., Ltd yhtiön nettisivuilla esitettyä vetopenkkiä, jonka rakenne on vastaavan tyylinen kuin oli itse ajateltu. Kuvassa 1 on esitetty kuvakaappaus kyseisestä laitteesta.



Kuva 1. Esimerkki vetopenkistä (Lähde: Jinan Victory Instrument CO., Ltd, n.d).

Kuvasta 1 voidaan huomata, että vedon toteutustavaksi on valittu hydraulisylinteri. Suurimpana erona vedon toteutuksessa on hydraulisylinterin asettelu, joka ei ole tehokkain tapa käyttää hydraulisylinteriä. Syynä tähän voi olla voimansiirron yksinkertaistaminen.

4.3 Suunnitteluvaihe

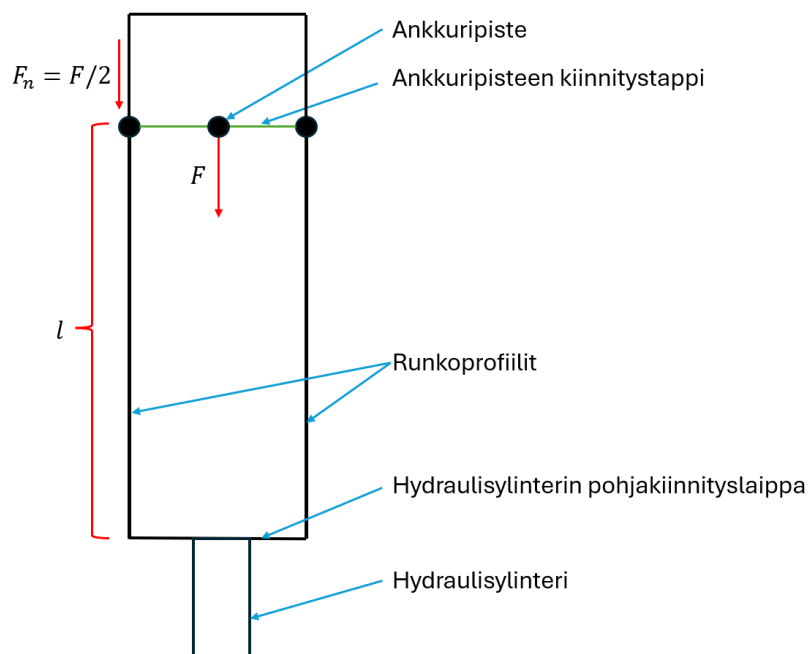
4.3.1 Rungon mitoitus

Vetopenkin suunnittelu alkoi runkoprofiilien alustavalla mitoituksella. Konseptivaiheessa päätetty ja kuviossa 3 esitetty koneen rakenne aiheuttaa runkoprofiileille puristusjännitystä ja riskinä on rungon nurjahdus. Suuntaa antavan nurjahduksen kestävästä teräsprofiilin taivutusvastuksen voi laskea tässä tapauksessa Eulerin nurjahdustapauksella III, sillä runkoprofiili on tuettu kiinteästi hydraulisylinterin pohjakiinnityslaippaan ja nivelpisteenä toimii vedettävän komponentin ankkuripiste. Eulerin nurjahdustapaus III lasketaan

$$F_n = \mu \frac{\pi^2 EI}{l^2}, \quad (3)$$

jossa F_n on nurjahdusvoima, μ on nurjahduskerroin, E on materiaalin kimmokerroin, I on neliömomentti, ja l on sauvan pituus. (Hartog 1949, 187.)

Hydraulisyylinteri pyritään pitämään runkoprofiilien keskellä, joten oletetaan hydraulisyylinterin aiheuttaman jännityksen jakautuvan tasaisesti molemmille runkoprofiileille ja että kyseessä olisi suora puristusjännitys. Vaatimus sylinterin tuottamalle voimalle oli 40 tonnia, joka vastaa noin 400 000 N. Runkoprofiilin nurjahduksen kannalta olennainen pituus on sylinterin pohjakiinnityksen ja vedettävän komponentin ankkuripisteen väli, joka on pisimmillään noin kuusi metriä. Runkomateriaaliksi valittiin S355 rakenneteräs, sillä kyseistä materiaalia on hyvin saatavilla sekä sitä on helppo työstää. S355 teräksen kimmokerroin on 210 GPa ja myötölujuus 355 MPa. Laskennassa oletetaan nurjahdustilanne kuvion 4 mukaiseksi.

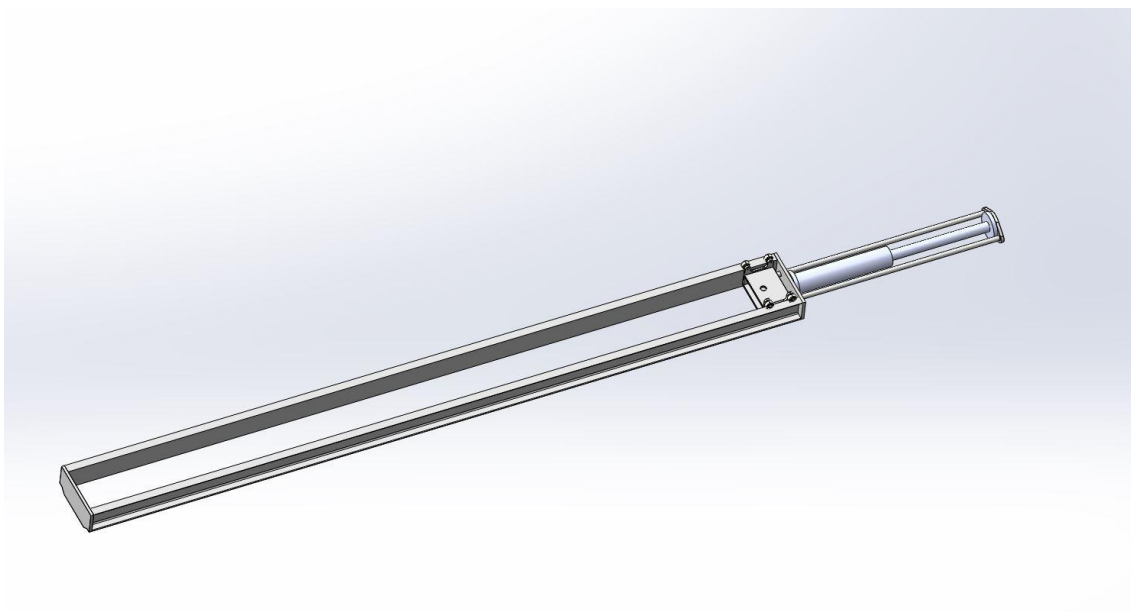


Kuvio 4. Oletettu nurjahdustilanne, jossa F on sylinterin tuottama voima.

Näillä tiedoilla voidaan laskea pienin vaadittu neliömomentti runkoprofiilille hyödyntämällä kaavaa 3. Nurjahduspituuden kertoimen arvo riippuu sauvan pään tunnoista, mikä on Eulerin nurjahdustapauksen III mukaisessa tilanteessa 2,046.

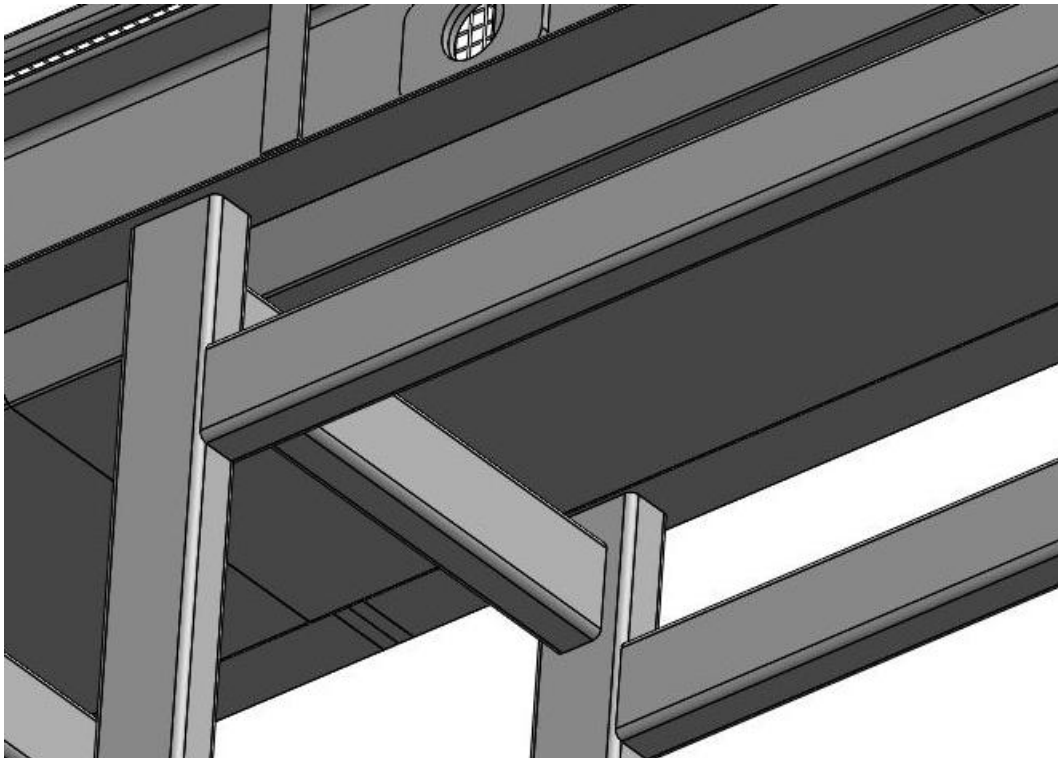
$$I = \frac{200\,000\text{ N} * 6000\text{ mm}^2}{210\,000\text{ MPa} * \pi^2 * 2,046} = 1,697 * 10^6\text{ mm}^4$$

U-muotoisella teräsprofiililla eli UPE-profiililla neliömomentti vastaisi BE-Group-tuotevalikoiman perusteella UPE 180 profiilia sen heikolla akselilla. (BE-group). Pienin vaadittu neliömomentti laskettiin lineaarisen analyysin avulla, joka ei ota huomioon esimerkiksi materiaalin ominaisuuksien epälineaarisuutta. Tämän vuoksi näin laskettuna nurjahduksen varmuuskertoimen täytyisi olla usein suuri. Kuvassa 2 on esitetty UPE-profiilirunko vetopenkissä.



Kuva 2. Ensimmäinen runkomalli (Kuva: Pekka Aitto-oja).

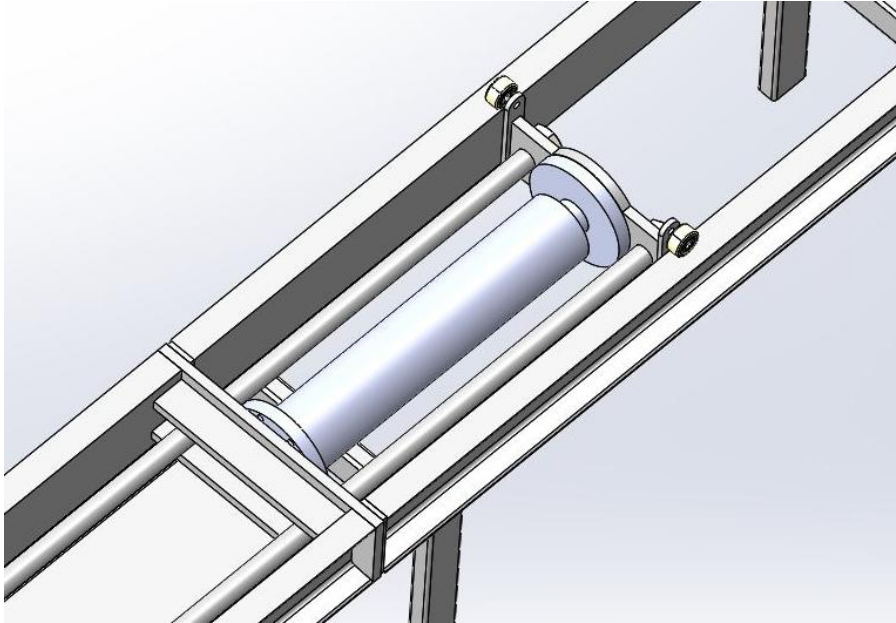
Koska suurella nurjahduksen varmuuskertoimella runkoprofiilit olisivat kasvaneet todella massiivisiksi, tuettiin runkoprofiilit noin 2 m välein toisiinsa kuvassa 3 näkyvillä suorakulmaisilla teräsprofiileilla eli RHS-putkilla sekä pohjakourulla. Tuet laskevat nurjahduksen riskiä merkittävästi ja näin ollen voitiin valita runkoprofiiliksi UPE 240 profiili, joka ilman tukia olisi ollut vain kaksinkertaisella varmuudella nurjahdukseen. Toinen syy UPE 240 teräsprofiilin valitsemiseen oli tilan tarve korkeussuunnassa runkoprofiilien välissä, jotta vetokaukalossa olisi tarpeeksi tilaa erilaisille testattaville komponenteille eikä erillistä korotusta sivuseinään tarvittaisi.



Kuva 3. Runkoprofilien tuet (Kuva: Pekka Aitto-oja).

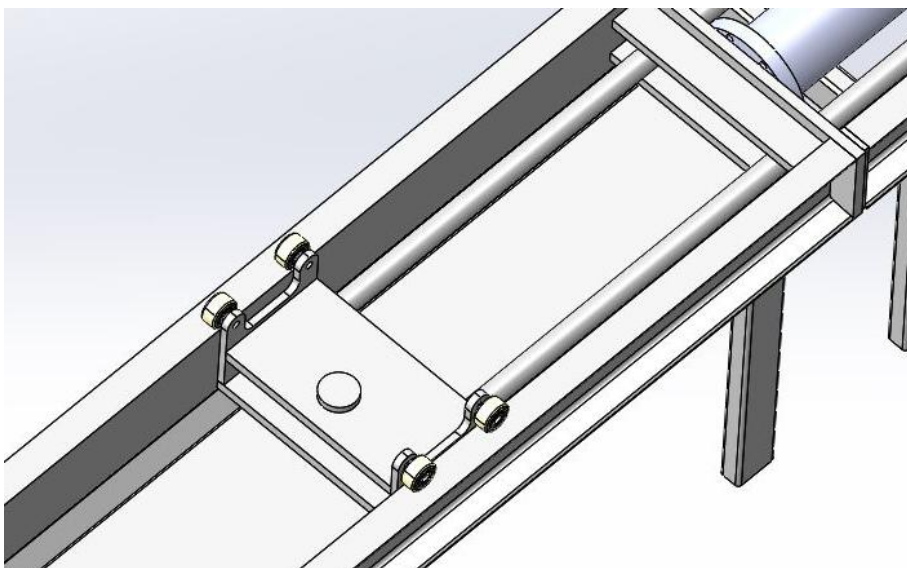
4.3.2 Mekaniikka

Vetopenkkiin valittu hydraulisylinteri on valmistettu teräksestä ja on täynnä öljyä, jonka vuoksi vetopenkin sylinterin painoksi tuli noin 300 kg. Hydraulisylinterin kokonaisuutena yhden metrin liikevaralla on noin kaksi metriä auki-asennossa, joten sylinteri tarvitsi tuennan sylinterivarren yläpäähän, millä estetään sylinterin pohjakiinnityslaippaan kohdistuva sylinterin painosta johtuva taivutus. Kuten kuvassa 4 on esitetty, ratkaisuna tähän oli jatkaa runkorakennetta sylinterin maksimipituuteen, jotta oli mahdollista käyttää vetopenkin runkoa sylinterin päätylaipan kantatinkiskona.



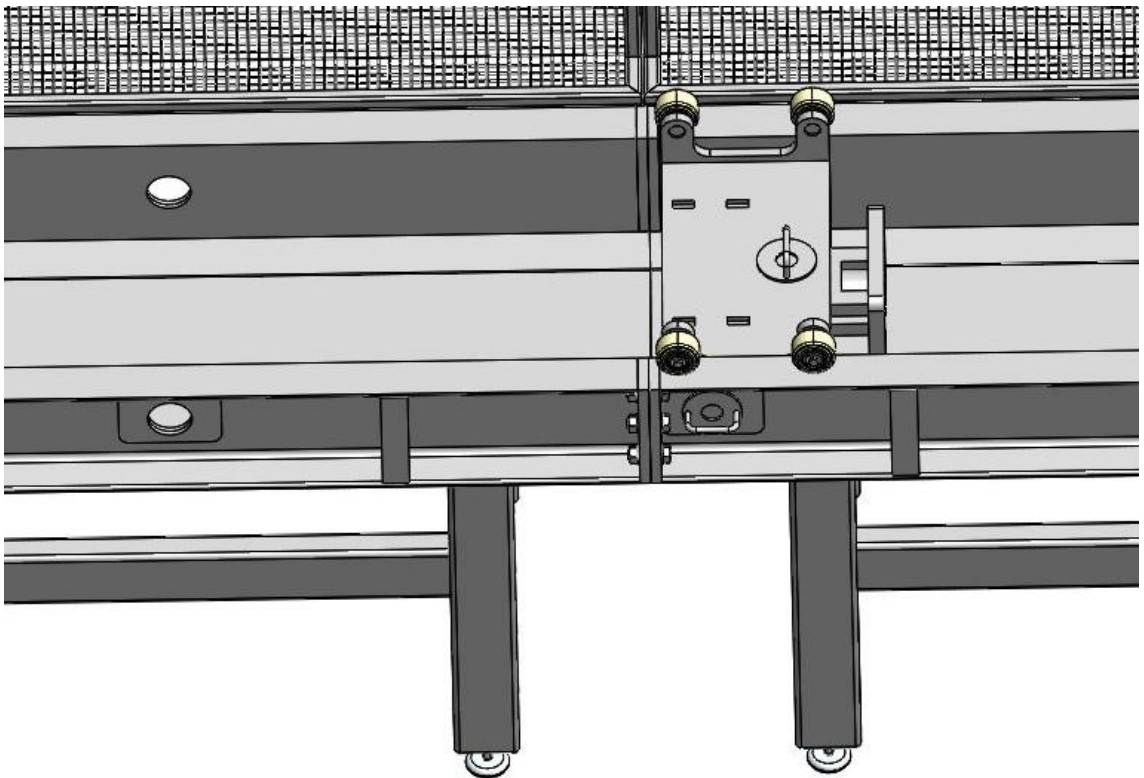
Kuva 4. Hydraulisyylinterin tuenta (Kuva: Pekka Aitto-oja).

Testattavien komponenttien kiinnittämiseen vetopenkin vetävään päähän sovellettiin samaa ideaa kuin hydraulisyylinterin päätylaipan tuennassa. Vetovarret, jotka kiinnittyvät sylinterin päätylaippaan, kiinnittyvät toisesta päästä vetovauvuun, joka taasen liikkuu runkorakenteen päällä pyörillä. Vetovauvussa on irrotettava tappi, jonka avulla voidaan kiinnittää testattavan komponentin toinen pää suoraan vetolinjaan. Vetokärryn tekninen toteutus on esitetty kuvassa 5. Tällä ratkaisulla työtä tekeviin koneen komponentteihin ei kohdistu niiden omasta massasta johtuvia kuormituksia. Lisäksi koneen rakenne pysyy yksinkertaisena, kun voidaan käyttää samaa komponenttia moneen käyttötarkoitukseen.



Kuva 5. Vetokärryn tekninen ratkaisu (Kuva: Pekka Aitto-oja).

Myös vedettävän komponentin ankkuripisteen rakenteessa sovellettiin samaa tekniikkaa. Renkaiden avulla ankkuripistettä pystytään siirtämään käsin, mikä mahdollistaa helpon käytettävyyden koneelle myös yksin. Kuten luvussa 2.3.1 on kerrottu, eri nostokettingeille on omat määräykset testierän pituudesta, joka määrää ankkuripisteen ja vetovaunun välisen etäisyyden, minkä vuoksi ankkurivaunu täytyy olla mahdollista siirtää. Ankkurivaunun lukitus päätettiin toteuttaa lukitsemalla vaunu tapilla runkoprofiliin kuten kuvassa 6 on esitetty. Lukitusväliksi valittiin 1 m, jotta vetopenkin runko ei heikentyisi siinä olevien lukitustapin reikien vuoksi.



Kuva 6. Ankkurivaunun lukitus ja rakenne (Kuva: Pekka Aitto-oja).

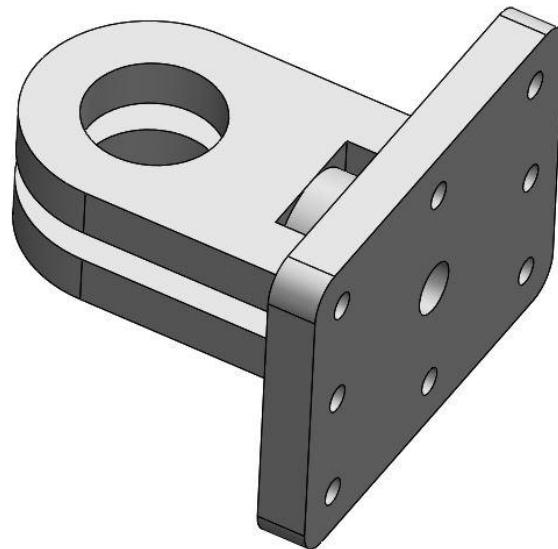
4.3.3 Jigin adapteri

Ankkuripisteeseen tilaaja toivoi adapteria, jonka voi kiinnittää helposti ankkurivaunuun tarvittaessa. Adapteriin täytyi olla mahdollisuus kiinnittää silmukkaruuvi tai vastaava sekä sisältää standardoitu kiinnitystapa erilaisten komponenttien

ankkurijigien kiinnittämiseen. Standardoitu tapa kiinnittää jigi adapteriin helpottaa ja yksinkertaistaa myöhemmän vaiheen jigien suunnittelua.

Adapterin kiinnitys ankkurivaunuun käyttämällä vaunussa jo valmiiksi olevaa vedettävän komponentin kiinnitystappia osoittautui parhaaksi vaihtoehdoksi. Vaihtoehtoinen idea oli jigien kiinnittäminen suoraan ankkurivaunuun pulttiliitoksella, jolloin adapteria ei olisi erikseen tarvittu. Ongelmaksi tässä toteutuksessa osoittautui jigeiltä vaadittava monimutkainen rakenne, joka olisi nostanut jatkossa uusien jigien hintaa.

Jigien kiinnitystavaksi adapteriin valittiin pulttiliitos, sillä se on kustannustehokas sekä yksinkertainen käyttää. Adapterin keskelle valittiin M36 kierrereikä, joka mahdollistaa kiinnityksen esimerkiksi 16 tonnia kestäväälle nostosilmukkaruuville. Adapterin suunniteltu rakenne on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7. Adapteri ankkurivaunuun (Kuva: Pekka Aitto-oja).

4.3.4 Anturointi ja ohjaus

Kuten luvussa 2.3 mainituissa lyhytlenkkisten nostokettinkien standardeissa on määritetty, nostokomponenttien murtovoiman ja murtovenymän testaamiseen käytettävässä vetopenkissä täytyy olla voima/venymä piirturi, minkä avulla voidaan tarkastaa ja tallentaa testitulokset. (SFS-EN 818-1, 14.)

Vetopenkkiin päädyttiin valitsemaan sähköinen voima/venymä piirturi laitteisto, sillä sitä voidaan jatkossa kehittää helposti. Erilaisia keskenään toimivia sähköisiä anturiratkaisuja löytyy markkinoilta paljon, toisin kuin mekaanisia laitteistoja, joiden osien yhteensopivuus on hyvin epävarmaa.

Voima/venymä piirturilaitteiston käyttöliittymäksi valikoitui ESI Technology Limited yhtiön kehittämä ohjelmisto. Kyseinen ohjelmisto ladataan tietokoneelle, mikä kerää dataa tietokoneen USB-portteihin liitetyillä antureilla. Ohjelmiston käyttöliittymästä voidaan aloittaa ja lopettaa manuaalisesti mittaaminen, sekä syöttää mitausdata Microsoft Excel -taulukkolaskentaohjelmaan, josta saadaan anturidatasta muodostettu viivakaavio. Kuvassa 8 on esimerkki, miltä käyttöliittymä voi näyttää. Excelissä voidaan myös laskea lopulliset murtovoima- ja kokonaismurtovenymä tulokset luvussa 2.3.3 esitetyillä tavalla. (ESI Technology Limited, n.d.)

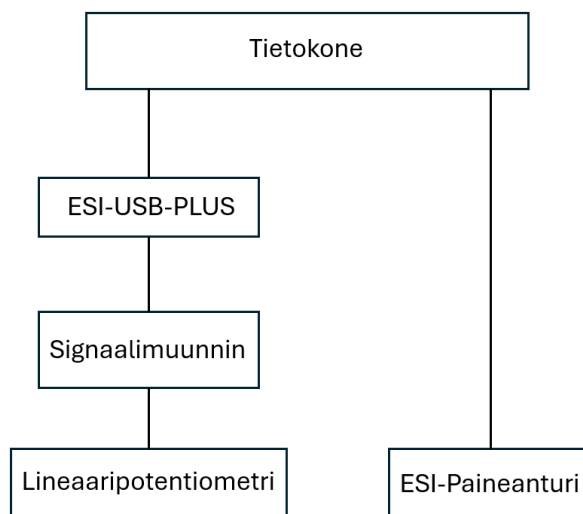


Kuva 8. ESI käyttöliittymä (Kuva: ESI).

Voiman mittaamisessa päädyttiin käyttämään hydraulisyylinterin öljyn painetta mittaavaa ESI Technology Limited yhtiön kehittämää GD4200-USB digitaalista paineanturia, sillä sen voi yhdistää suoraan tietokoneen USB-porttiin eikä siten tarvitse muuta sähköistystä anturin ympärille (ESI). Kun sylinterin männän pinta-ala on tiedossa, voidaan painetieto muuttaa voima/venymä piirroksen newtoneiksi käyttämällä kaavaa 2.

Venymän mittaamiseen valikoitui lineaaripotentiometri, jolla voidaan mitata veto-vaunun siirtymää vedon aikana. Lineaaripotentiometrin paikkatieto perustuu vastusarvon muuttumiseen, minkä vuoksi anturi ei kadota paikkatietoaan esimerkiksi laitteen sammuttamisen jälkeen, vaikka anturin asento olisi muuttunut. (OEM Finland Oy. n.d.)

Lineaaripotentiometriä ei ollut mahdollista kytkeä suoraan tietokoneeseen, joten niiden väliin täytyi laittaa ESI:n valmistama ESI-USB-PLUS-digitaalinen rajapintakomponentti, jonka avulla voidaan muuttaa 4–20 mA tai 0–10 V analoginen signaali digitaaliseen muotoon ja siten siirtää tietokoneeseen USB-portin kautta (ESI). Valittu lineaaripotentiometri on käytännössä vastus, joka ei itsessään tuota analogista signaalia, joten digitaalisen rajapinnan sekä lineaaripotentiometrin väliin täytyi laittaa signaalimuunnin, joka muuttaa vastusarvon analogiseksi signaaliksi. Kuviossa 5 on havainnollistettu anturoinnin rakennetta.



Kuvio 5. Anturointi.

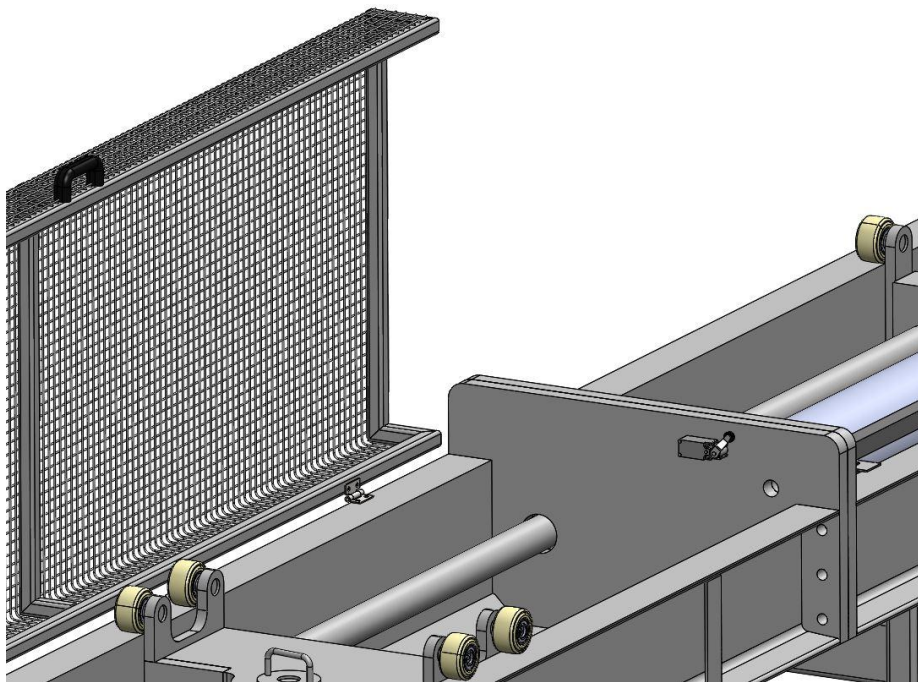
Koska molemmissa mittaukseen käytetyssä anturissa täytyy tehdä muunnoksia kuten analogisesta digitaaliseen signaaliin ja paineen muunnos voimaksi, on tärkeää varmistaa testitulosten paikkaansa pitävyys koneen testausvaiheessa. Antureiden mittausvirheen todennäköisyyttä voidaan laskea kalibroimalla anturit, mitä helpottamaan haluttiin lisätä hydrauliiikkokoneikkoon myös perinteinen analoginen painemittari.

Vetopenkin hydraulisylinterin liikkeitä ajetaan langallisella kaukosäätimellä, jolla ohjataan hydrauliiikka koneikon venttiileitä. Kaukosäätimeen piti saada myös hätäseis-kytkin, jotta vaaratilanteessa koneen käyttäjän on turvallista pysäyttää kone.

Koska vetopenkillä testataan erilaisia nostoapuvälineitä, haluttiin sylinterin liikenopeutta säätää. Hitain liikenopeus määritettiin luvussa 2.3 esitettyjen standardien suositusten mukaan ja maksiminopeus arvioitiin käytettävyyden kannalta. Lopulliseksi nopeuden säätöalueeksi määritettiin 60–120 sekuntia mitattuna sylinterin ääriliikkeelle. Hydrauliiikkokoneikon sekä sylinterin lopullinen mitoitus ja suunnittelu tilattiin alihankkijalta.

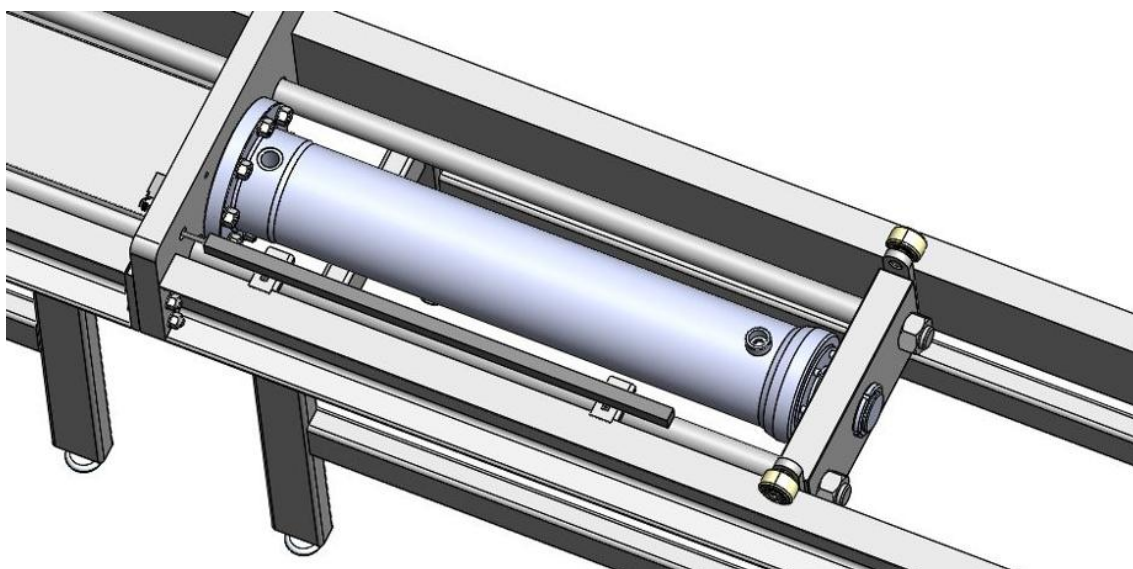
4.4 Kehitys

Kun vetopenkin tekniset ratkaisut sekä havainnekuva oli saatu valmiiksi, esitettiin ne tilaajalle ja käytiin kehityskohteita läpi. Vetopenkin runko päätettiin jakaa neljään toisiinsa kiinni pultattavaan moduuliin, jotta konetta olisi helpompi kuljettaa valmistuksen aikana sekä käyttökohteessa. Lisäksi vetokourun päälle lisättiin kuvassa 9 näkyvä 20 mm x 20 mm silmäkokoisella verkolla varustettu kansi, joka estää testattavista komponenteista irtoavien osien lentämisen hallitsemattomasti pois kourusta. Koneen turvallisuuden parantamiseksi kanteen lisättiin rajakytkin, joka estää koneen käytön kannen ollessa auki.



Kuva 9. Kansi sekä rajakytkin (Kuva: Pekka Aitto-oja).

Hydraulisylinterin varren päästä saatiin yksinkertaisempi tekemällä päätylevy yhdestä paksusta levystä, mihin vetovarret ja sylinterivarren pää kiinnittyi mutterilla kuten kuvassa 10 on esitetty. Tällä ratkaisulla säästytään erikoisvalmisteisilta sylinterivarren pään komponenteilta.

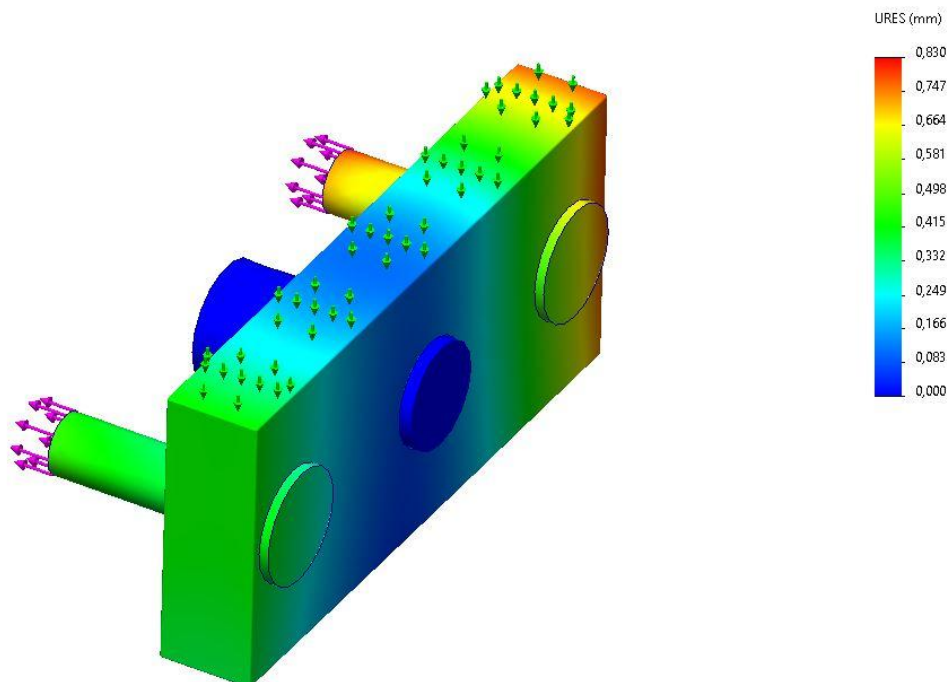


Kuva 10. Sylinterivarren pään päivitetty versio (Kuva: Pekka Aitto-oja).

4.5 Lujuuslaskenta

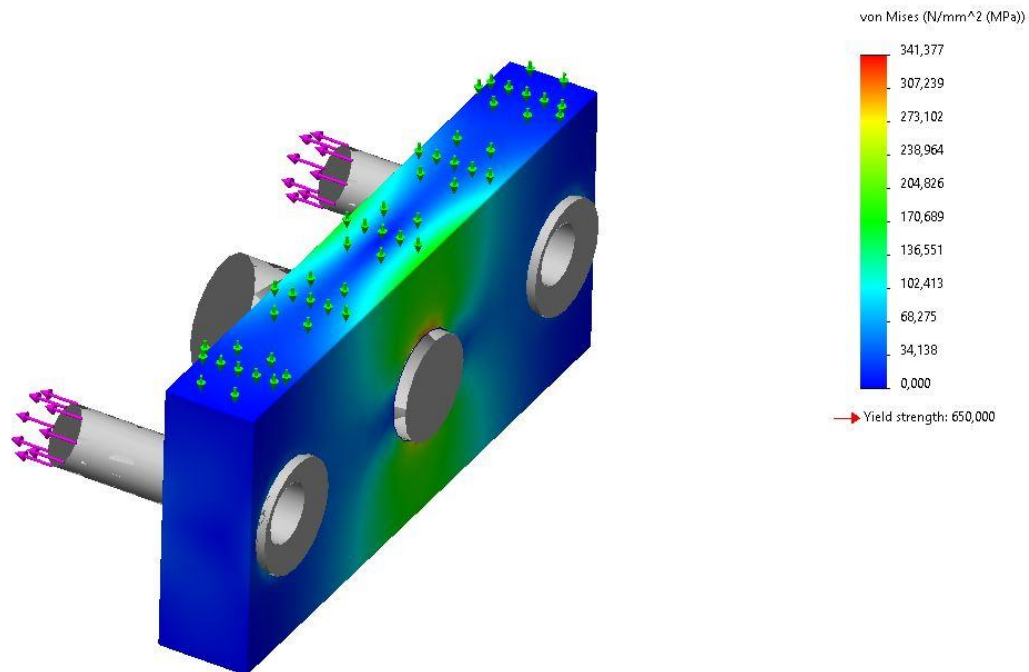
Vetopenkin lujuuslaskenta suoritettiin jakamalla rakenne pienempiin laskettaviin osakokonaisuuksiin. Näin laskettaessa on tärkeä huomioida muiden komponenttien tai kokonaisuuksien vaikutus laskettavaan kappaleeseen. Lujuuslaskennassa oli käytössä Solidworks-ohjelmiston Solidworks Simulation-lisäosa, jolla oli mahdollista laskea jännityksiä, siirtymiä sekä nurjahdusta. Lujuuslaskennassa pidettiin jännitysten maksimi raja-arvona konedirektiivin mukaista yli 1,25 varmuutta käytetyn materiaalin myötörajan nähden, joka esimerkiksi S355 teräksen osalta tarkoittaa noin 280 MPa jännityksiä. (VNa 400/2008, Luku 4.)

Sylinterivarren päätylevyn paksuudeksi saatiin lujuuslaskujen perusteella 80 mm. Levyn ei haluttu taipuvan, jottei vetovarsiin aiheutuisi siitä johtuvaa taivutusjännitystä. Päätylevyn lujuuslaskentamalliin lisättiin hydraulisynterinin varsi sekä veto-varret. Näiden avulla saatiin simulointiohjelmassa voimat sekä tukipisteet oikeisiin paikkoihin. Levyn pyöriminen sylinterin akselin ympäri estettiin asettamalla pyörimisen estävä ehto. Kuvassa 11 on esitetty päätylevyn lujuuslaskennan tulos, josta voidaan huomata, että päätylevyn siirtymät ovat enimmillään alle 1 mm.



Kuva 11. Päätylevyn siirtymät (Kuva: Pekka Aitto-oja).

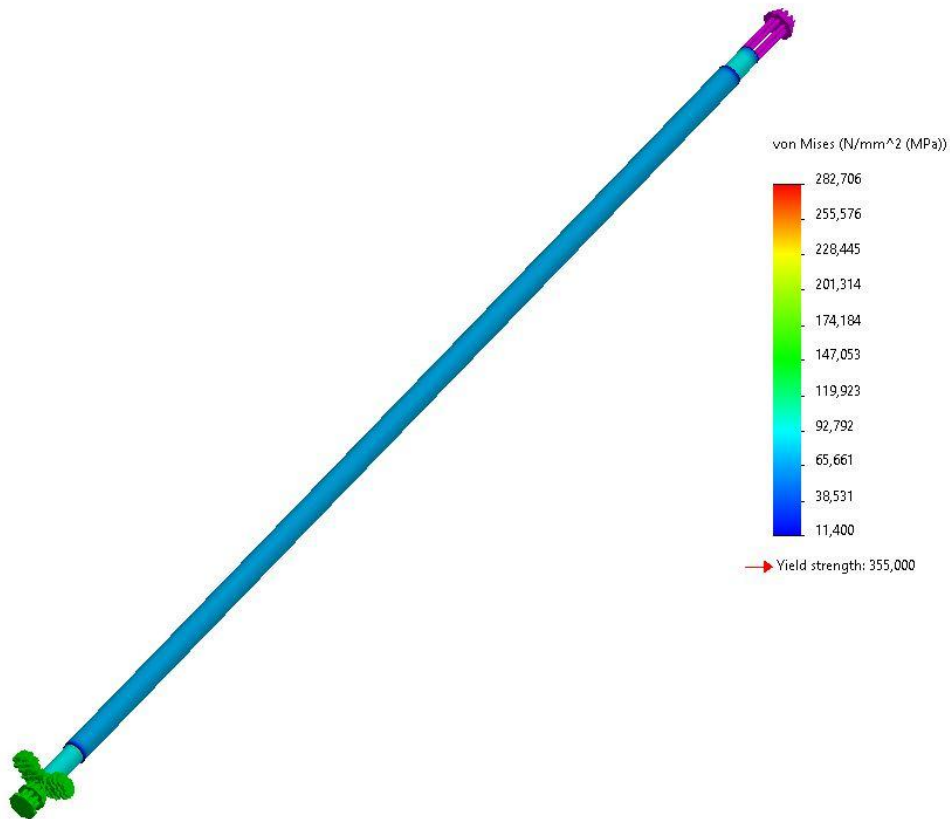
Päätylevyn kohdistuvat jännitykset simuloitiin samalla konfiguraatiolla kuin siirtymien tarkastelussa. Kuvassa 12 on esitetty päätylevyn kohdistuvat jännitykset.



Kuva 12. Päätylevyn kohdistuvat jännitykset. (Kuva: Pekka Aitto-oja).

Suurimmat levyn kohdistuvat jännitykset ovat lujuuslaskennan perusteella hydraulisylinteri varren sekä levyn liitoskohdassa. Koska maksimijännitykset ylittävät S355 teräksen myötörajan, voi kovaa materiaalia oleva sylinterinvarsi ajan myötä painua levyyn. Tämän estämiseksi levyn materiaaliksi valittiin S355 teräksen sijaan S690 teräs, jonka myötöraja on noin 690 MPa.

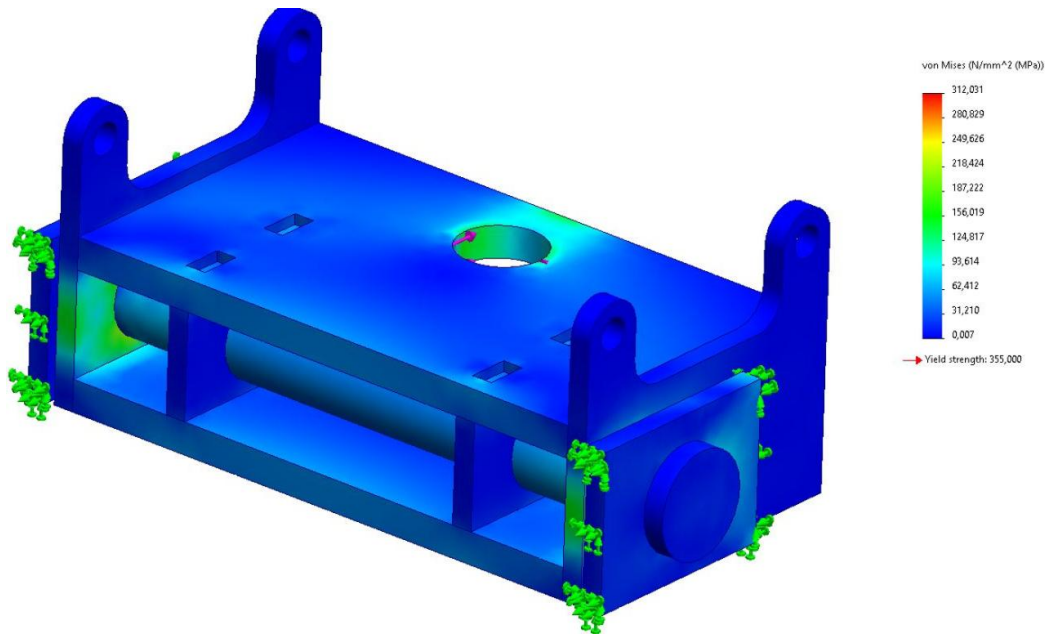
Koska päätylevyn taipuma on varsin pieni, eikä siten aiheuta vetovarsiin taivutusta, voidaan vetovarsiin kohdistuvat jännitykset olettaa suoraksi vetojännitykseksi. Vetovarsiin kohdistuvat jännitykset on esitetty kuvassa 13.



Kuva 13. Vetovarteen kohdistuvat jännitykset (Kuva: Pekka Aitto-oja).

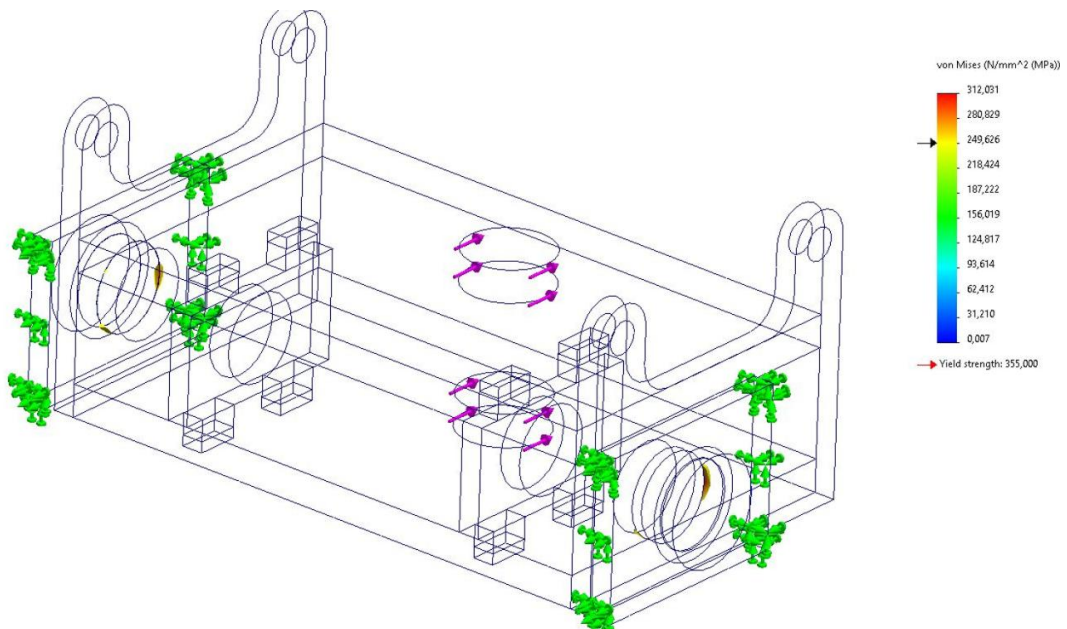
Vetovarsiin kohdistuu lujuuslaskennan perusteella pääosin noin 100 MPa vetojännitys sekä suurimmillaan kierteen lopetuskohtaan kohdistuva 280 MPa jännitys. Pysyvää muodonmuutosta ei näin ollen tapahdu varsien materiaalin ollessa S355 teräs.

Ankkuripisteen lukituksessa hydraulisylinterin tuottama voima aiheuttaa leikkausjännitystä lukitustappiin sekä puristusjännitystä runkoprofiiliin ja ankkurivaunun lukitustapin reiän reunaan. Runkoprofiilia jouduttiin vahvistamaan lukitusreiän ympäriltä, jotta jännitys jakautuu isommalle pinta-alalle. Lujuuslaskentaa varten malliin lisättiin ankkurivaunun lukitustappia sekä runkoprofiilia vastaavat komponentit. Kuvassa 14 on esitetty ankkurivaunun lujuuslaskennan tulos.



Kuva 14. Ankkurivaunun lujuuslaskenta (Kuva: Pekka Aitto-oja).

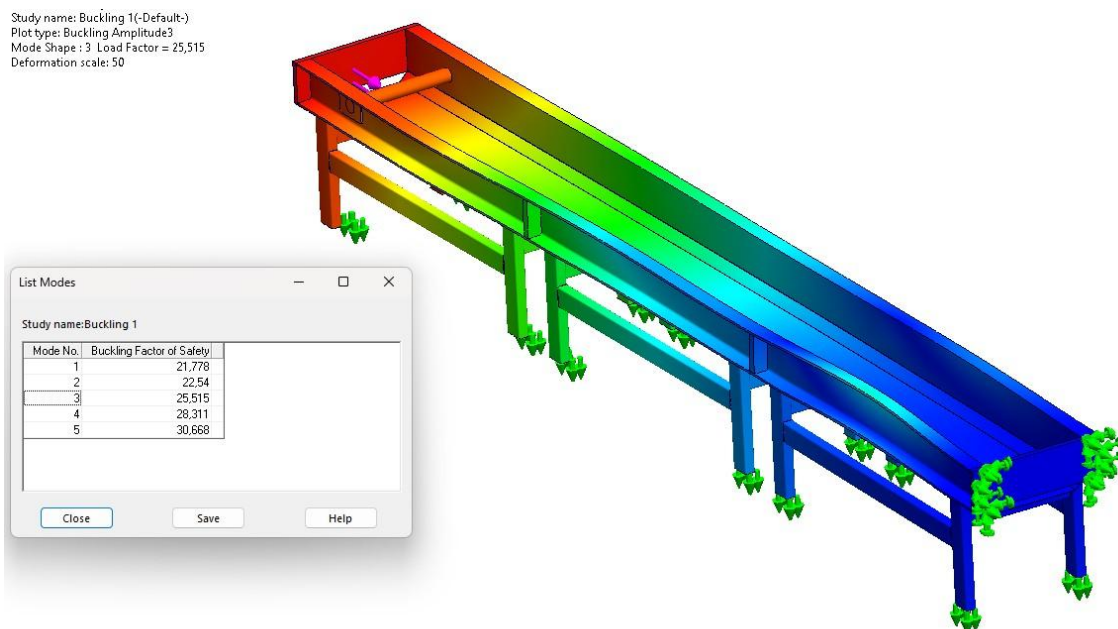
Tuloksesta voidaan huomata, että jännitykset pysyvät pääosin alle 200 MPa. Kuvassa 15 näkyy yli 250 MPa jännitykset, jotka ovat simuloinnista johtuvia, sillä ympäröivät jännitykset ovat huomattavasti matalampia. Koska todelliset maksimijännitykset pysyvät reilusti S355 teräksen myötörajan alapuolella, tulosta voidaan pitää turvallisena.



Kuva 15. Yli 250 MPa jännitykset (Kuva: Pekka Aitto-oja).

Vetopenkin rungolle suoritettiin nurjahduksen simulointi, jonka yksi nurjahdustapaus on esitetty kuvassa 16. Simulointia varten rungosta tehtiin pelkistetty malli,

jotta simulointi olisi yksinkertainen. Rungon ankkurointipinnaksi valittiin hydraulisylinterin pohjakiinnityslaippa. Vetopenkin jalat kiinnitettiin samaan tasoon keskenään, sillä se vähentää laskennan vapausasteita ja on siten kevyempi laskea. Näin voitiin tehdä, koska arvioitiin, ettei runko nurjahda helpoiten tähän suuntaan.

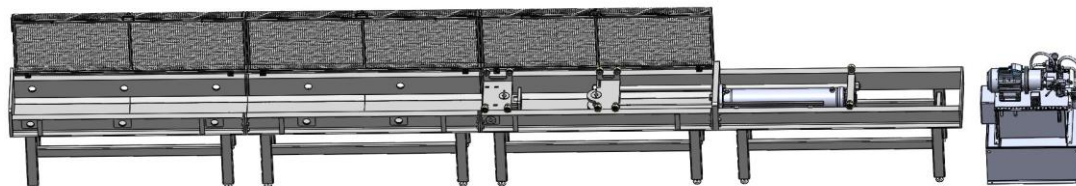


Kuva 16. Rungon nurjahduksen simulointi (Kuva: Pekka Aitto-oja).

Simuloinnin perusteella rungon BFC, eli Bucklin Factor of Safety, joka kertoo varmuuskertoimen nurjahdukseen, olisi yli 20. Todellisuudessa tilanne ei välttämättä ole ihan näin hyvä, sillä simulointi tuntui korostavan hieman pohjakourun vaikutusta nurjahduskestävyyteen.

Simuloimalla suoritettuihin lujuuslaskentatuloksiin täytyy suhtautua varauksella, sillä todellisuudessa rakenteessa on epäsuoria pintoja sekä muita epätäydellisyyksiä, joita on miltei mahdotonta ottaa huomioon laskennassa. Simulointituloksissa täytyy huomioida myös usein esiintyvät niin sanotut pistemäiset jännitykset, jotka voivat näkyä tuloksissa korkeina jännityspiikkeinä, joiden todellisuutta on hyvä arvioida erikseen.

Kuvassa 17 on esitetty suunnitteluprosessin tulos, eli valmistukseen valmis 3D-malli vetopenkistä. Vetopenkkiä ei ehditty valmistaa ennen opinnäytetyön valmistumista. Näin ollen koneen mahdolliset kehityskohteet sekä käyttöönottoon liittyvät haasteet selviävät vasta myöhemmin.



Kuva 17. Vetopenkin valmis 3D-malli (Kuva: Pekka Aitto-oja).

5 POHDINTA

Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella tilaajan toiveiden mukainen vetopenkki, joka täyttää kyseiselle koneelle määrätyt vaatimukset. Vetopenkillä täytyi olla mahdollista tuottaa testattaville komponenteille niitä koskevien standardien mukaisia testituloksia.

Opinnäytetyössä pyrittiin tuomaan esiin suunnittelun kannalta oleellimmat osat alueet. Vetopenkin suunnittelu oli laaja kokonaisuus, jonka vuoksi kaikkia suunnittelun yksityiskohtia ei ole esitetty tarkasti. Toiminnallisen osuuden tuloksena saatiin suunniteltua valmistukseen valmis malli vetopenkistä.

Tässä opinnäytetyössä päästiin soveltamaan suunnitteluprosessikaavaa, joka pilkkoo suuremman kokonaisuuden pienempiin helpommin hallittavissa oleviin osiin. Suuret suunnittelukokonaisuudet ovat haastavia hallita, sillä yksi asia voi vaikuttaa moneen eri osa-alueeseen. Lisäksi virheitä on vaikea huomata, koska ne häviävät massaan.

Tämä opinnäytetyö on suoritettu työsuhteessa työn tilaajan alaisuudessa. Työn toiminnallinen osuus on suoritettu välillä 1.12.2025 – 31.1.2026. Vetopenkin suunnittelussa pyrittiin noudattamaan parhaan tiedon mukaan suunnittelutyön eettisiä normeja kuten patenteja sekä tekijänoikeuksia.

Tässä työssä on esitetty tiettyyn käyttötarkoitukseen suunniteltu vetopenkki, jonka toteutusratkaisut eivät välttämättä toimi muihin käyttötarkoituksiin. Työssä käytettiin koneen lujuuden varmistamiseksi teoreettista lujuuslaskentaa sekä 3D-simulointia, mikä vaikuttaa työn tulosten luotettavuuden arviointiin heikentävästi. Koneen jatkokehitystä varten tulisi seurata runkoranteen käyttäytymistä käytössä ja siten poistaa mahdolliset riskitekijät.

Vetopenkkiä voisi jatkokehittää tulevaisuudessa käyttäjäystävällisemmäksi automatisoimalla testitulosten käsittelyä. Testitulokset siirrettäisiin automaattisesti mittauksen jälkeen yksilöityyn testitulospohjaan, joka tallennetaan siten, että kyseistä testitulosta voidaan hakea myöhemmin helposti.

LÄHTEET

BE-group. n.d. Tuotteet. Verkkosivu. Viitattu 14.1.2026.
<https://www.begroup.fi/tuotteet>

Childs, P. 2004. Mechanical Design. E-Kirja. 2. Painos. Elsevier Ltd. Viitattu 20.12.2025. Vaatii käyttöoikeuden. <https://ebookcentral.proquest.com/lib/tampere/reader.action?c=UERG&docID=288872&ppg=5>

ESI Technology Limited. n.d. Products. Verkkosivu. Viitattu 18.1.2026.
<https://esi-tec.com/product/>

Hartog, J. 1949. Strengh of materials. E-kirja. New York: Dover Publications, Inc. Viitattu 14.1.2026. Vaatii käyttöoikeuden. <https://app-knovel-com.libproxy.tuni.fi/kn/resources/kpSM000012/toc?cid=kpSM000012>

Jinan Victory Instrument CO., Ltd. n.d. Chain Horizontal Tensile Test Bed. Verkkosivu. Viitattu 11.2.2026. <https://www.victorytest.com/products/chain-horizontal-tensile-test-bed/>

Lombard, M. 2007, SolidWorks 2007 Bible, E-kirja. Indianapolis: Wiley publishing, Inc. Viitattu 29.12.2025. Vaatii käyttöoikeuden. <https://ebookcentral.proquest.com/lib/tampere/reader.action?docID=335841&ppg=6&c=UERG>

Manring, N & Fales, R. 2019. Hydraulic Control Systems. E-Kirja. 2. Painos. John Wiley & Sons, Inc. Viitattu 13.1.2026. Vaatii käyttöoikeuden. <https://ebookcentral.proquest.com/lib/tampere/reader.action?docID=5851704&query=hydraulic&c=RVBVQg&ppg=33>

OEM Finland Oy. n.d. Tuotteet. Verkkosivu. Viitattu 18.1.2026.
<https://www.oem.fi/tuotteet>

SFS-EN 818-1 + A1. 2008. Lyhytlenkkinen nostokettinki. Turvallisuus. Osa 1: Yleiset vaatimukset. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Viitattu 9.2.2026. Vaatii käyttöoikeuden. <https://online.sfs.fi/fi/index/tuotteet/SFS/CEN/ID2/8/113001.html.stx>

Valtioneuvoston asetus koneiden turvallisuudesta 400/2008. 2008. Finlex. Viitattu 15.12.2025. <https://www.finlex.fi/fi/lainsaadanto/2008/400>