



Mittanavan ulosvetäjän suunnittelu

Riku Koskela

OPINNÄYTETYÖ
Joulukuu 2024

Konetekniikan koulutusohjelma
Tuotekehitys

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Tuotekehitys

KOSKELA, RIKU:
Mittanavan ulosvetäjän suunnittelu

Opinnäytetyö 49 sivua
Joulukuu 2024

Opinnäytetyössä käsitellään Skidometer BV 11 -kitkanmittauslaitteen mittanavan ulosvetäjän suunnitteluprosessia. Työn tavoitteena oli korvata käytössä oleva ulosvetäjä merkittävästi kevyemmällä ja paremmin pakkautuvalla kokoonpanolla, joka olisi myös helposti huollettavissa sekä purettavissa. Opinnäytetyössä esitellään yksityiskohtaisesti ulosvetäjän suunnitteluprosessin eri vaiheet ja tehdyt suunnitteluratkaisut. Teoriaosuudessa käsitellään suunnitteluprosessin kulkua ja siihen liittyvien ongelmien ratkaisua sekä lujuuslaskennan kannalta ongelmallisia singulariteetteja.

Ulosvetäjästä koottiin useita konseptitason kokoonpanoja ja eri ratkaisujen vaikutuksia arvioitiin muun muassa valmistettavuuden, lujuuden, massan ja muiden ulosvetäjälle asetettujen vaatimusten näkökulmasta. Arvioinnin tueksi ulosvetäjän eri komponenteille ja kokoonpanoille suoritettiin FEA-laskelmia ja toiminnallisuuksia havainnollistettiin 3D-tulostetuilla prototyypeillä.

Ulosvetäjän lopullisen kokoonpanon massa aleni noin 64 % käytössä olevaan ulosvetäjään verrattuna. Lisäksi ulosvetäjän kaikki osat ovat vaihdettavissa ja jalat voidaan säätää kahdelle eri leveydelle useamman käyttökohteen mahdollistamiseksi. Ulosvetäjän purettava rakenne mahdollistaa kompaktin säilytyksen ja helpon kuljetuksen. Ulosvetäjän todettiin täyttävän kaikki sille asetetut vaatimukset ja valmistuksessa tarvittavat dokumentit laadittiin. Valmiin kokoonpanon toimivuus todennettiin vielä käytännön testeillä ja ulosvetäjä hyväksyttiin käyttöön.

Asiasanat: suunnittelu, tuotekehitys, ulosvetäjä, kitkanmittauslaite

ABSTRACT

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

KOSKELA, RIKU:
Design of an Extractor Tool for the Measuring Hub

Bachelor's thesis 49 pages
December 2024

The purpose of this thesis was to address the design process of the extractor tool for the measuring hub of a Skiddometer BV 11 friction measurement device. The goal of the work was to replace the current extractor tool with a significantly lighter and more compact assembly that is also easy to maintain and disassemble. This thesis detailed the various stages of the design process and decisions regarding these stages. The theoretical section addressed the design process and the related problem-solving, as well as the problematic singularities from the perspective of strength calculations.

Several conceptual assemblies of the extractor tool were created, and the impacts of the different design solutions were evaluated in terms of manufacturability, strength, weight, and other requirements set for the extractor tool. To support the evaluation, FEA calculations were performed on various components and assemblies of the extractor tool, and its functionalities were illustrated with 3D-printed prototypes.

The final assembly of the extractor tool achieved a weight reduction of approximately 64% compared to the current extractor tool. Additionally, all the parts are replaceable, and the legs can be adjusted to two different widths to allow for multiple applications. The assembly can be easily disassembled to facilitate compact storage and convenient transportation. The functionality of the final assembly was further verified through practical tests, and the extractor tool was approved for use.

Key words: design, product development, extractor tool, friction measurement device

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	6
2	YRITYSESITTELY	7
3	TEORIA	8
	3.1 Suunnitteluprosessi.....	8
	3.2 Ongelmien ratkaiseminen	10
	3.3 Singulariteetit lujuuslaskennassa	11
4	SUUNNITTELU.....	15
	4.1 Vaatimukset ja reunaehdot	15
	4.2 Voimat ja siirtymät.....	16
	4.3 Alustavat materiaalivalinnat	17
	4.4 3D-suunnittelu	18
	4.4.1 Runko	18
	4.4.2 Painelaakeriholkki.....	19
	4.4.3 Ulosvetäjän kiinnittyminen	21
	4.4.4 Vääntö	22
	4.4.5 Muutokset kokoonpanoon	23
5	LUJUUSLASKENTA	27
	5.1 Kuormitukset, tuennat ja materiaalit	27
	5.2 Analyysi ja tulokset.....	29
	5.2.1 Konsepti 1	29
	5.2.2 Konsepti 2	31
	5.2.3 Konsepti 3	34
	5.2.4 Lopullinen kokoonpano.....	36
	5.2.5 Painelaakeriholkki.....	39
6	VALMIS KOKOONPANO	41
	6.1 Pintakäsittely	42
	6.2 Testaus	42
7	TULOKSET	45
8	POHDINTA	47
	LÄHTEET	48

LYHENTEET JA TERMIT

FAA	Federal Aviation Administration, Yhdysvaltain kansallinen ilmailuviranomainen
FEA	Finite Element Method, elementtimenetelmään pohjautuva numeerinen ratkaisumenetelmä
WMS	Water Measurement System, vesimittausjärjestelmä

1 JOHDANTO

Tämä opinnäytetyö käsittelee Skiddometer BV 11 -kitkanmittauslaitteen mittanavan ulosvetäjän suunnitteluprosessia. Skiddometer BV 11 on jatkuvan kitkanmittauksen laite, jota käytetään muun muassa lentokenttien kiitoteiden kitka-arvojen mittaamiseen. Laite tarjoaa tarkkoja ja luotettavia mittatuloksia, ja se on hyväksytty Yhdysvaltain ilmailuviranomaisen FAA:n toimesta. (Moventor 2024.)

Moventor suorittaa kitkanmittauslaitteiden huolto- ja kunnostustöitä maailmanlaajuisesti ja ulosvetäjän tulisi kulkea huoltotöitä suorittavan asentajan mukana. Tämä ei kuitenkaan onnistu käytössä olevan ulosvetäjän suuren koon ja painon takia, jolloin samaan työhön joudutaan käyttämään huomattavasti enemmän vaihua käytettävissä olevilla työkaluilla. Huoltotyön tehostamiseksi suunnitellaan käytössä olevan ulosvetäjän tilalle selkeästi kevyempi ja mahdollisimman kompaktiin tilaan pakkautuva ulosvetäjä.

Käytössä oleva ulosvetäjä on erikoisvalmisteinen ja se sopii vain Skiddometer BV 11 -kitkanmittauslaitteen mittanavan irrottamiseen. Ulosvetäjän rungon massa on 5,9 kg ja käytettävän painelaakeriholkin massa 0,85 kg, jolloin kokoonpanon yhteismassa on 6,75 kg. Ulosvetäjä on kokonaisuudessaan terästä, mutta teräslaatu ei ole tiedossa. Ulosvetäjän massan ja lujuuden optimoimiseksi suunnitteluprosessin aikana käytetään muun muassa elementtimenetelmään pohjautuvaa FEA-laskentaa ja erikoislujia teräksiä.

Opinnäytetyössä käydään yksityiskohtaisesti läpi ulosvetäjän suunnitteluprosessin eri vaiheet ja tehdyt suunnitteluratkaisut. Suunnittelu on prosessina iteratiivinen, eli prosessi kiertää kehää eri vaiheiden välillä ja jokaisessa syklissä ulosvetäjän kokoonpanoa tai sen eri komponentteja analysoidaan (Norton 2011). Analyysi antaa tällöin uutta tietoa systeemin käyttäytymisestä ja toiminnasta, jota hyödynnetään edelleen ulosvetäjän kehittämisessä. Raportoinnin selkeyttämiseksi tässä opinnäytetyössä ei käsitellä suunnitteluprosessia iteratiiviseen tyyliin. Sen sijaan ulosvetäjän suunnittelun eri työvaiheet, kuten vaatimusten määrittely, 3D-suunnittelu ja lujuuslaskenta käsitellään omissa osioissaan.

2 YRITYSESITTELY

Moventor Oy on moderni, kansainvälinen, voimakkaasti kasvava ja kehittyvä teknologiayhtiö, joka on erikoistunut kitkanmittaukseen sekä lentoasemalaitte- ja ohjelmistoliiketoimintaan. Moventorin ydinliiketoiminta-alueita ovat Skiddometer BV 11 -kitkanmittauslaitteiden kehittäminen, valmistus, kalibrointi ja huolto ympäri maailmaa sekä EHR-Fahrzeugtechnik Cleaning Systemsin edustaminen Skandinavian alueella. Moventor vastaa myös Global Runway Reporter -ohjelmiston kehittämisestä ja asennuksesta. (Moventor 2024.)

Skiddometer BV11 on maailman johtava jatkuvan kitkanmittauksen laite, joita on siviili- ja sotilaskäytössä jo lähes 400 kappaletta. Järjestelmä koostuu Skiddometer BV11 -perävaunusta ja kosketusnäytöllisestä tietokoneesta, joka laskee, tallentaa ja tulostaa kitkatietoja. Järjestelmä voidaan varustaa myös "WMS" tai "On-Board" -järjestelmillä, jotka mahdollistavat kiitotien kitkan mittaamisen 1 mm:n vesikerroksessa ICAO:n ja FAA:n standardien mukaisesti. Skiddometer on saatavilla myös valmiina ajoneuvointegraationa, jossa mittauslaitteisto voidaan nostaa ja laskea sähkömoottorin avulla ajoneuvon sisään. Tämä mahdollistaa ajoneuvon käytön myös muuhun toimintaan lentokenttäalueella. (Moventor 2024).

Moventor on perustettu vuonna 2010 ja heidän pääkonttorinsa sekä tehdas sijaitsevat Kangasalalla. Moventorin liikevaihto oli vuonna 2023 3,72 milj. euroa ja työllisti 7 henkilöä. Liiketoiminnan voitto oli 331 000 euroa ja liikevoittoprosentti 8.7 %. Moventorin omavaraisuusaste oli vuonna 2023 74 %. (Asiakastieto n.d.)

3 TEORIA

3.1 Suunnitteluprosessi

Suunnittelu on pohjimmiltaan luovaa ongelmanratkaisua. Usein nämä ongelmat ovat strukturoimattomia, eli luonteeltaan epämääräisiä, jolloin myös mahdollisia ratkaisuja voi olla useita. Tällaisten ongelmien ratkaiseminen vaatii usein luovaa ja innovatiivista ajattelutapaa. Ongelmanratkaisun tueksi on kehitelty erilaisia suunnittelijaa avustavia prosessikaavioita. Nämä prosessikaaviot voivat olla tyypistettyjä tai erittäin yksityiskohtaisia. Suunnitteluprosessi voidaan kuitenkin jakaa karkeasti kymmeneen eri vaiheeseen. (Norton 2011.)

Suunnitteluprosessin vaiheet:

1. Tarpeen tunnistaminen
2. Taustatutkimus
3. Tavoitteiden asettaminen
4. Tarkemmat vaatimukset ja rajaukset
5. Synteesi
6. Analyysi
7. Toteutustavan valinta
8. Yksityiskohtainen suunnittelu
9. Prototyypit ja testaus
10. Valmistus

Suunnitteluprosessi alkaa lähes aina jonkin ongelman, puutteen tai epäkohdan aiheuttamasta tarpeesta, jolle pyritään löytämään ratkaisu. Tarpeen tunnistamisen jälkeen ongelma pitää määritellä tarkemmin, jotta sen laajuus ja vaikutukset voidaan ymmärtää kokonaisuudessaan. Tämä vaatii usein taustatutkimusta, jonka jälkeen on mahdollista muodostaa selkeitä ja realistisia tavoitteita suunnittelun pohjaksi. Tavoitteiden asettamisen jälkeen luodaan yksityiskohtaiset vaatimukset ja rajataan ongelma tarvittavaan laajuuteen. Reunaehdoilla voidaan ohjata miten ja millä ehdoilla nämä tavoitteet voidaan saavuttaa. (Norton 2011.)

Synteisivaiheessa aloitetaan suunnittelun varsinainen ideointi, jolloin tuotetaan mahdollisimman monta vaihtoehtoista toteutustapaa, yleensä ottamatta huomioon tarkemmin niiden laatua tai arvoa. (Norton 2011.) Useiden vaihtoehtojen tuottaminen antaa suunnittelijalle paremman käsityksen käytettävissä olevista ratkaisutavoista, ja eri vaihtoehtojen tutkiminen tuottaa myös suurimmalla todennäköisyydellä hyväksyttäviä ratkaisuja. Norton (2011) huomauttaakin, että toisinaan suunnittelun edistämiseksi on edullisempaa lähteä edistämään myös huonoiksi koettuja ideoita kuin yrittää löytää heti absoluuttisen oikeaa vastausta. Jokainen iteraatio tuo tällöin lisää informaatiota systeemin käytöksestä ja lopulta riittävien iteraatioiden jälkeen on helpompi määritellä suunnittelun kannalta relevantit ja epärelevantit tekijät. Synteessissä voidaan siis kehittää useita eri osia ja kokoonpanoja samanaikaisesti, mutta tyypillisesti suunnittelu pysyy vielä alustavalla tasolla ennen tarkempaa analysointia.

Synteessissä kehitetyt mahdolliset ratkaisut analysoidaan pilkkomalla ne pienempiin ja paremmin ymmärrettäviin komponentteihin. Analyysi ja synteesi ovat tällöin toistensa vastakohtia, mutta ilman synteisiä ei kuitenkaan voi olla analyysiä, koska "ei mitään" ei voida analysoida. Eri ratkaisuja analysoidessa huomataan todennäköisesti osan olevan puutteellisia ja nämä tulee joko palauttaa uudelleen muokattavaksi tai hylätä kokonaan. (Norton 2011.) Hyväksyttävän ratkaisun löytäminen voi vaatia useita iteraatioita ja suunnitteluprosessi kiertää tällöin kehää synteessin ja analyysin välillä.

Lopullinen toteutustapa valitaan parhaiten suunnittelulle asetettuja vaatimuksia vastaavaksi. Tämä on yleensä kompromissi eri ominaisuuksien välillä ja harvoin täydellinen. (Norton 2011.) Suunnittelijan on myös kyettävä tunnistamaan, koska suunnitelma on riittävällä tasolla, jotta esimerkiksi edullisemman komponentin suunnittelusta aiheutuvat kulut eivät ylitä saavutettua hyötyä (Breiing, Engelman & Gutowski 2009). Toteutustavan valinnan jälkeen ratkaistaan aiemmin mahdollisesti ilmenneet epäkohdat ja suunnitelman teknisten ja toiminnallisten vaatimusten täytyminen varmistetaan. Valmistuksessa vaadittavat dokumentit laaditaan ja usein ensimmäinen kokoonpano tuotetaan prototyypinä. Prototyypille suoritetaan tarvittavat testit ja kokoonpano joko hyväksytään, hylätään tai palautetaan jälleen muokattavaksi. (Norton 2011.)

Suunnitteluprosessin jakaminen kymmeneen erilliseen vaiheeseen voi antaa väärän kuvan prosessin todellisesta kulusta. Todellisuudessa suunnitteluprosessin sisällä tapahtuu jatkuvaa kiertoa eri vaiheiden välillä, kunnes saavutetaan tyydyttävä lopputulos. Toisaalta, jos suunnittelulle asetetut vaatimukset ovat epä-määräisiä voidaan päätyä kiertämään loputonta kehää eikä tyydyttävää lopputulosta välttämättä löydetä. Suunnittelun edetessä onkin tärkeää tarkastella asetettujen vaatimusten realistisuutta ja säädellä näitä tarvittaessa.

3.2 Ongelmien ratkaiseminen

Suunnitelmaa analysoitaessa huomataan usein alkuperäisen suunnitelman olevan ongelmallinen, jolloin ongelmaan kehitetään ratkaisu tai se hylätään. Norton (2011) jakaa ongelman ratkaisemisen neljään osa-alueeseen:

1. Ongelman määrittely
2. Alustava suunnittelu
3. Yksityiskohtainen suunnittelu
4. Dokumentointi

Ensimmäinen vaihe ongelman ratkaisemisessa on ongelman tarkka määrittely ja tähän liittyvien oletuksien kirjaaminen. Nämä oletukset rajaavat ongelman lähdettä ja yksinkertaistavat ongelman ratkaisua. (Norton 2011.) Tällaisia oletuksia voivat olla esimerkiksi ilmanvastuksen aiheuttaman kitkan olettaminen nolaksi tai yksittäisen osan massan huomiotta jättäminen, koska sen vaikutus on tilanteessa merkityksettömän pieni.

Ongelman määrittelyn ja rajaamisen jälkeen on tehtävä päätös, millä keinoilla ongelmaa lähdetään ratkaisemaan (Norton 2011). Voimme valita esimerkiksi peräkärryn vetoaisan materiaaliksi alumiinin sen keveyden ja korroosiokestävyyden takia. Huomaamme kuitenkin myöhemmin suunnitteluprosessissa, että aisaan kohdistuu väsyttävää kuormitusta ja materiaali täytyy vaihtaa teräsputkeen, jolla saavutetaan parempi väsymiskestävyys. Tällöin kuitenkin menetetään alumiinin korroosionkestävyys ja teräksen pintakäsittelyä täytyy pohtia erikseen. Näillä alkuvaiheen suunnittelua ohjaavilla päätöksillä voi siis olla merkittävä vaikutus

myöhempien vaiheiden tuloksiin ja niitä on usein muutettava tai kokonaan hylättävä, kun iteroimme eri ratkaisujen välillä. (Breiing, Engelmann & Gutowski 2009.) Tehtyä päätöstä tukevat perustelut, luonnokset ja havainnot tulisi dokumentoida kronologiseen järjestykseen siten, että niihin voidaan tukeutua pitkänkin ajan kuluessa (Norton 2011).

Yksityiskohtainen suunnittelu tarkoittaa alustavan suunnittelun tuotosta ja sisältää analyttistä tarkastelua tulosten arvioimiseksi (Norton 2011). Ongelmien ratkaisemisessa käytettävä prosessi on siis hyvin saman kaltainen kuin suunnittelu prosessi itsessään. Ensin ongelmalle tehdään alustava ratkaisu (synteesi), jota arvioidaan (analyysi), jonka pohjalta tehdään päätös prosessin jatkamisesta. Mikäli tutkittavaan ongelmaan ei saada tyydyttävää ratkaisua palataan prosessin aiempiin vaiheisiin ja jatketaan iterointia toivotun lopputuloksen saavuttamiseen asti. Dokumentaatio on kaikissa ongelmanratkaisun vaiheissa tärkeässä osassa ja mahdollistaa tarvittaessa suunnittelijan tukeutumisen omaan ajatusprosessiin myöhemmin.

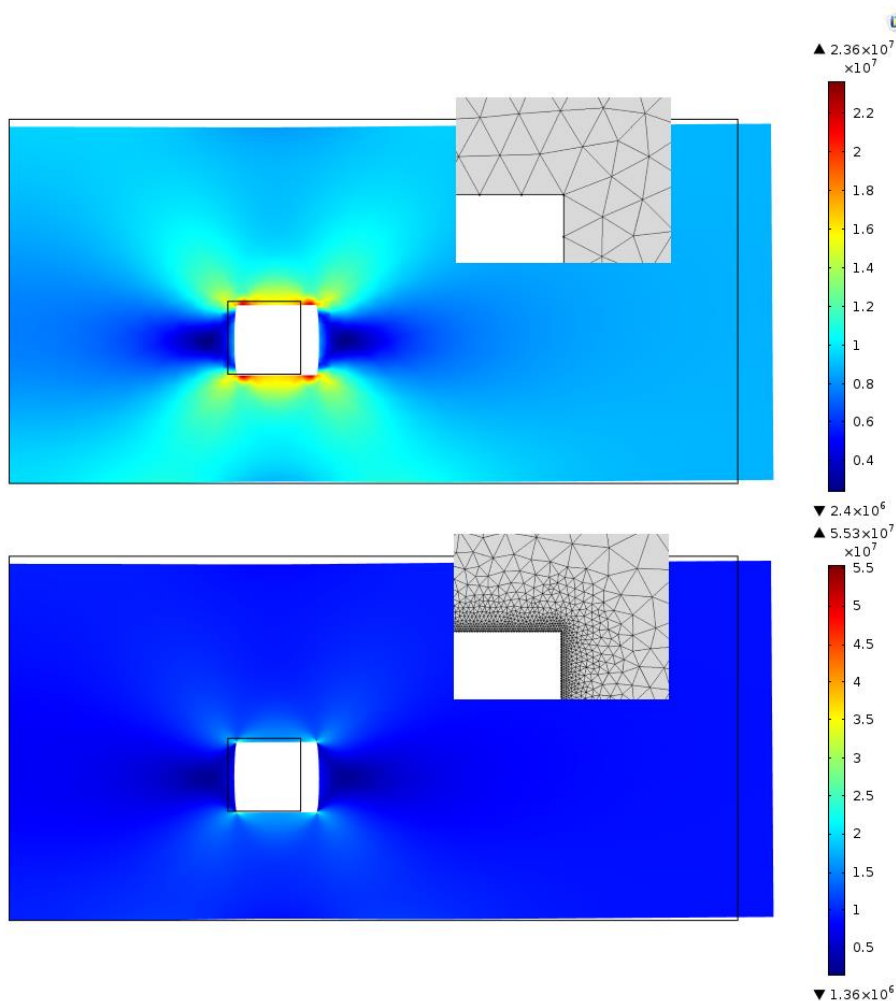
3.3 Singulariteetit lujuuslaskennassa

Epätodelliset jännityshuiput ovat yleinen ongelma elementtimenetelmän (FEA) tuloksia arvioitaessa. Näitä pistemäisiä jännityshuippuja kutsutaan singulariteeteiksi, eikä niitä voida aina poistaa kokonaan, joten tuloksia on tärkeä osata tulkita oikein. (Langnau 2021.) Tässä osiossa käsitellään yleisimmät syyt singulariteettien syntyyn ja esitellään tapoja, joilla näitä voidaan hallita.

Kokenut suunnittelija osaa tulkita, milloin korkeat jännityshuiput voidaan turvallisesti ohittaa. Raportoinnin kannalta singulariteetit voivat kuitenkin olla ongelmallista ja kaikkia jännityskeskittymiä ei voida ohittaa ilman perusteluja. Singulariteettien arvioimiseksi on kehitetty erilaisia tekniikoita, joilla voidaan selvittää jännitysten todellisuus. (Sönerlind 2015.)

Tyypillisesti singulariteetit sijaitsevat jännitystä lisäävien piirteiden lähellä, joita voivat olla esimerkiksi reiät ja sisäpuoliset terävät kulmat. Näiden singulariteettien

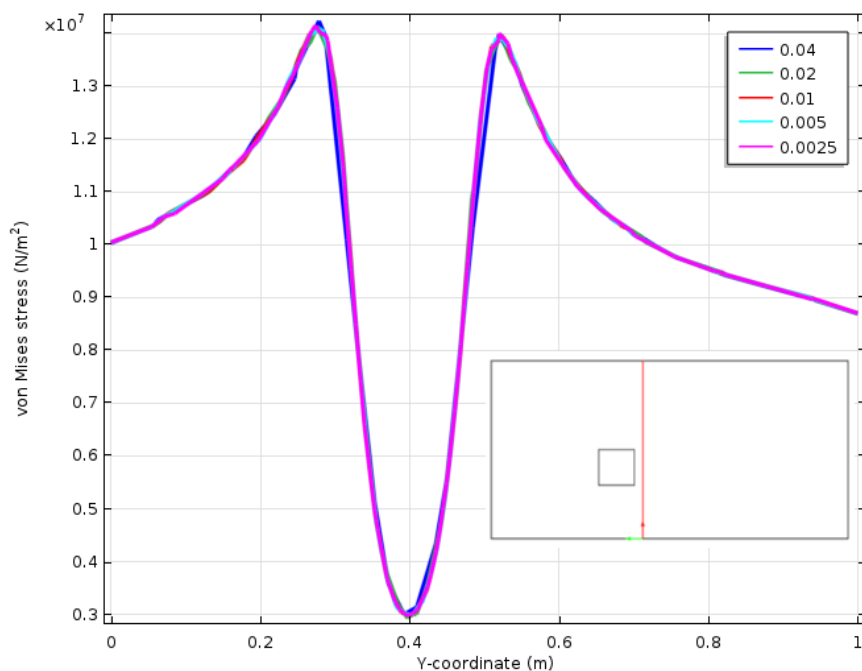
jännitykset pyrkivät kohti ääretöntä arvoa, kun verkotuksessa käytettävä elementtikoko lähestyy nollaa. (Langnau 2021.) Sönnnerlind (2015) demonstroi käytettävän elementtiverkon tiheyden vaikutuksia kuvassa 1. Ensisilmäyksellä tiheämmin verkotetun kappaleen jännitykset ovat alhaisemmat. Tämä johtuu värien automaattisesta skaalauksesta huippujännityksen mukaan ja todellisuudessa tiheämällä verkotuksella jännitykset ovat kaksi kertaa korkeammat (Sönnnerlind 2015). Elementtiverkon tihentämistä voidaan siis hyödyntää singulariteettien paikantamisessa, mutta tämä kuitenkin lisää laskentaan kuluva aikaa ja sen monimutkaisuutta.



KUVA 1. Elementtiverkon tiheyden vaikutus jännityksiin (Sönnnerlind 2015).

Jännityskeskittymien todellisuutta voidaan arvioida myös tutkimalla jännityksen paikallisuutta. Sönnnerlind (2015) tutki kappaleen jännitysvaihteluita reiän lähellä viidellä eri elementtikoolla ja jännityksistä piirrettiin kuvaaja (kuva 2). Kuvaajasta

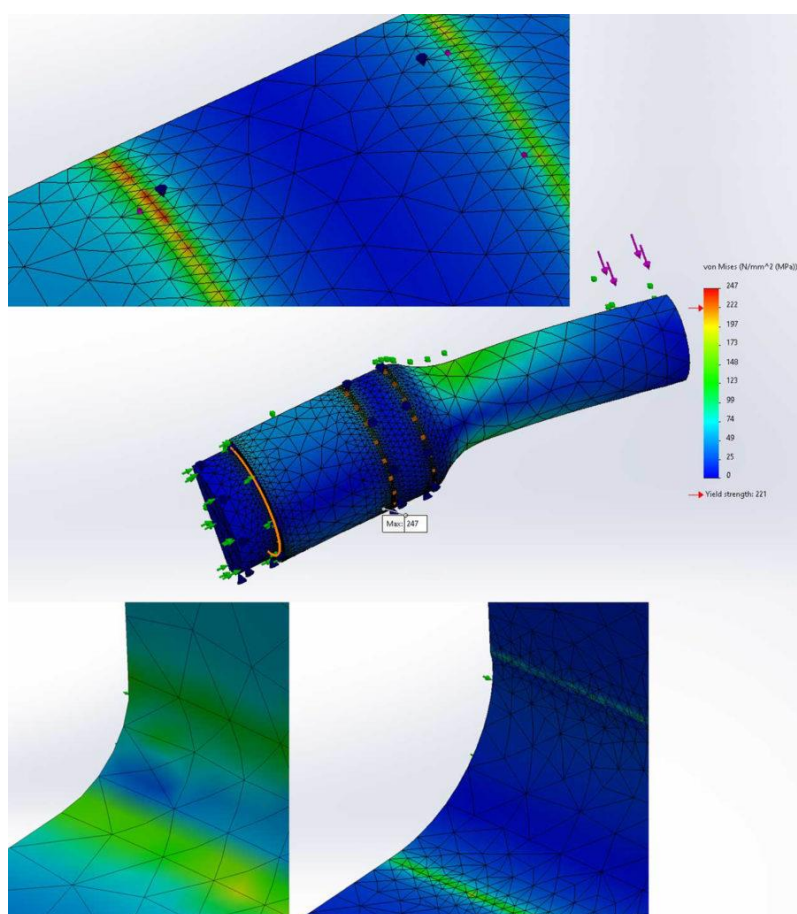
havaitaan, että jännitysten vaihtelu eri elementtikoolla on tutkittavan alueen kohdalla merkityksettömän pieni. Havainto on ristiriitainen aiemman havainnon kanssa, jolloin pienempi elementtikoko kaksinkertaisti huippujännitykset. Tämä ristiriita vahvistaa jännitysten olevan paikallisia singulariteetteja, jolloin ne voidaan jättää turvallisesti huomiotta.



KUVA 2. Kappaleen jännitysvaihtelut punaista leikkausviivaa pitkin. Verkotettu viidellä eri elementtikoolla (Sönerlind 2015).

Langnau (2021) totesi jännityshuippujen ilmaantuvan jännitystä lisäävien piirteiden, kuten terävien kulmien alueelle. Sönerlind (2015) toisaalta toteaa, että todellisuudessa nämä kulmat eivät yleensä ole täysin teräviä ja analysoitavaan malliin voidaan lisätä singulariteettien välttämiseksi pieniä pyöristyksiä. Tämä kuitenkin lisää jälleen elementtiverkon monimutkaisuutta ja lisää laskentaan tarvittavaa aikaa. Huomioitavaa on kuitenkin, että teräviin kulmiin muodostuvat jännityskeskittymät eivät ole ainoastaan teoreettinen ilmiö, vaikka täydellisen teräviä kulmia ei todellisuudessa ole. Terävissä kulmissa voidaan tällöin havaita materiaalin venymistä tai murtumista, mutta vaikutukset ovat kuitenkin erittäin paikallisia ja ongelmallisia vasta, kun kuormitus on syklistä ja rakenne on altis väsymiselle. Tämä on yleisesti tunnistettu eri standardien välillä ja voidaan huomata, kun verrataan esimerkiksi lentokoneen pyöristettyjä ja rakennusten teräväkulmaisia ikkunoita. (Sönerlind 2015.)

Singulariteetteja voi esiintyä myös eri pintojen välillä, joka johtuu yleensä mallinuksessa tai kappaleen tuennassa käytettävien pintojen kiinnitysten loputtoman suuresta jäykkyydestä. Näitä liitoksia voidaan kutsua täysin epäelastisiksi, jolloin jännityssingulariteetit esiintyvät kiinnitysten päätepisteissä. (Langnau 2021.) Langnau (2021) demonstroi tilannetta leikkaamalla akselin kahteen osaan ja kiinnittämällä tämän uudelleen kiinteästi pintojen väliltä. Akselia kuormitettiin ja kyseiselle leikkauspinnalle ilmeni jännityskeskittymiä (kuva 3). Vastaavia jännityskeskittymiä havaittiin myös, kun pyöritykset yhdistävät kaksi pintaa. Epäelastisten kiinnitysten aiheuttamat singulariteetit voidaan poistaa käyttämällä elastisia kiinnityksiä, mutta tämä voi vääristää siirtymien suuruuksia. (Langnau 2021.)



KUVA 3. Epäelastisten liitosten päätepisteisiin muodostuvat jännityshuiput (Langnau 2021).

4 SUUNNITTELU

4.1 Vaatimukset ja reunaehdot

Työn tilaaja määritteli suunniteltavalle ulosvetäjälle vaatimuksia ja tiettyjä reunaehdot näiden vaatimusten saavuttamiseen. Suunnittelun helpottamiseksi vaatimuksia on osittain tarkennettu ja reunaehdot rajattu.

Ulosvetäjälle asetetut vaatimukset ja reunaehdot:

1. Ulosvetäjän tulee kestää vääntöön kohdistettu 200Nm vääntömomentti ja sen aiheuttama voima ilman pysyviä muodonmuutoksia rakenteessa.
2. Suunniteltavan ulosvetäjän tulee olla noin 50 % edellistä kevyempi ja pakkautua mahdollisimman pieneen tilaan.
3. Hitsattu levyrakenne, jonka päämateriaali on 6 mm Strenx 700MC. Kierrekarana käytetään hienokierteistä kierretankoa M20x1,5 10.9. Vääntöissä tulee olla kuusiopää 24 mm avainvälillä ja reikä vähintään 1/2" jatkovarrelle.
4. Ulosvetäjään suunnitellaan painelaakeriolkki, joka minimoi kitkan kierrekaran ja työnnettävän akselin pintojen välillä.
5. Ulosvetäjän täytyy olla helposti purettavissa, huollettavissa ja kierteiden vaihdettavissa. Käytön tulee olla helppoa ja miellyttävää.
6. Useampi käyttökohde, mikäli muut vaatimukset ja rakenne huomioon ottaen mahdollista.

4.2 Voimat ja siirtymät

Vääntiöön kohdistettu vääntömomentti pyörittää kierrekaraa kierrettä pitkin. Vääntömomentti aiheuttaa voiman kierteeseen, jos ulosvetäjän rungon siirtyminen estetään kiinnittämällä se kitkanmittauslaitteen runkoon ja kierrekaran liikettä vastustetaan. Tämä voima F mahdollistaa ulosvetäjän toiminnan ja se voidaan laskea kaavalla 1:

$$F = \frac{T}{d_k \cdot \mu_t}, \quad (1)$$

jossa,

T	vääntömomentti [Nm]
d_k	kierteen halkaisija [mm]
μ_t	teräspintojen välinen liukukitkakerroin

Kierteiden väliseen kitkakertoimeen vaikuttaa useat tekijät, kuten pintojen voitelu, tasaisuus ja käsittely sekä mahdolliset epäpuhtaudet. Myös eri lähteiden arvot eroavat toisistaan, mutta yleisesti käytetty keskiarvo teräksisten kierrepintojen väliselle kitkakertoimelle μ_t on 0,2. Taulukossa 1 nähdään teräksen eri pinnoitusten ja voitelun vaikutus kitkakertoimeen.

TAULUKKO 1. Teräksisten kierrepintojen välinen kitkakerroin (RoyMech 2020).

Female Thread -Nut or Tapped Hole in steel(untreated)		
Male screw	Friction Coefficient (Dry)	Friction Coefficient (lub)
Untreated Steel	0,12 - 0,18	0,10 - 0,17
Phosphated Steel	0,12 - 0,18	0,10 - 0,17
Cadmium Plated Steel	0,09 - 0,14	0,08 - 0,23
Galvanised steel	0,14 - 0,23	0,12 - 0,2
Degreased steel	0,19 - 0,25	
Female Thread -Nut or Tapped Hole in steel(Galvanised)		

Sijoitetaan tunnetut arvot kaavaan 1 ja lasketaan kierteeseen kohdistuva voima F .

$$F = \frac{200Nm}{20mm \cdot 0.2} = 50000N = 50kN$$

Standardit tai työn tilaaja eivät ota tarkemmin kantaa ulosvetäjän elastisten siirtymien suuruuteen, mutta vaatimuksissa määriteltiin, että ulosvetäjän tulee olla miellyttävä käyttää. Miellyttävän käyttökokemuksen varmistamiseksi ulosvetäjään ei saa tulla suuria siirtymiä käytön aikana, vaikka rakenne sen kestäisikin. Määritellään suunnittelun tueksi ohjeellinen raja-arvo sallituille siirtymille. Määriteltäviä arvoja voidaan vielä muokata, jos asetettu arvo osoittautuu epärealistisen pieneksi tai suureksi.

Ulosvetäjä vastaa kuormitustilanteeltaan siltanosturia, joten haetaan siirtymille arvoa nostureihin liittyvistä standardeista. Teräsrakenteiden suunnitteluun ja nosturia kannattaviin rakenteisiin liittyy standardi (SFS-EN 1993-6 + AC), jossa määritellään molemmista päistä jäykästi kiinnitetyn ratapalkin vaakasuuntainen taipuma. Standardi määrittelee ratapalkin maksimaalisen taipuman olevan $L/600$. Käytetään tätä standardin määrittelemää suhdelukua, jolloin ulosvetäjän ohjeellinen maksimisiirtymä δ voidaan laskea kaavalla 2.

$$\delta = \frac{L}{600}, \quad (2)$$

4.3 Alustavat materiaalivalinnat

Reunaehtojen määrittelyn jälkeen, ennen varsinaista 3D-suunnittelua on tärkeä määritellä alustavat materiaalit eri komponenteille. Materiaaleilla voidaan vaikuttaa isolta osin rakenteen kestävyteen ja keveyteen, jotka ovat suunnittelun kannalta tärkeitä ominaisuuksia. Huomioitavaa on kuitenkin, että kaikki teräslaadut ovat tiheydeltään lähes samoja ja massaan voidaan vaikuttaa lähinnä materiaalin vähentämisellä, kun siirrytään korkeamman lujuusluokan teräksiin.

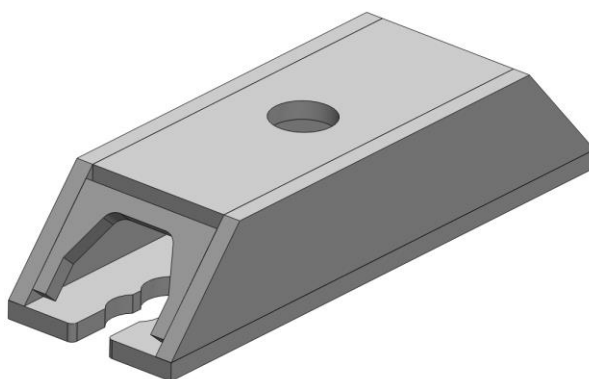
Työn tilaaja määritteli rungolle päämateriaalin, joka oli Strenx 700MC. Strenx on kylmämuovaukseen soveltuva kuumavalssattu rakenneteräs, jonka myötölujuus on vähintään 700 MPa ja joka mahdollistaa tehdä rakenteista vahvempia ja kevyempiä (SSAB, 2024). Koneistusosille ei ollut ennalta määriteltäviä materiaaleja

ja ennen karkeaa lujuuslaskentaa on vaikea arvioida eri komponentteihin kohdistuvia jännityksiä, joten valitaan yleisesti käytössä oleva rakenneteräs S355J2G3. Eri komponenttien, kuten painelaakeriholkin ja vääntiön materiaalivalintoja voidaan muuttaa karkean lujuuslaskennan jälkeen, jos havaitaan esimerkiksi myötörajan ylittymistä.

4.4 3D-suunnittelu

4.4.1 Runko

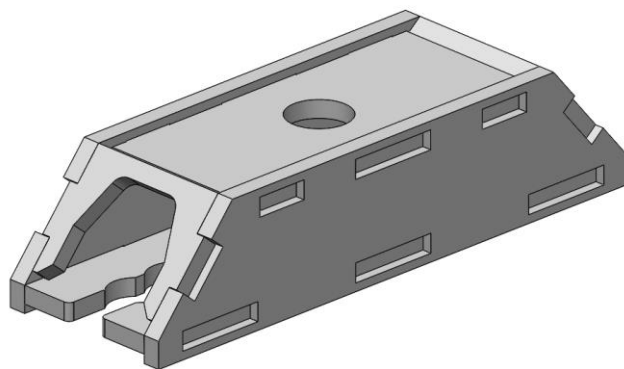
Ulosvetäjän suunnittelu aloitettiin rungon raajan geometrian hahmottelulla. Ulosvetäjän kuormitustilanne on vastaava kuin silloilla ja inspiraatiota haettiin etenkin vanhoista rautatiesilloista. Geometrian hahmottelun jälkeen rungolle annettiin alustavat mitat. Ulosvetäjän leveyden määritteli kitkanmittauslaitteen rungossa sijaitsevat M12 kierretangot joihin ulosvetäjä kiinnittyisi laippalaakeriyksikön poistamisen jälkeen. Tässä vaiheessa huomattiin, että leveyden puolesta ulosvetäjää voisi käyttää myös kahteen muuhun kohteeseen kitkanmittauslaitteessa ja pohjaan lisättiin toiset paikoitusreiät. Rungon päädyt jätettiin auki, jotta ulosvetäjän jalat olisi helppo asettaa paikalleen (kuva 4).



KUVA 4. Ulosvetäjän rungon ensimmäinen versio.

Yleisimmissä ulosvetäjissä on tyypillisesti kierre rungossa, jota pitkin kierrekara liikkuu. Kierteen kuluessa tai hajotessa ulosvetäjästä tulee käytännössä käyttökelvoton, jonka takia työn tilaaja halusi ulosvetäjänsä vaihdettavat kierteet. Ideana oli sisällyttää rungon sisälle irrotettava kierrepala, mutta ongelmana oli kierrepalan pyöriminen kierretangon mukana sekä sen liikkuminen rungon sisällä. Ongelma ratkaistiin pohjaan leikattavalla neliskulmaisella reiällä, josta kierrepala asetetaan rungon sisään. Kiertymisen estämiseksi kierrepalan alapinta jätetään samaan tasoon rungon pohjalevyn alapinnan kanssa ja palan putoaminen estetään irrotettavalla lisälevyllä. Kierrepala tukeutuu myös rungon ylälevyyn ja välittää tätä kautta akselin työntämisestä aiheutuvan voiman ulosvetäjän runkoon.

Runko valmistetaan useammasta eri levystä, jonka takia kokoonpanoa on syytä miettiä jo suunnitteluvaiheessa. Paikoitusreikien lisääminen levyihin mahdollistaa tarkan ja mallia vastaavan kokoonpanon sekä helpottaa hitsaajan työtä. Paikoitusreiät lisättiin rungon sivulevyihin ja reikiin paikoittuvat ulokkeet lisättiin muihin levyihin. Ulokkeiden ja sivuseinien ulkopinnan väliin jätettiin tulppahitsaukselle tilaa $1/3$ ainevahvuudesta, joka mahdollistaa kestävän hitsisauman (kuva 5).



KUVA 5. Ulosvetäjän runko paikoitusrei'illä.

4.4.2 Painelaakeriholkki

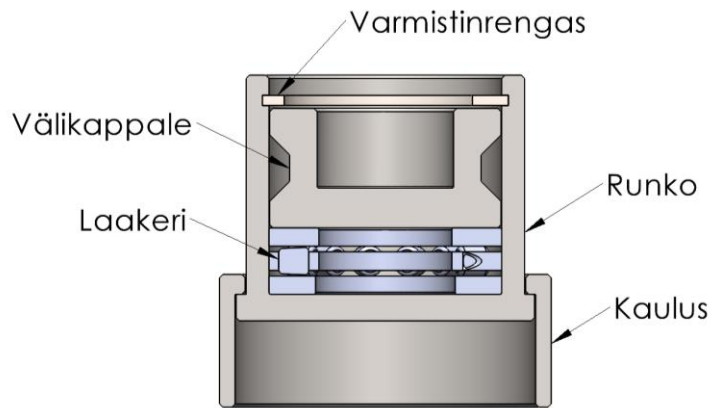
Painelaakeriholkki ei ole kiinteä osa ulosvetäjää, vaan se asetetaan työnnettävän akselin ja kierrekaran väliin kierrekaran ollessa lähellä työnnettävää akselia. Tämän tarkoituksena on minimoida kitka ulosvetäjän kierrekaran ja akselin pintojen

välillä. Alkuperäisessä painelaakeriholkissa käytettiin SKF 32005 X kartiorullalaa-keria, joka on suunniteltu kestämaan yhdistettyjä radiaali- ja aksiaalikuormituksia. Laakeri kestää kuitenkin vain 32.5kN staattista kuormaa ja on ulkohalkaisijaltaan isompi kuin työnnettävä akseli. (SKF 2024.) Tämä akselia leveämpi osio estää painelaakeriholkin työntämisen, kun se törmää hammasrattaan pintaan. Tästä syystä alkuperäinen painelaakeriholkki tarvitsee ylimääräisen akselia kapeamman osuuden ennen laakeria, joka lisää turhaa massaa. Painelaakeriholkkiin kohdistuu myös vain aksiaalikuormituksia, joten radiaalisuuntainen kuorman kantokyky ei ole tarpeellinen.

Valittavan laakerin tulee olla ulkohalkaisijaltaan pienempi kuin työnnettävä akseli (45 mm) ja kantaa aiemmin mitoitettu väännöstä aiheutuva voima. Radiaalisuuntainen kuorman kantokyky ei ollut tarpeellinen, joten valitaan painelieriörullalaa-keri SKF 81104 TN, jonka staattinen kantavuusluku on 48kN ja ulkohalkaisija 35 mm. (SKF 2024.)

Valitun laakerin keskireiän halkaisija on sama kuin kierrekaran halkaisija, joten voiman välittämiseen laakerille tarvitaan välikappale. Välikappale suunniteltiin siten, että kierrekara asettuu väljästi välikappaleen sisälle, joka mahdollistaa painelaakeriholkin helpon asennuksen ja irrottamisen. Välikappale pyörii vapaasti kierrekaran mukana laakerin päällä, jolloin kierrekaran pyörivä liike ei välity painelaakeriholkin runkoon. Laakerin ja välikappaleen aksiaalisuuntainen siirtyminen on estetty sisäpuolisella varmistinrenkaalla. Välikappaleen ja rungon pintojen välinen kitka minimoitiin poistamalla välikappaleen keskeltä materiaalia.

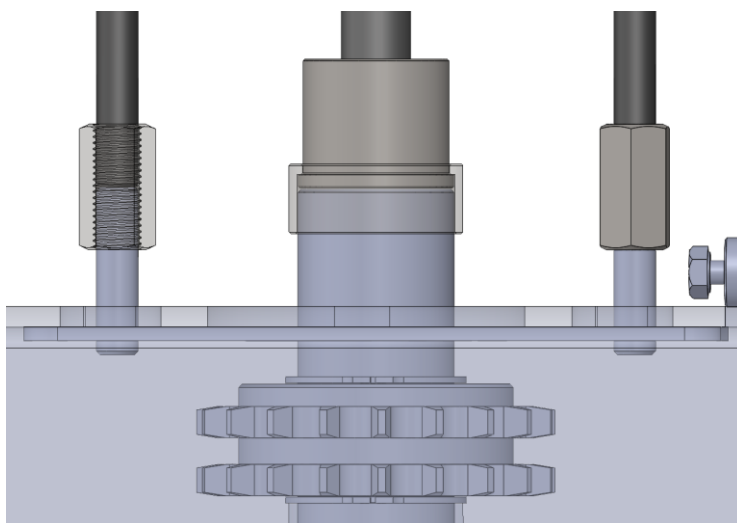
Alkuperäisen painelaakeriholkin käytössä oli haasteena sen epätarkka paikoittuminen akselille, joka vaikeuttaa ulosvetäjän käyttöä. Uuteen painelaakeriholkkiin suunniteltiin paikoittava kaulus, joka pääsee liukumaan pois törmättyään hammasrattaaseen. Kaikki painelaakeriholkin eri komponentit on esitelty kuvassa 6.



KUVA 6. Leikkauskuva painelaakeriholkista.

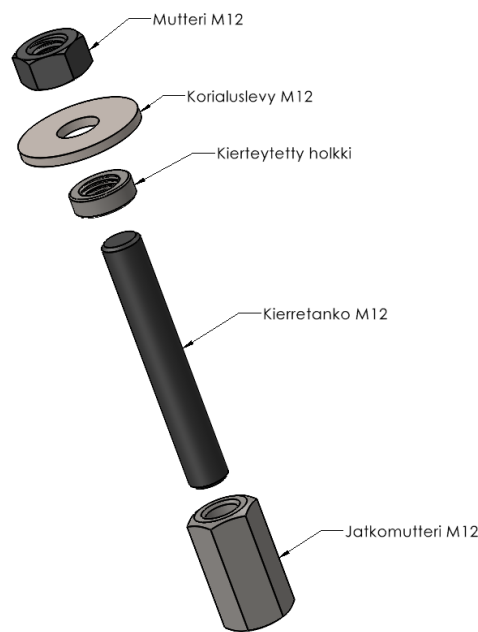
4.4.3 Ulosvetäjän kiinnittyminen

Kitkanmittauslaitteen laakerointi on toteutettu laippalaakeriyksiköillä, jotka kiinnit-
tyvät rungon M12 ja M10 kierretankoihin. Laippalaakeriyksiköt poistetaan ennen
ulosvetäjän käyttöä, jolloin ulosvetäjä voidaan kiinnittää kierretankoihin. Edeltä-
vässä ulosvetäjässä kiinnitys oli toteutettu koneistetuilla jaloilla, joissa oli sisä-
puolinen kierre kierretangoille. Kokoonpanon massaa ja valmistuskustannuksia
ajatellen kiinnitykseen käytetään jatkomuttereita ja jalkoina valmista kierretankoa
koneistamisen sijasta (Kuva 7).



KUVA 7. Ulosvetäjän kiinnittyminen kitkanmittauslaitteen runkoon.

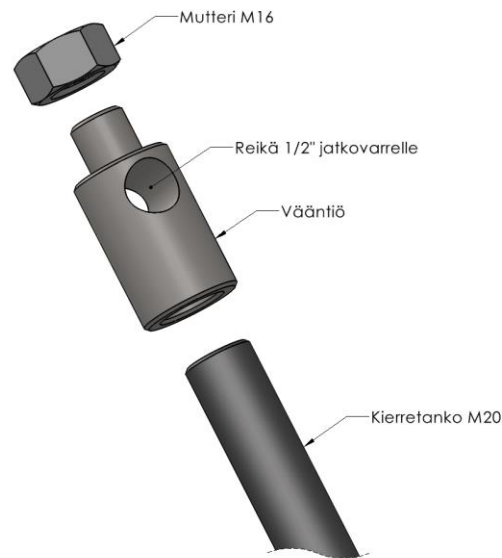
Ulosvetäjän jalat (kuva 8) paikoitetaan rungon pohjalevyn rei'illä vastaamaan kitkanmittauslaitteen rungon kierretankojen väliä. Jalkojen paikkaa voidaan vaihtaa nostamalla jalkaa holkin verran ylöspäin, jolloin pohjalevy ei estä sivusuuntaista liikettä, ja liu'uttamalla se seuraavaan paikoitusreiän kohdalle. Jalan päähän kiinnitettävä mutteri toimii vastinkappaleena, joka estää jalan putoamisen pohjan läpi. Mutteri on halkaisijaltaan vain hieman holkin reikää isompi, joten voimien tasaisen jakautumisen varmistamiseksi mutterin ja holkin väliin asetettiin korialuslevy. Jalkojen pyörimistä ei estetä, jotta kokoonpano on helppo kiinnittää jatkomuttereilla kiinni kitkanmittauslaitteen runkoon.



KUVA 8. Ulosvetäjän jalka, ensimmäinen kokoonpano.

4.4.4 Vääntiö

Ulosvetäjän vääntiölle määriteltiin avainväli 24 mm ja reikä vähintään ½” jatko-varrelle. Tyypillisesti ulosvetäjissä kierrekara ja vääntiö ovat koneistettu yhdeksi osaksi, mutta suunniteltavan ulosvetäjän kierteiden tulee olla vaihdettavissa. Tämän mahdollistamiseksi vääntiö koneistetaan omana osanaan, joka kiinnittyy sisäpuolisella M20 kierteellä kierretankoon (kuva 9). Avainvälin koneistaminen lisää kustannuksia, joten vääntiön yläpäähän koneistetaan vakio M16 kierre. Kierteeseen kiinnitetään M16 mutteri, jonka avainväli on 24 mm ja mahdollistaa näin vääntiön vääntämisen esimerkiksi jakoavaimella.

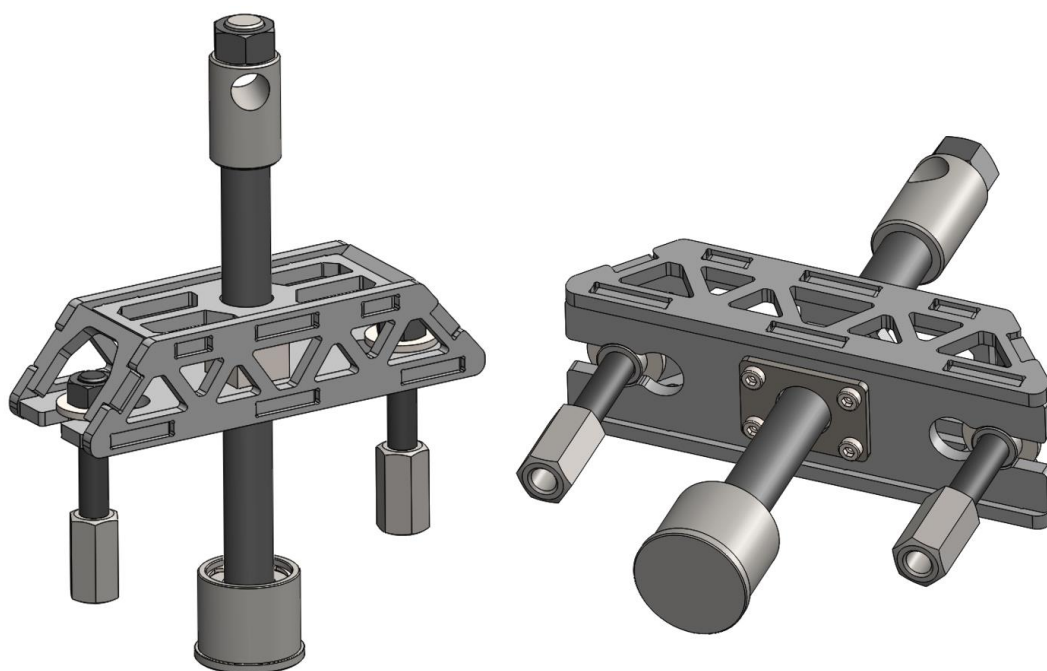


Kuva 9. Vääntiö ja kiinnittyminen kierretankoon.

Vääntiön reikä on tarkoitettu käytettäväksi, jos sopivaa työkalua ei löydy mutterista vääntämiseksi tai vääntiön ollessa jumissa kierretangossa. Reiän tuli olla vähintään 1/2" jatkovarrelle, joiden päässä on tyypillisesti hieman vartta isompi neliskulmainen kiinnityskohta hylsulle. Käytössä olevista jatkovarsista otettiin mittoja ja päädyttiin halkaisijaltaan 16 mm reikään, josta mahtuu läpi useimmat käytössä olevista jatkovarsista.

4.4.5 Muutokset kokoonpanoon

Ulosvetäjän kokoonpanosta ja eri komponenteista tehtiin useampia konseptitason malleja, joita analysoitiin ja muokattiin tarpeen mukaan. Konseptin 3 mukainen kokoonpano (kuva 10) esiteltiin työn tilaajalle lujuuslaskentojen ja 3D-tulostetun prototyypin kanssa. Ulosvetäjän toiminnallisuuksista, valmistettavuudesta, jännityksistä ja muista suunnittelun kannalta merkittävistä piirteistä keskusteltiin ja tarvittavia muutoksia sekä parannusehdotuksia kirjattiin ylös. Tehdyt muutokset voidaan jakaa karkeasti lujuuslaskennasta johtuviin ja lujuuslaskennasta johtumattomiin. Tässä osiossa käsitellään pääasiassa ulosvetäjän toiminnallisuuksista, valmistettavuudesta ja sille asetetuista vaatimuksista johtuvia muutoksia. Lujuuslaskennasta johtuvat muutokset käsitellään kokonaisuudessaan myöhemmin omassa osiossaan, mutta suunnitteluprosessin iteratiivisuuden takia näitä voidaan sivuta myös aiemmin.

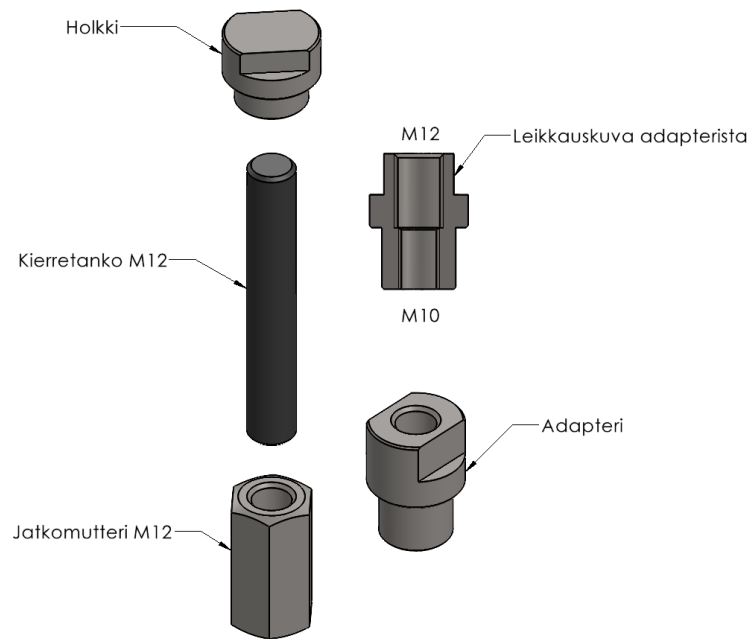


KUVA 10. Ulosvetäjän kokoonpano, konsepti 3.

Ulosvetäjän kokoonpanon siirtymiä tarkasteltaessa huomattiin, että pohjalevyn päädyt taipuvat huomattavasti kuorman alla. Pohjalevyä jäykistettiin poistamalla päätyjen aukot ja jättämällä vain paikoitusreiät paikalleen. 3D-tulostetun prototyypin avulla todettiin, että jalat on mahdollista liu'uttaa vinosti paikoitusrei'istä ja asettaa näin oikealle paikalle, eikä rakenteeseen tarvitse tehdä tältä osin muita muutoksia. Jalkojen ulosvetäjän puoleinen kiinnitystapa päätettiin yksinkertaistaa korvaamalla erillinen holkki, aluslevy ja mutteri yhdellä koneistetulla holkillä (kuva 11). Holkin materiaaliksi valittiin korkeiden jännitysten takia kuumavalsattu ja nuorrutettu teräs 42CrMo4+QT (Ovako 2024).

Rungon sisälle asennettavan kierrepalan seinämät jäivät kierteen lisäämisen jälkeen ohuiksi, joten ainevahvuutta lisättiin siirtymällä 35 mm neliötankoon. Leveästä korialuslevystä siirtyminen pienempään holkkiin mahdollisti myös rungon kaventamisen. Runko kavennettiin siten, että kierrepala tukeutuu pohjan lisäksi myös sivulevyihin. Kompaktimman rakenteen lisäksi rungon kaventamisella saatiin siis myös jäykistettyä kierrepalan tuentaa ja jaettava kierrepalan välittämä voima tasaisemmin runkoon.

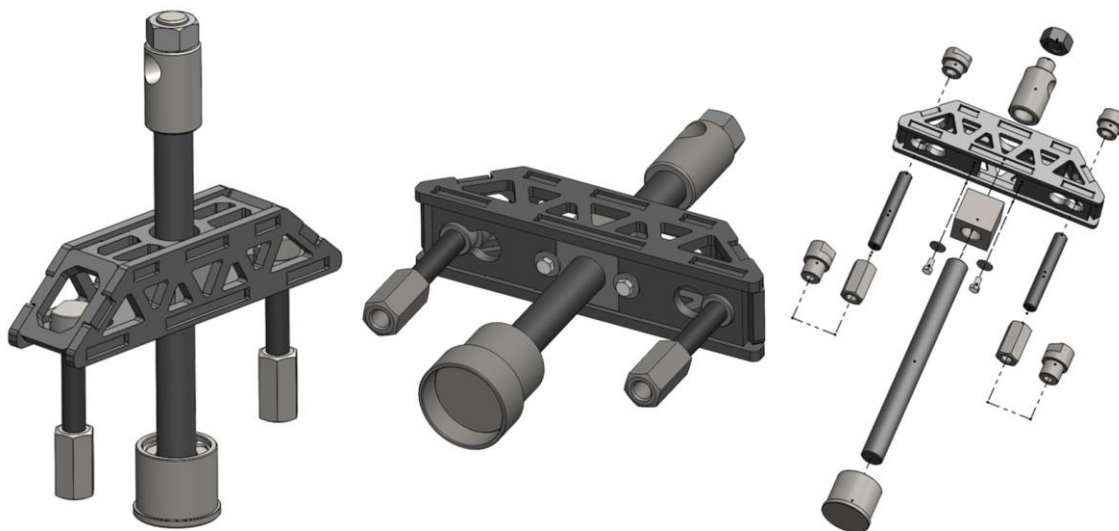
Ulosvetäjän jalkoina käytettävät M12 kierretangot ja jatkomutterit eivät suoraan sovi kitkanmittauslaitteen toisen kiinnityspisteen M10 kierretankoihin. Kokoonpanon massan optimoimiseksi ja kompaktin rakenteen säilyttämiseksi ei tehdä toista paria jalkoja, vaan kiinnittyminen ratkaistaan sovittimella (adapteri). Sopivia sovittimia ei ollut saatavilla, joten ne täytyi koneistaa. Sovittimen materiaaliksi valittiin nuorrutusteräksestä (C45E+C) vedetty 19 mm kuusiotanko (BE-Group 2024). Kuusiotanko toimii jatkomutterina kierteiden koneistamisen jälkeen ilman muita muokkauksia, mutta materiaalin saatavuuden takia tästä jouduttiin luopumaan. Sovittimet suunniteltiin siten, että ne voidaan valmistaa samasta pyörötangosta kuin holkit. Holkkeihin ja sovittimiin koneistetaan avainväli 17 mm kiinnityksen helpottamiseksi. Ulosvetäjän jalkojen kokoonpano ja eri komponentit ovat havainnollistettu kuvassa 11.



KUVA 11. Ulosvetäjän jalka, lopullinen kokoonpano.

Kokoonpanon eri komponenttien massoja tarkasteltaessa huomattiin, että suuri osa kokoonpanon kokonaismassasta on peräisin kierretangoista. Kierrekaraa lyhennettiin siten, että kaikki halutut akselit voidaan tarvittaessa työntää kokonaan ulos. Ulosvetäjän jaloista tehtiin mahdollisimman lyhyet, jättäen kuitenkin tilaa painelaakeriholkin asentamiselle. Lyhyet kierrejalat jäykistivät myös ulosvetäjän tuentaa ja vähensivät näin väännön aiheuttamia siirtymiä.

Ulosvetäjän sisälle asetettavan kierrepalan pidäinlevy vaihdettiin yksinkertaisempaan käyttövarmuutta ajatellen. Rungon pohjalevyyn tehtiin kierrereiät kierrepalan reunan lähelle siten, että pultin aluslevyn reuna estää kierrepalan putoamisen. Kierrepalan kiinnitys ja ulosvetäjän lopullinen kokoonpano nähdään kuvasta 12.



KUVA 12. Ulosvetäjän lopullinen kokoonpano.

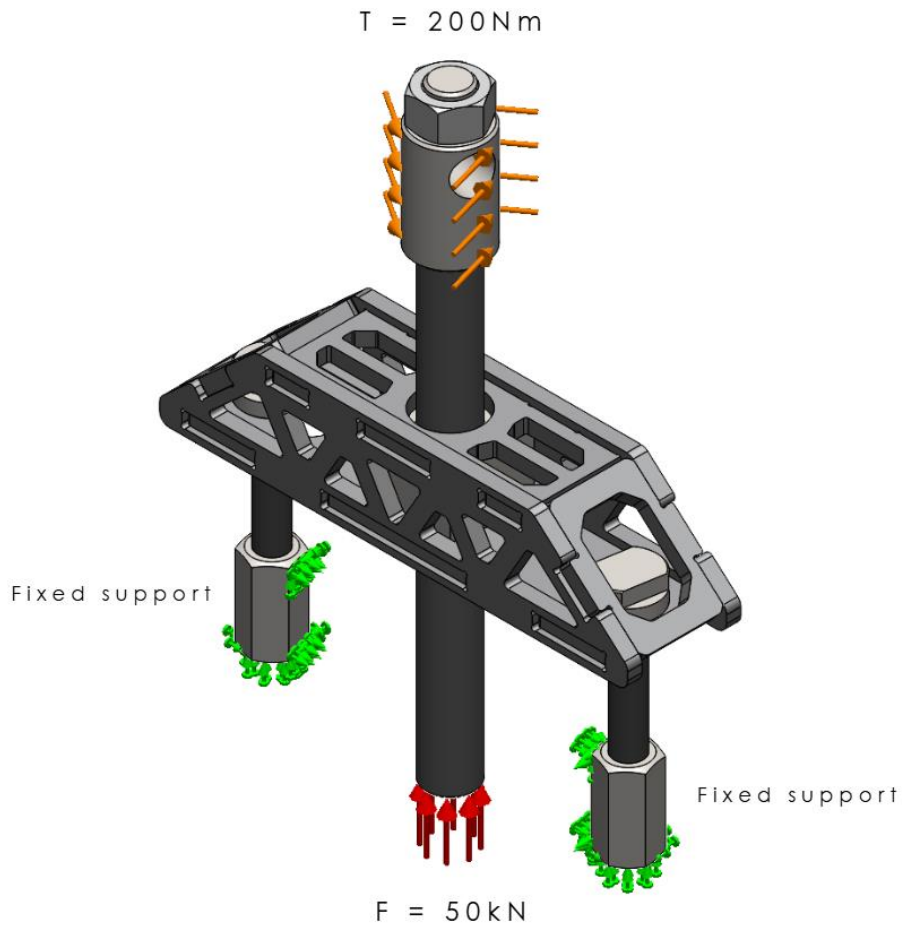
5 LUJUUSLASKENTA

Tässä osiossa käsitellään ulosvetäjän eri kokoonpanoille ja komponenteille tehtyjä lujuuslaskentoja. Lujuuslaskentojen tuloksia arvioidaan ja näiden perusteella tehtyjä muutoksia käsitellään tulosten rinnalla. Lujuuslaskennat suoritettiin SOLIDWORKS Simulation -ohjelmalla, joka pohjautuu numeeriseen ratkaisumenetelmään (FEA). Kaikki tuloksissa käsiteltävät jännitykset ovat Von Mises -vertailujännityksiä. Ennen varsinaisten tulosten käsittelyä määritellään lujuuslaskennassa käytettävät kuormitukset, tuennat ja materiaalit.

5.1 Kuormitukset, tuennat ja materiaalit

Ulosvetäjän vääntiöön kohdistettu vääntömomentti aiheuttaa voiman, joka välittyy kierrekaran ja painelaakeriholkin kautta työnnettävään akseliin. Tämä ei kuitenkaan kuvaa oikein itse ulosvetäjään kohdistuvaa kuormitusta, sillä Newtonin III -lain mukaan voimalla on aina yhtä suuri, vastakkaissuuntainen voima (Morin 2014). Ulosvetäjään kohdistuu siis voima, joka on yhtä suuri kuin akseliin kohdistettu voima, mutta vastakkaissuuntainen. Ulosvetäjän vääntiöön asetettiin vaikuttamaan 200Nm vääntömomentti ja kierrekaran alapinnalle tästä aiheutuva aksiaalisuuntainen 50kN voima (kuva 13).

Kokoonpano tuetaan kiinteästi vain jalkojen jatkomuttereista, joka mahdollistaa ulosvetäjän rungon kiertymisen ja taipumisen. Kokoonpanon eri osat ovat kiinnitetty toisiinsa jäykästi pintojen välityksellä. Laskennan yksinkertaistamiseksi painelaakeriholkki on jätetty tarkastelusta pois ja tälle tehdään oma laskenta myöhemmin. Ulosvetäjän lujuuslaskennassa käytetyt voimat ja tuennat ovat havainnollistettu kuvassa 13. Kokoonpanossa käytettyjen komponenttien materiaalit sekä niiden myötö- ja murtorajat nähdään taulukosta 2.



KUVA 13. Ulosvetäjän lujuuslaskennassa käytetyt voimat ja tuennat.

TAULUKKO 2. Lujuuslaskennassa käytettävien komponenttien myötö- ja murto-rajat.

Komponentti	Materiaali	Myötöraja (min)	Murtoraja (min)
Runko	Strenx 700 E	700 MPa	780 MPa
Holkki	Strenx 700 E	700 MPa	780 MPa
Kierretangot	ST 10.9	900 MPa	1000MPa
Mutterit	ST 10.9	900 MPa	1000MPa
Vääntiö	S355J2G3	355 MPa	510 MPa
Kierrepala	S355J2G3	355 MPa	510 MPa
Korialuslevy	ST (HV 350)	-	-

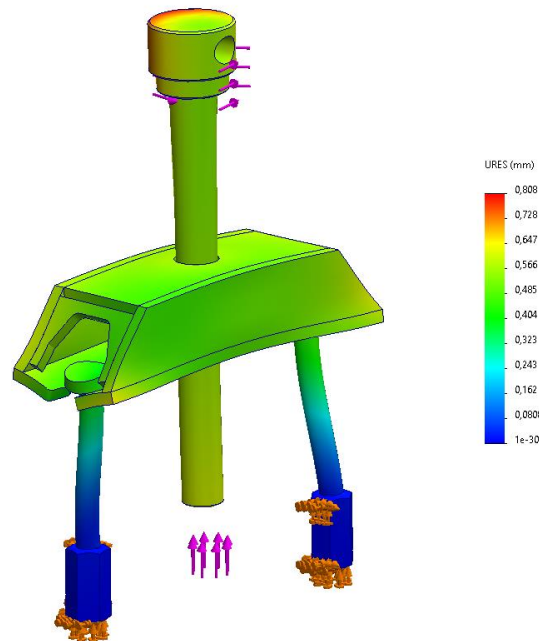
Ulosvetäjälle määriteltiin vaatimusten yhteydessä ohjeellinen maksimisiirtymä, jota voidaan käyttää suunnittelun tukena miellyttävän käyttökokemuksen varmistamiseksi. Sijoitetaan ulosvetäjän rungon pituus L kaavaan 2 ja lasketaan maksimisiirtymä δ .

$$\delta = \frac{195 \text{ mm}}{600} = 0,325 \text{ mm}$$

5.2 Analyysi ja tulokset

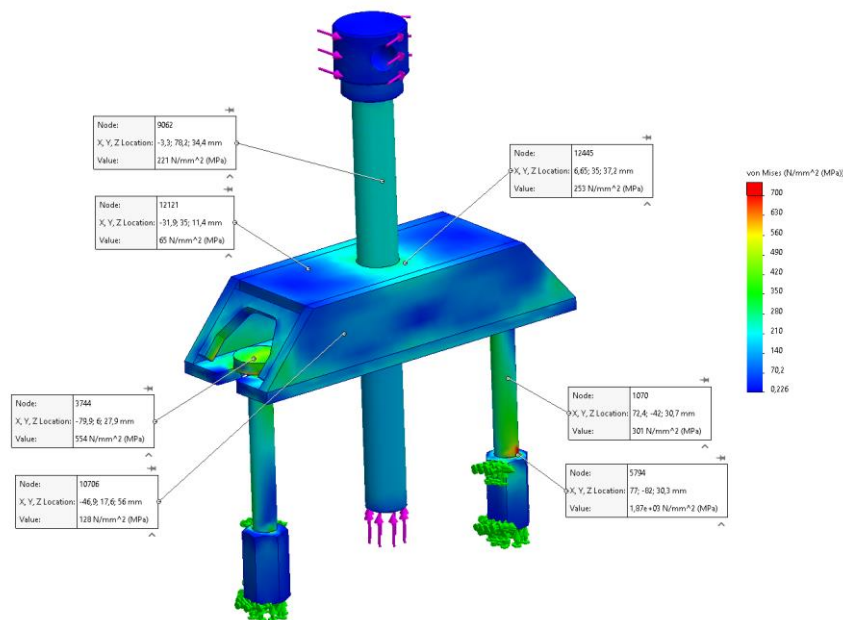
5.2.1 Konsepti 1

Ensimmäinen lujuuslaskenta tehtiin hyvin aikaisen vaiheen ulosvetäjän kokoonpanolle, jotta saadaan lisää tietoa mallin käyttäytymisestä ja jännityksistä. Kokoonpanon siirtymiä liioiteltiin ja sen käyttäytymistä tarkasteltiin lähemmin (kuva 14). Kuvasta nähdään, että malli taipuu ja kiertyy oletetulla tavalla, joten asetetut voimat ja tuennat toimivat oikein.



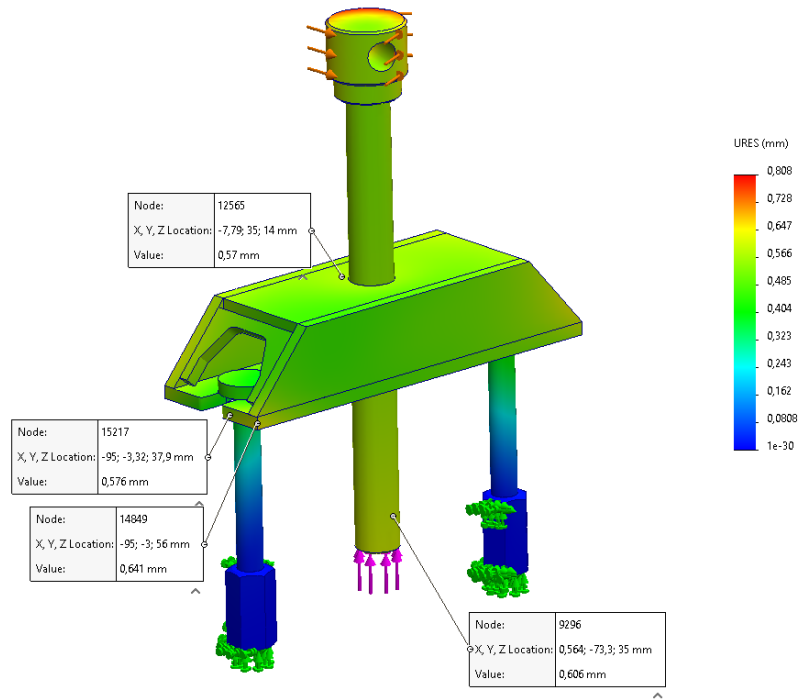
KUVA 14. Konsepti 1, kokoonpanon siirtymät 30x.

Laskentamallissa värit ovat asetettu siten, että rungon myötörajan 700MPa ylittävät jännitykset näkyvät punaisena ja tätä alemmat jännitykset kuvan laidalla näkyvän asteikon mukaisesti (kuva 15). Huomioitavaa kuvia tarkasteltaessa on kuitenkin, ettei muiden kokoonpanossa käytettyjen komponenttien myötöraja ole sama kuin rungolla ja näin punainen väri kuvaa vain rungon myötörajan ylittymistä. Eri komponenttien alueella olevia jännityksiä tulee tarkastella erikseen ja verrata näitä taulukon 2 materiaaliikohtaisiin myötö- ja murtorajoihin. Ensimmäisen jännitystarkastelun perusteella (kuva 15) voidaan todeta, että ulosvetäjän rungon ja kaikkien kierretankojen jännitykset jäävät alle niille asetetun myötörajan. Rungossa on laajalti sinisiä alueita, joiden jännitykset ovat alhaiset ja tätä tietoa voidaan käyttää myöhemmin rungon keventämisessä.



KUVA 15. Konsepti 1, kokoonpanon jännitykset.

Rungon siirtymiä tarkasteltaessa (kuva 16) huomataan, että ne ovat lähes kaksinkertaiset laskennalliseen raja-arvoon nähden. Asetettu raja-arvo on erittäin tiukka ja ulosvetäjän massan optimointi lisää todennäköisesti jäykkyyden las-
kiessa siirtymien suuruutta. Siirtymät eivät vaikuta ulosvetäjän käyttöön tai turvallisuuteen, joten asetettua arvoa voidaan korjata realistisemmaksi.



KUVA 16. Konsepti 1, kokoonpanon siirtymät.

Käytetään konseptin 1 mukaisia siirtymiä vertailukohtana muille kokoonpanoille ja korjataan maksisiirtymien arvoksi $L/300$. Tämä arvo on yleisesti käytetty myös rakennusten suunnitteluun liittyvässä standardissa (SFS-EN 1995-1-1 + A1 + A2 + AC). Uusi ohjeellinen arvo siirtymille δ_2 voidaan laskea kaavalla 3.

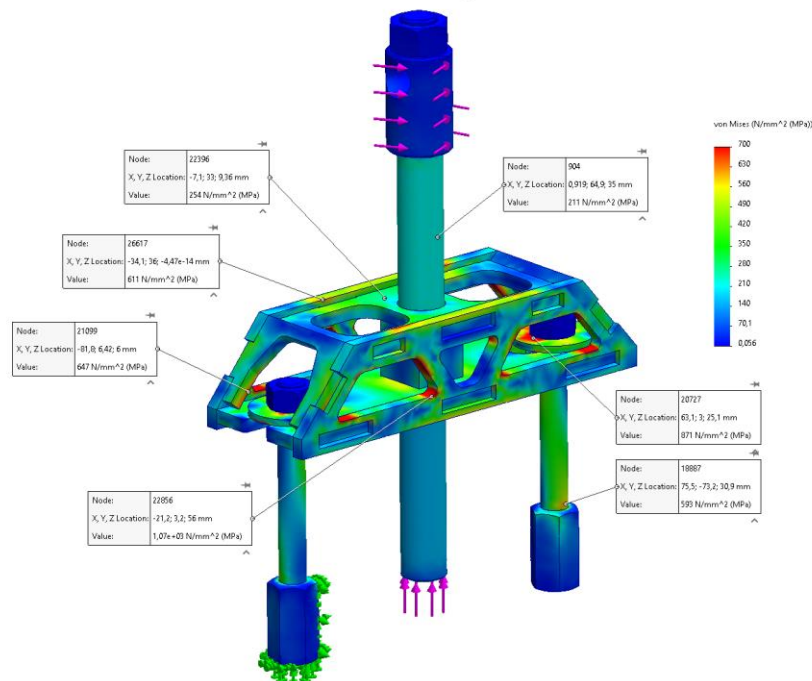
$$\delta_2 = \frac{L}{300}, \quad (3)$$

$$\delta_2 = \frac{195 \text{ mm}}{300} = 0,65 \text{ mm}$$

5.2.2 Konsepti 2

Ulosvetäjän runkoa kevennettiin ensimmäisen laskennan perusteella. Kevennykset pyrittiin tekemään siten, että niiden vaikutus rungon jäykkyyteen ja jännityksiin olisi mahdollisimman pieni. Kokoonpanoon tehtiin myös muita lujuuslaskentaan liittymättömiä muutoksia, joita käsiteltiin aiemmin raportissa.

Kevennetyn ulosvetäjän rungon jännityksiä tarkasteltaessa huomattiin, että jännitykset ovat kauttaaltaan korkeita ja ylittävät paikoittain asetetun myötörajan. Jännityskeskittymät esiintyvät pääasiassa samankaltaisissa piirteissä eri puolella runkoa (kuva 17), joten jännitysten todenmukaisuutta tarkasteltiin lähemmin.

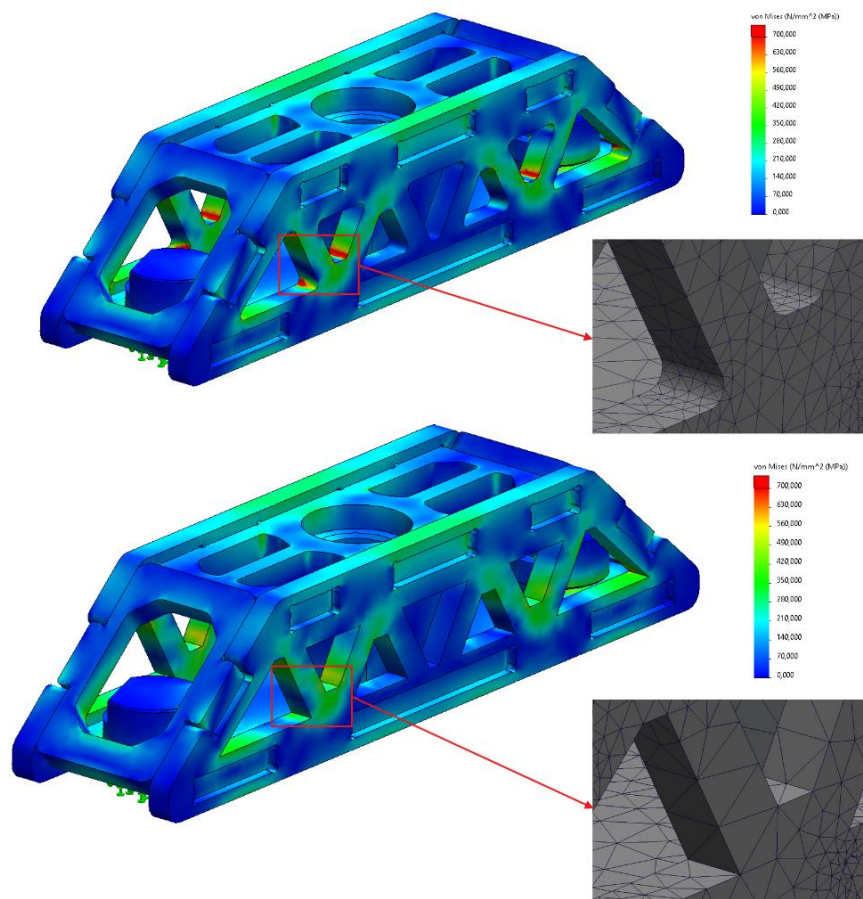


Kuva 17. Konsepti 2, kokoonpanon jännitykset.

Epätodelliset jännityshuiput ovat yleinen ongelma elementtimenetelmän (FEA) tuloksia arvioitaessa ja tyypillisesti virheelliset jännitykset lähestyvät tällöin ääretöntä arvoa terävien sisäkulmien alueella (Sönerlind 2015). Verkotuksen koosta ja mallista riippuen nämä pisteet voivat olla helposti havaittavissa, mutta toisinaan jännityksen arvot eivät eroa merkittävästi esimerkiksi asetetusta myötörajasta ja voivat tällöin olla ongelmallisia. Rungon sivulevyjen jännityshuiput sijaitsevat poikkeuksellisesti pyöristetyillä pinnoilla ja rungolle päätettiin tehdä laskennat pyöristyksillä sekä ilman.

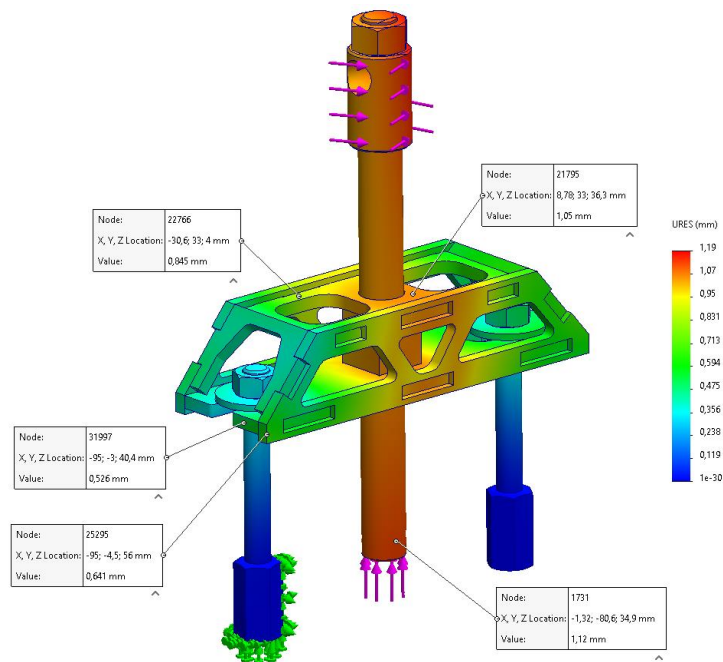
Konseptin 2 rungolle tehtyä tarkastelua ei dokumentoitu, mutta sama tarkastelu tehtiin myös lopullisen kokoonpanon rungolle (kuva 18). Kuvasta huomataan, että ilman pyöristyksiä myötörajan ylittävät jännitykset häviävät. Jännityshuiput johtuvat todennäköisesti mallin epäelastisista liitoksista, joita käsiteltiin teoriaosuudessa. Merkittävimmät jännityskeskittymät sijaitsevat tällöin pyöristyksen päätepisteissä, mutta niiden pienen koon ja verkotuksen rajallisen tiheyden takia tätä

ei voitu todentaa. Havaittuihin jännityskeskittymiin vaikutti todennäköisesti myös käytetty elementtimuoto. Jännityshuiput olisi voitu yrittää poistaa käyttämällä elastisia liitoksia pintojen välillä tai vaihtamalla käytettyä elementtimuotoa, mutta yhdenmukaisen laskennan varmistamiseksi eri konseptien välillä näitä muutoksia ei tehty. Jännityshuiput jätettiin huomiotta ja laskentaa jatkettiin ilman kevenysten pyörityksiä.



KUVA 18. Jännitysten tarkastelu sivulevyjen pyöritysten alueella.

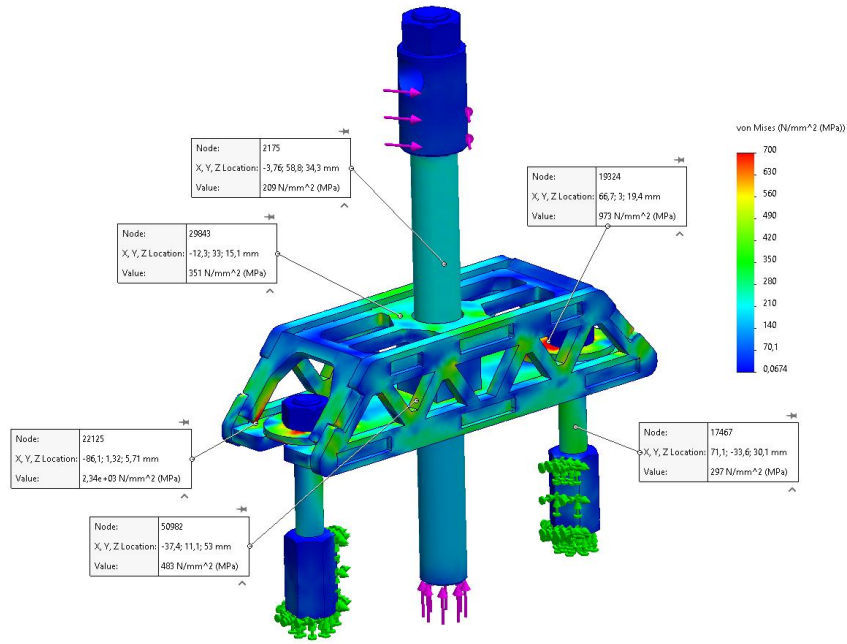
Konseptin 2 kokoonpanon siirtymät (kuva 19) ovat edelleen melko samankaltaiset kuin konseptissa 1. Kevennykset oletetusti laskivat rungon jäykkyyttä ja tämä lisäsi rungon siirtymistä voiman suuntaisesti. Väännöstä aiheutuva rungon kiertymä ei kuitenkaan muuttunut merkittävästi ja voidaan olettaa, että suurin osa kiertymästä on peräisin jaloista, eikä niinkään itse rungosta.



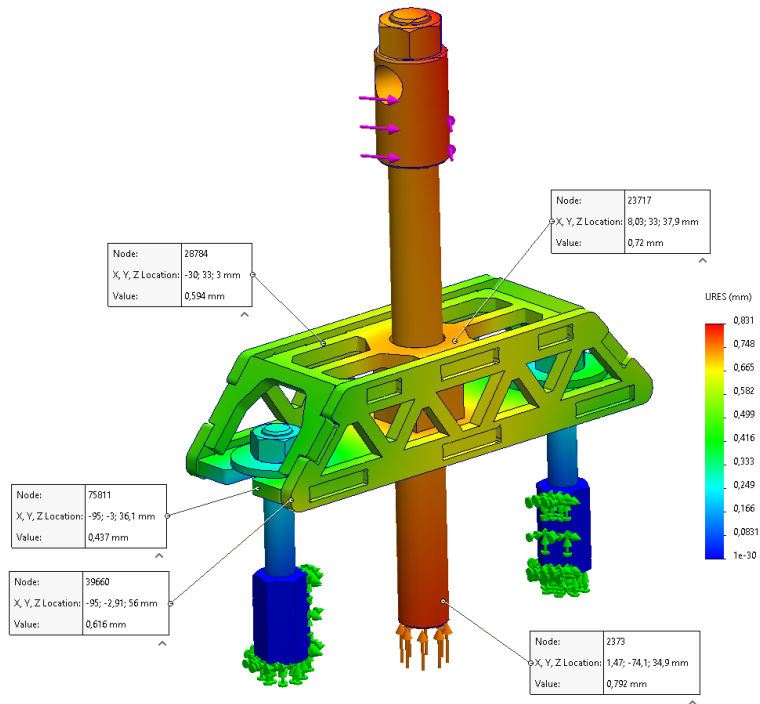
KUVA 19. Konsepti 2, kokoonpanon siirtymät.

5.2.3 Konsepti 3

Konseptin 2 mukaisen rungon jännitykset olivat kauttaaltaan suuria, joten kevennyksiä muokattiin ja jännityksiä saatiin alennettua (kuva 20). Kokoonpanossa (konsepti 3) oli rungon päätylevyn laidalla yksittäinen myötörajan ylittävä alue, joka voidaan jättää huomiotta jännityksen pistemäisyyden ja suuruuden takia. Kevennysten muokkaaminen jäykisti rungon rakennetta ja odotetusti siirtymät pienenevät voiman suunnassa, mutta ovat edelleen korkeita (kuva 21). Kuten aiemmin mainittiin, konseptin 3 mukainen kokoonpano ja tähän liittyvät lujuuslaskennat esiteltiin työn tilaajalle ja parannusehdotuksia kirjattiin ylös.



KUVA 20. Konsepti 3, kokoonpanon jännitykset.



KUVA 21. Konsepti 3, kokoonpanon siirtymät.

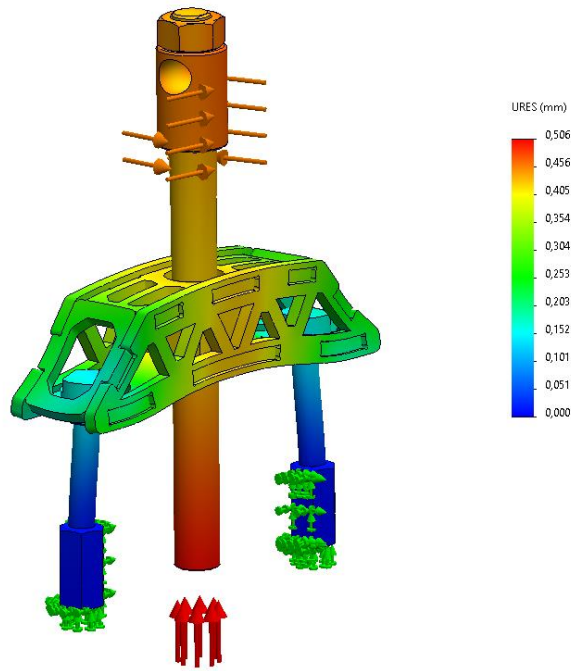
5.2.4 Lopullinen kokoonpano

Lujuuslaskentojen ja työn tilaajalta saatujen parannusehdotusten pohjalta tehtiin uusi kokoonpano, jonka lujuuslaskentaan liittymättömät muutokset käsiteltiin aiemmin raportissa. Ennen ulosvetäjän piirustusten laatimista suoritettiin vielä viimeiset lujuuslaskennat, joilla varmistetaan lopullisen kokoonpanon kestävyys. Eri komponenttien materiaalivalintoja muokattiin edellisten jännitystarkasteluiden jälkeen ja päivitetty materiaalit listattiin taulukkoon 3. Rungolle tehtiin vielä oma jännitystarkastelu ilman ylimääräisiä komponentteja virhelähteiden minimoimiseksi.

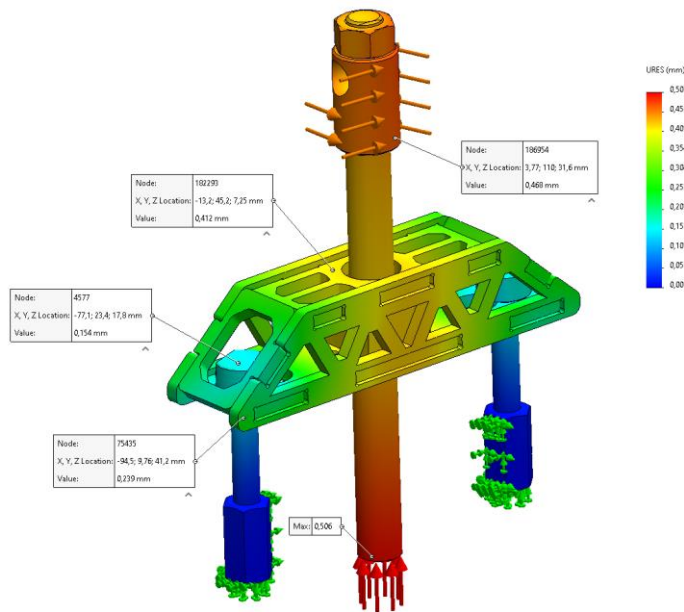
TAULUKKO 3. Lopullinen kokoonpano, eri komponenttien myötö- ja murtorajat.

Komponentti	Materiaali	Myötöraja (min)	Murtoraja (min)
Runko	Strenx 700 E	700 MPa	780 MPa
Holkki	42CrMo4+QT	750 MPa	1000 MPa
Sovittimet	42CrMo4+QT	750 MPa	1000 MPa
Kierretangot	ST 10.9	900 MPa	1000 MPa
Mutterit	ST 10.9	900 MPa	1000 MPa
Vääntiö	S355J2G3	355 MPa	510 MPa
Kierrepala	S355J2G3	355 MPa	510 MPa
Painelaakeriholkki	S355J2G3	355 MPa	510 MPa

Kokoonpanon siirtymiä liioiteltiin jälleen mallin oikean käyttäytymisen varmistamiseksi (kuva 22). Malli käyttäytyy loogisesti ja kuvasta havaitaan myös rungon päätyjen sulkemisen jäykistävä vaikutus. Siirtymiä tarkasteltiin kokoonpanon eri kohdista (kuva 23). Kuormitetun kokoonpanon siirtymät ovat maksimissaan 0.5 mm ja täyttävät aiemmin määritellyn ohjeellisen maksimisiirtymän.

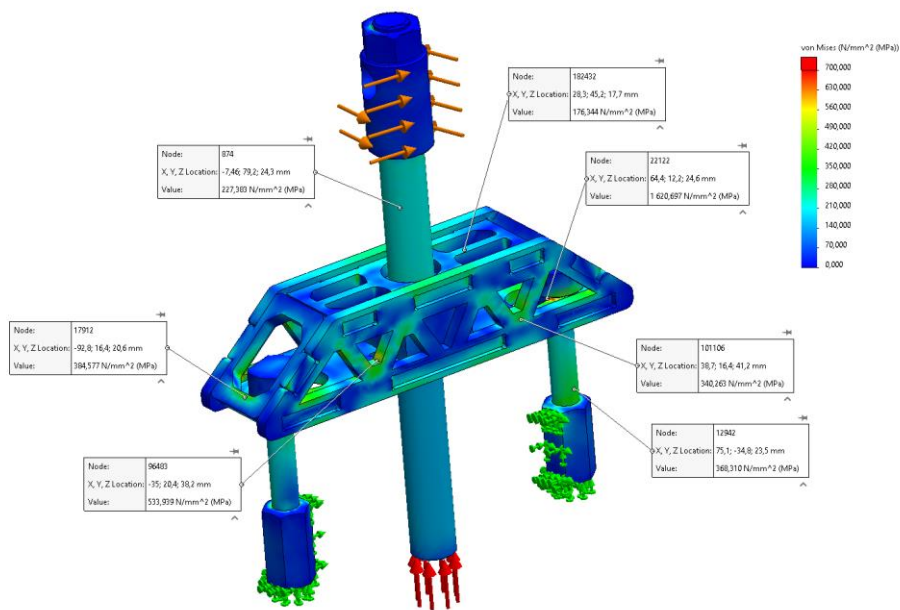


KUVA 22. Lopullinen kokoonpano, 30x siirtymät.

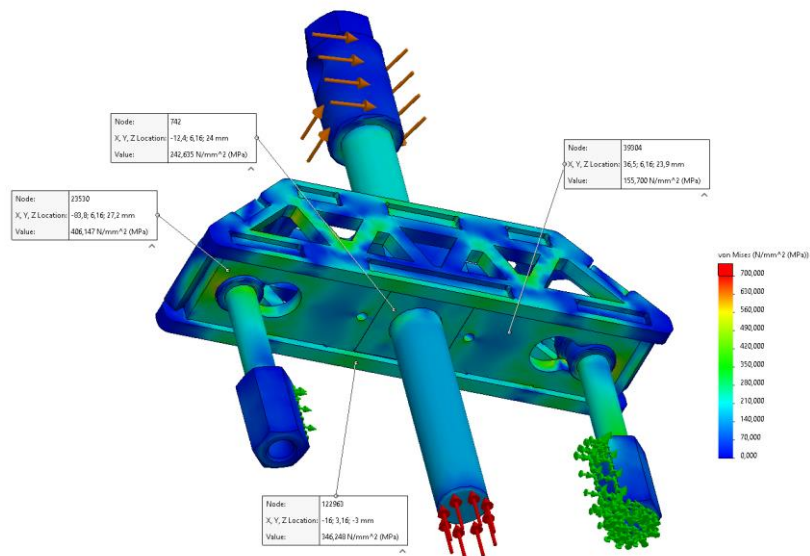


KUVA 23. Lopullisen kokoonpanon siirtymät.

Ulosvetäjän eri komponenttien jännityksiä tarkasteltiin (kuvat 24 ja 25) ja näitä verrattiin taulukossa 3 listattuihin materiaalien myötörajoihin. Kaikkien komponenttien jännitykset ovat hyväksyttävissä rajoissa, eikä myötöraja ylity minkään komponentin kohdalla. Yksittäinen holkin ja rungon pohjalevyn välillä sijaitseva jännityskeskittymä voidaan hylätä jännityksen paikallisuuteen vedoten.



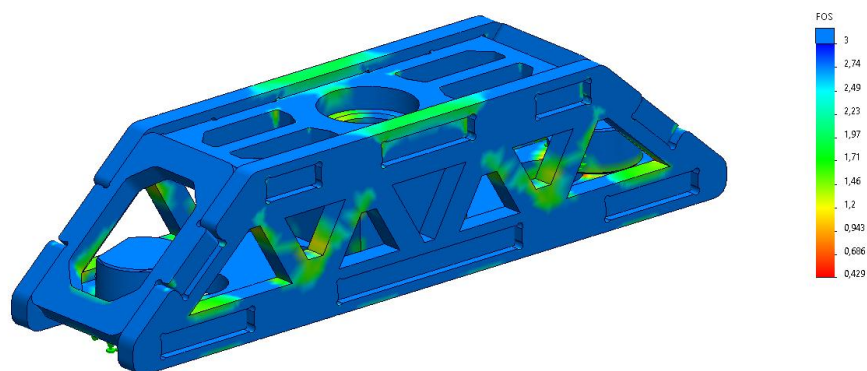
KUVA 24. Lopullisen kokoonpanon jännitykset.



KUVA 25. Lopullisen kokoonpanon jännitykset alhaalta kuvattuna.

Rungon jännityksiä voidaan kuvata myös varmuuskertoimien avulla. Varmuuskerroin ilmaisee, kuinka moninkertaisesti määritelty maksimikuormitus voidaan ylittää ennen materiaalin myötörajan ylittymistä (Fidelis n.d). Varmuuskertoimet

eri kohdissa runkoa ovat havainnollistettu kuvassa 26. Sininen väri tarkoittaa vähintään kolminkertaista varmuutta myötörajaan nähden ja tätä alemmat varmuuskertoimet kuvan laidalla näkyvän asteikon mukaisesti.



KUVA 26. Lopullisen kokoonpanon rungon varmuuskertoimet.

Rungon kokoonpanon jännitykset ja siirtymät olivat hyväksyttäviä ja lopullinen malli esiteltiin työn tilaajalle. Kokoonpanon hyväksynnän jälkeen laadittiin valmistuksessa vaadittavat piirustukset ja muut dokumentit. Valmis kokoonpano testattiin ja toimivuus todennettiin käytännön testeillä, joita käsitellään myöhemmin omassa osiossaan.

5.2.5 Painelaakeriholkki

Painelaakeriholkin lujuuslaskenta voidaan suorittaa käsin tilanteen yksinkertaisuuden takia. Painelaakeriholkin välikappaleeseen kohdistetaan ulosvetäjän tuottama voima F pinta-alalle A . Pinta-ala voidaan laskea ympyrän pinta-alan kaavaa käyttäen (kaava 4), jossa r on kierrekarana käytettävän M20 kierretangon säde. Jännitys σ voidaan ilmaista voiman ja pinta-alan avulla (kaava 5).

$$A = \pi r^2, \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi r^2}, \quad (5)$$

Sijoitetaan tunnetut arvot kaavaan 5 ja lasketaan painelaakeriholkin välikappaleeseen pinta-alalle A kohdistuva jännitys σ .

$$\sigma = \frac{50000 \text{ N}}{\pi \cdot (10 \text{ mm})^2} = 159.2 \text{ MPa}$$

Painelaakeriholkille määriteltiin aiemmin alustavaksi materiaaliksi rakenneteräs S355J2G3, jonka myötöraja on 355MPa. Painelaakeriholkin välikappaleen laskennallinen jännitys on siis huomattavasti pienempi kuin materiaalin myötöraja, eikä kokoonpanoon tarvitse tehdä tältä osin muutoksia. Painelaakeriholkin runkoon kohdistuvia jännityksiä ei ole tarpeellista laskea, koska sama voima jakautuu laakerin kautta kierrekaraa suuremmalle pinta-alalle ja jännitykset ovat näin välikappaleelta pienemmät.

6 VALMIS KOKOONPANO

Tässä osiossa käsitellään valmiin ulosvetäjän (kuva 27) eri komponenttien pintakäsittelyä ja kokoonpanon testausta. Valmista kokoonpanoa vertaillaan myös edeltävään ulosvetäjään ja kokoonpanon vaatimustenmukaisuutta arvioidaan. Tehtyjen testien perusteella ulosvetäjä voidaan joko hylätä tai hyväksyä käyttöön. Tarvittaessa ulosvetäjään voidaan tehdä muutoksia, jotta se vastaa sille asetettuja vaatimuksia.



KUVA 27. Ulosvetäjän fyysinen kokoonpano (Kuva: Riku Koskela).

6.1 Pintakäsittely

Ulosvetäjän runko ja koneistusosat mustanitrittiin korroosiokestävyyden parantamiseksi sekä liukupintojen kitkan minimoimiseksi (kuva 28). Nitraus on teräksen pintakäsittelymenetelmä, jossa tyypeä, ja usein myös hiiltä, johdetaan metallikappaleen pintaan niin matalassa lämpötilassa, että kappale pysyy kiinteänä koko käsittelyn ajan. Tämä prosessi luo metallikappaleen pintaan ohuen ja kestäväen nitridikerroksen, joka parantaa kappaleen kulumis- ja korroosionkestävyyttä. Mustanitraus on nitrauksen erityinen jälkikäsittely, jossa käsiteltävälle pinnalle lisätään musta oksidikerros, joka parantaa ulkonäköä ja antaa lisäsuojaa korroosiota vastaan. (Camcut 2024.) Ulosvetäjän kokoonpanossa käytetyt valmiskomponentit, kuten mutterit ja kierretangot jätettiin ilman pintakäsittelyä.



KUVA 28. Koneistusosat mustanitrittuna (Kuva: Riku Koskela).

6.2 Testaus

Ulosvetäjä kokoonpantiin ja eri komponenttien yhteensopivuus sekä toimivuus varmistettiin. Suunniteltua ulosvetäjää verrattiin aiempaan ulosvetäjään ja huomiota kiinnitettiin etenkin massaan, kokoon, käyttökokemukseen ja ulosvetäjän

toimintaan. Kuvassa 29 nähdään ulosvetäjien visuaaliset erot, joista merkittävimmät ovat suunnitellun ulosvetäjän kevytrakenteisuus ja kompakti rakenne. Ulosvetäjän todettiin täyttävän sille asetetut vaatimukset rakenteen ja toiminnallisuuksien puolesta, joten testausta jatkettiin kuorman kanssa.



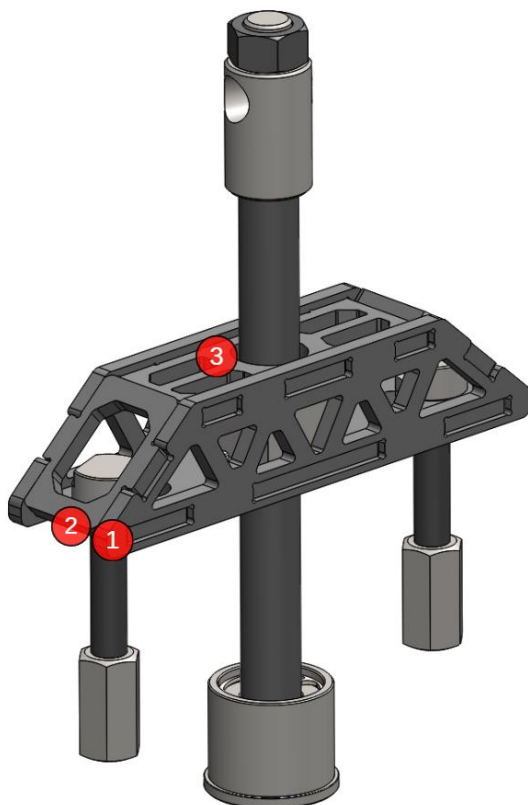
KUVA 29. Alkuperäinen- ja suunniteltu ulosvetäjä (Kuva: Riku Koskela).

Ulosvetäjän toimivuus ja kestävyys kuorman alla todennettiin työntämällä hammasrattaaseen jumiutunutta mittanavan akselia. Testissä käytettiin tehdaskunnostettavaa Skiddometer BV-11 -kitkanmittauslaitetta, joka purettiin ja valmistettiin siten, että ulosvetäjä voidaan kiinnittää kitkanmittauslaitteen runkoon (kuva 30). Ulosvetäjän kierrekaraa pyöritettiin vääntiöstä momenttiavaimella ja kohdistettua vääntömomenttia lisättiin vähitellen. Testin aikana havainnoitiin mahdollisia muodonmuutoksia ulosvetäjässä ja eri komponenttien toimivuutta. Työnnettävä mittanapa irtosi, kun ulosvetäjän vääntiöön kohdistettiin 70 Nm vääntömomentti, joka vastaa noin 17.5 kN voimaa. Kaikkien ulosvetäjän komponenttien todettiin toimivan tarkoituksenmukaisesti ja ulosvetäjä hyväksyttiin käyttöön.



KUVA 30. Ulosvetäjä käytössä (Kuva: Riku Koskela).

Ulosvetäjän siirtymille määriteltiin ohjeellinen yläraja 0.65 mm. Kokoonpanojen siirtymiä vertailtiin eri pisteissä ja tulokset kerättiin vertailun helpottamiseksi taulukkoon 6. Määritellyn ylärajan ylittävät siirtymät ovat merkitty taulukkoon punaisella ja suuruudeltaan alle 0.5 mm siirtymät vihreällä. Oranssilla merkityt siirtymät ovat hyväksyttäviä, mutta suuruudeltaan yli 0.5 mm. Mittauspisteet nähdään kuvasta 31. Ulosvetäjän lopullisen kokoonpanon todettiin täyttävän siirtymien osalta asetetut vaatimukset ja kaikki siirtymät ovat maksimikuormalla alle 0.5 mm.



KUVA 31. Ulosvetäjän siirtymien mittauspisteet.

TAULUKKO 6. Kokoonpanojen siirtymien vertailu.

Mittauspiste	δ Konsepti 1	δ Konsepti 2	δ Konsepti 3	δ Valmis
1	0,64 mm	0,64 mm	0,62 mm	0,24 mm
2	0,58 mm	0,53 mm	0,44 mm	0,19 mm
3	0,57 mm	1,00 mm	0,72 mm	0,41 mm

8 POHDINTA

Ulosvetäjän suunnitteluprosessi oli kokonaisuudessaan onnistunut ja asetetut tavoitteet saavutettiin. Suunnittelun aikana keskityttiin erityisesti ulosvetäjän massan ja lujuuden optimointiin, joka nähdään selkeästi vertailtaessa alkuperäisen ja suunnitellun ulosvetäjän rakennetta. Kevyt ja kompakti rakenne mahdollistaa ulosvetäjän kuljettamisen asentajan mukana ja helpottaa näin ulkomailta tehtäviä huoltotöitä. Suunnittelun tuloksena ulosvetäjän massa alentui merkittävästi ja kaikki siirtymät pysyivät asetetun rajan alapuolella, joten voidaan todeta, että rakenne on kevyt ja kestävä.

Suunnitteluprosessin aikana kohdattiin useita haasteita, joiden ratkaiseminen vaati iteratiivista lähestymistapaa. Iteratiivinen suunnittelu näkyi etenkin ulosvetäjän massan optimoinnissa, jossa useiden FEA-analyysien avulla saavutettiin merkittävä painosäästö ilman, että ulosvetäjän kestävyys kärsi. Ulosvetäjän modulaarinen rakenne mahdollistaa eri komponenttien vaihtamisen, mikäli esimerkiksi ulosvetäjän kiinnityspisteeseen tulee muutoksia. Tulevaisuudessa ulosvetäjän yhteensopivuutta parannetaan vanhempien Skiddometer -kitkanmittauslaitteiden kanssa erilaisilla sovittimilla. Ulosvetäjän fyysinen kokoonpano ja sen testaaminen antoivat konkreettisen kuvan siitä, miten tehdyt suunnitteluratkaisut toimivat käytännössä. Kokonaisuudessaan ulosvetäjän suunnitteluprosessi oli erittäin opettavainen ja auttoi syventämään ymmärrystä erilaisista analyysimenetelmistä sekä suunnittelun eri vaiheista.

LÄHTEET

Asiakastieto. Moventor Oy. Verkkosivu. Viitattu 17.11.2024. <https://www.asiakastieto.fi/yriytkset/fi/moventor-oy/23226993/yleiskuva>

BE-Group. 2024. Kuusiotangot. Verkkosivu. Viitattu 4.11.2024. <https://www.begroup.fi/tuotteet/kanget-ja-profiilit/kankiterakset/kuusiotangot/c45e-c-19mm-kuusiotanko-3m>

Breiling, A., Engelmann, F. & Gutowski, T. 2009. Engineering Design. Teoksessa G, Antonsson (toim.) Springer Handbook of Mechanical Engineering (s. 819–875). Springer.

Camcut. 2024. Nitraus. Verkkosivu. Viitattu 22.11.2024. <https://www.camcut.fi/tuki/konepajasanasto/nitraus/>

Fidelis. Safety Factor, Factor Of Safety, Margin Of Safety, Unity Check – What's The Difference And Which Should You Use? Verkkosivu. Viitattu 24.11.2024. <https://www.fidelisfea.com/post/safety-factor-factor-of-safety-margin-of-safety-unity-check-whats-the-difference-and-which-should-you-use>

Langnau, L. 2021. Avoiding singularities in FEA boundary conditions. Verkkosivu. Viitattu 5.11.2024. <https://www.engineering.com/avoiding-singularities-in-fea-boundary-conditions/#:~:text=A%20singularity%20is%20a%20point,stress%20will%20tend%20to%20infinity>.

Morin, D. 2014. Problems and Solutions in Introductory Mechanics. Pdf-dokumentti. Viitattu 26.10.2024. <https://scholar.harvard.edu/files/david-morin/files/problemschap4.pdf>

Moventor. 2024. Verkkosivu. Viitattu 17.11.2024. <https://moventor.com/>

Norton, R. L. 2011. Machine Design – An Integrated Approach (4th ed.). Pearson.

Ovako. 2024. STEEL NAVIGATOR – find the right steel for your needs. Verkkosivu. Viitattu 28.10.2024. <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/42crmo4/>

RoyMech. 2020. Friction Factors. Verkkosivu. Viitattu 24.10.2024. https://roy-mech.org/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.html

SFS-EN 1993-6 + AC. Eurokoodi 3. Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 6: Nosturia kannattavat rakenteet. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Viitattu 23.10.2024. Vaatii käyttöoikeuden. <https://online.sfs.fi/fi/index/tuotteet/SFS/CEN/ID2/1/129717.html.stx>

SFS-EN 1995-1-1 + A1 + A2 + AC. Eurokoodi 5. Puurakenteiden suunnittelu. Osa 1–1: Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Viitattu 7.11.2024. Vaatii käyttöoikeuden. <https://online.sfs.fi/fi/index/tuotteet/SFS/CEN/ID2/1/380211.html.stx>

SKF. 2024. Laakerit. Verkkosivu. Viitattu 24.10.2024.

<https://www.skf.com/fi/productinfo/productid-32005%20X>

SSAB. 2024. Strenx 700MC D/E. Verkkosivu. Viitattu 23.10.2024.

<https://www.ssab.com/fi-fi/brandit-ja-tuotteet/strenx/tuotevalikoima/700/mc-d-e>

Sönnerlind, H. 2015. Singularities in Finite Element Models: Dealing with Red Spots. Verkkosivu. Viitattu 2.11.2024.

<https://www.comsol.com/blogs/singularities-in-finite-element-models-dealing-with-red-spots>