Tommi Pihala

# KAIVINKONEEN YLEISKAHMARIN SUUNNITTELU JA ESIVALMISTUS

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma

2015

Satakunnan ammattikorkeakoulu
Satakunta University of Applied Sciences

KAIVINKONEEN YLEISKAHMARIN SUUNNITTELU JA ESIVALMISTUS

Pihala, Tommi
Satakunnan ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Toukokuu 2015
Ohjaaja: Teinilä, Teuvo
Sivumäärä: 71
Liitteitä: 46

Asiasanat: kaivinkoneet, tietokoneavusteinen suunnittelu, materiaalinkäsittely, SolidWorks

---

Tämä opinnäytetyö käsittelee tilaajan Volvo EC35 minikaivinkoneeseen suunniteltavan yleiskahmarin eri vaiheet. Opinnäytetyön eri osa-alueisiin on lisätty aihetta koskeva perusteoria kuitenkin samalla pyrkien pitämään teksti helppolukuisena. Työ sisältää yksinkertaiset laskutoimitukset koskien hydraulisylinterin, ruuviliitoksen ja liukulaakerien mitoitusta.

Opinnäytetyön toiminnallinen osuus alkoi arvioimalla tilaajan kahmarille asettamia vaatimuksia ja tarpeita, jonka jälkeen valittu konstruktio mallinnettiin 3D-mallinnusohjelmistolla. Kahmarin kestävyyttä tarkasteltiin elementtimenetelmällä (FEM) kolmessa erilaisessa rasitustilanteessa.

CAD-suunnittelun jälkeen kahmarin osat esivalmistettiin myöhempää kokoonpanoa varten. Esivalmistusvaihe sisälsi osien teknisten piirustusten tekemisen, sekä kommunikoinnin toimittavien tahojen kanssa riittävän laadun aikaansaamiseksi.

Opinnäytetyön liitteisiin on lisätty teknisten piirustuksien esimerkit, FEM-simulointien tulokset sekä suunnitellun kahmarin mallinnuskuvat. Tulevaisuudessa kahmarista kokoonpannaan prototyyppi. Työn tietokoneavusteisen suunnittelun osuus tehtiin Dassault Systèmesin SolidWorks 2014 ja DraftSight 2015-ohjelmistoilla.

THE EXCAVATOR GRAPPLE DESIGN AND PREFABRICATION

Pihala, Tommi
Satakunnan ammattikorkeakoulu, Satakunta University of Applied Sciences
Degree Programme in Mechanical and Production Engineering
May 2015
Supervisor: Teinilä, Teuvo
Number of pages: 71
Appendices: 46

Keywords: excavators, computer-aided design, material handling, SolidWorks

---

This thesis goes through the process of designing excavator grapple for client's Volvo EC-35 compact excavator. Basic theory was added to thesis' different segments while trying to maintain easy readability. Thesis includes simple calculations for dimensioning hydraulic cylinder, screw connection and slide bearings.

Practical part of the thesis began with evaluating the client's requirements and needs, and then proceeded into modeling chosen construction with 3D modeling software. Finite element method was used for measuring the grapple strength under three different loading situations.

After validating the design in CAD-environment the grapple parts were prefabricated for later grapple assembly. Prefabrication stage included making manufacturing drawings for parts and communicating with different subcontractors for obtaining sufficient product quality.

Thesis' appendices include examples of manufacturing drawings, FEM-simulation results and pictures of designed and modeled excavator grapple. The grapple will be assembled in to a prototype in near future. Computer-aided design was made with Dassault Systèmes' SolidWorks 2014 and DraftSight 2015-programs.

# SISÄLLYS

1 JOHDANTO ..... 6
2 TYÖN LÄHTÖKOHDAT ..... 7
2.1 Tilaajan vaatimuslista ..... 8
2.2 Kaivinkoneen vaikutus suunnittelussa ..... 9
2.2.1 Kahmarin kiinnitys ..... 9
2.2.2 Hydraulijärjestelmä ja voimat ..... 11
3 KAHMARIN SUUNNITTELU ..... 13
3.1 Yleistä rakenteesta ..... 13
3.2 Levymateriaali ..... 15
3.3 Laakerointi ..... 20
3.3.1 Liukulaakerien materiaali ..... 20
3.3.2 Liukulaakerien mitoitus ..... 21
3.3.3 Liukulaakerien voitelu ..... 25
3.3.4 Vastapinnan vaatimukset ..... 26
3.4 Leuat ..... 27
3.5 Kahmarin runko ..... 29
3.6 Reaktiotangot ..... 30
3.7 Mekanismin suunnittelu ..... 31
3.8 Akselitapit ja holkit ..... 34
3.8.1 Akseli- ja holkkimateriaali ..... 34
3.8.2 Akselien lukitus ja voitelu-urat ..... 35
3.8.3 Toleranssit ja sovitteet ..... 36
3.9 Hydraulisylinteri ..... 39
3.9.1 Hydraulisylinterin valinta ja kiinnitystapa ..... 40
3.9.2 Hydrauliikkaletkut ..... 43
3.9.3 Hydraulisylinterin mitoitus ..... 44
3.10 Hymas S40-sovitteen kiinnitys ..... 48
3.10.1 Ruuviliitoksen karkea mitoitus ..... 49
3.10.2 Kiinnityksen variaatio ..... 54
3.11 Kahmarin malli ja tekniset tiedot ..... 55
4 KAHMARIN SIMULOINTI ..... 57
4.1 Yleistä simuloinnista ..... 57
4.2 Materiaalit, myötölujuudet ja varmuuskertoimet ..... 58
4.3 Kahmarin simulointi ..... 60
4.3.1 Tilanne 1 (-Y) ..... 61
4.3.2 Tilanne 2 (+Y) ..... 61

4.3.3 Tilanne 3 (-Z) ..... 62
4.4 Simulointitulosten analysointi ..... 63
5 ESIVALMISTUS JA KOKOONPANO ..... 65
6 LOPPUSANAT ..... 67
LÄHTEET ..... 68
LIITTEET ..... 70

# 1 JOHDANTO

Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella, mallintaa, sekä simuloida työn tilaajalle minikaivinkoneeseen 4-piikkinen yleiskahmari/-koura. Kyseistä kahmarimallia voidaan nimittää myös energiakahmariksi tai energiakouraksi. Tämän opinnäytetyön kahmaria ei kuitenkaan ole ajateltu käytettäväksi ainoastaan puumateriaalin käsittelyssä, vaan kahmarin käyttökohde voi olla minkä tahansa materiaalin käsittely, puristaminen tai irrottaminen. Suunniteltua kahmaria voidaan käyttää esimerkiksi kivien nostamisessa tai raaka-aineiden lajittelussa.

Opinnäytetyö on luonteeltaan toiminnallinen projektityö. Sen laajimmat osa-alueet ovat tuotekehityksessä, suunnittelussa, mallinnuksessa sekä simuloinnissa. Alkuperäisestä toimintasuunnitelmasta poiketen kahmarin prototyyppiä ei kokoonpanna opinnäytetyön aikana, vaan kokoonpano siirtyy myöhempään ajankohtaan. Opinnäytetyön tilaaja on minikaivinkoneen omistava yksityinen henkilö.

Työn lähtökohtaiseksi ongelma-asetelmaksi voidaan mainita se, ettei tilaaja ollut täysin tyytyväinen markkinoilla oleviin tuotteisiin tai ratkaisuihin. Opinnäytetyön yhtenä tavoitteena olikin tuotekehityksellisesti pohtia eri ratkaisuja, ja pyrkiä yhdistämään eri konstruktioratkaisut yhdeksi toimivaksi kokonaisuudeksi. Samalla pyrittiin täyttämään tilaajan tuotteeseen liittyvät vaatimukset mahdollisimman hyvin.

Opinnäytetyö rajataan yhden kaivinkoneen kahmarin prototyypin suunnitteluun ja esivalmistamiseen. Esivalmistaminen käsittää kahmarin eri osien polttoleikkaukseen ja koneistukseen liittyvät suunnittelulliset asiat. Konstruktion optimointi, kustannuksien tarkastelu ja kaivinkoneen hydrauliikkaan liittyvät asiat käsitellään työssä korkeintaan pintapuolisesti. Työn laajuudesta johtuen eri osa-alueiden teorioita ei käydä perusteellisesti läpi.

Opinnäytetyö toteutettiin 2015 tammikuun ja 2015 toukokuun välisenä aikana. Tietokoneavusteisen suunnittelun osuus tehtiin Dassault Systèmesin SolidWorks 2014 ja DraftSight 2015-ohjelmistoilla.

# 2 TYÖN LÄHTÖKOHDAT

Opinnäytetyön lähtökohtana oli suunnitella tilaajalle 4-piikkinen kahmari (Kuva 1) kaivinkoneen työkaluksi. Kahmari koostuu rungosta, hydraulisylinteristä (tai sylintereistä) sekä kahdesta leukaparista. Kahmari kiinnitetään yleensä työkoneeseen joko riipukkeella tai kiinteällä sovitteella. Lisäksi kiinnitys voi sisältää ns. pyörittäjän (rotaattori), joka mahdollistaa työkalun pyörittämisen. Kuvassa 2 on esimerkkinä kaivinkoneeseen suunnitellusta Engconin EC05B-kauhan pyörittäjästä, jossa on myös hydraulinen kallistus (rototilt tai tiltrotator).

Kuvat 1. ja 2. 4-piikkinen Lasco energiakahmari (Machinery Park www-sivut 2015) ja kaivinkoneeseen tarkoitettu Engconin EC05B-rototilt (Engcon www-sivut 2015)

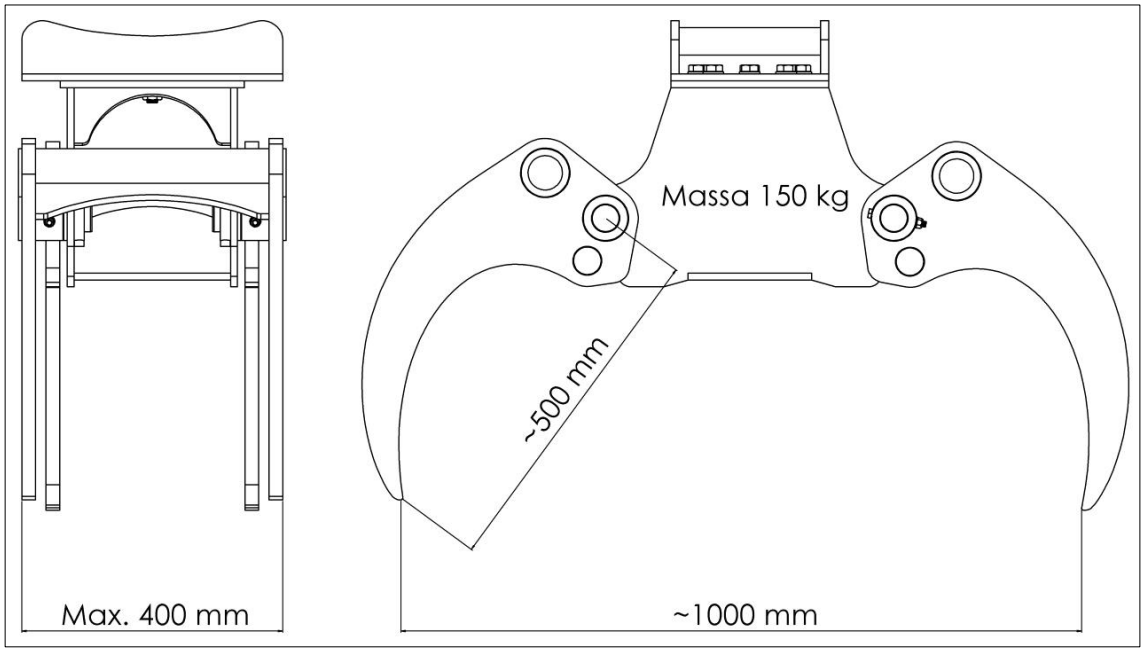
## 2.1 Tilaajan vaatimuslista

Tilaajan asettamat vaatimukset kahmarin suhteen olivat seuraavat:

- Leukojen aukeama noin 100 cm, kahmarin maksimileveys 40 cm, etäisyys leukojen kärjestä saranatappiin n. 50 cm (Kuva 3)
- Kahmarin omamassa alle 150 kg
- Levymateriaalina Voestalpinen Durostat 400 teräs 10 mm ja 20 mm levypaksuuksina
- Leukojen levypaksuus 20 mm
- Kiinnitys kaivinkoneeseen irrotettavalla ja 45 ° kulmiin asemoitavalla Hymas S40-sovitteella
- Mahdollisimman symmetrinen rakenne
- Mahdollisimman symmetrinen leukojen liikerata
- Kokoonpano ja hitsaus suoritetaan ilman jigejä

Lisäksi määritettiin seuraavat suunnitteluun liittyvät asiat:

- Kahmarin käyttölämpötila -10…+30 °C
- Rasvavoideltavat liukulaakerit




Kuva 3. Tilaajan kahmarin fyysiseen kokoon liittyvät vaatimukset

## 2.2 Kaivinkoneen vaikutus suunnittelussa

Opinnäytetyön kahmari suunniteltiin pääasiassa tilaajan Volvo EC35 kaivinkoneen (Kuva 4) parametreja hyödyntäen, mutta varsinaista estettä kahmarin käyttämiselle muissa vastaavan kokoluokan kaivinkoneissa ei ole.

Volvo EC35 on tela-alustalle asennettu, ympäripyörivä (360 °), kumiteloilla ja hydraulisella voimansiirrolla varustettu kaivinkone. 3540 kilogramman omamassallaan EC35 lukeutuu minikaivinkoneiden ryhmään.

Kuva 4. Volvo EC35 minikaivinkone (VolvoCE.com www-sivut 2015)

### 2.2.1 Kahmarin kiinnitys

Kaivinkoneen tuomat haasteet kahmarin suunnittelulle liittyivät pääasiassa työkalun kiinnitystapaan sekä kaivinkoneen työvoimiin. Riipukkeellisesta työkalun kiinnityksestä (Kuva 5) poiketen kaivinkoneen työkalu tulee usein kiinteästi kiinni kaivinkoneen puomiin (Kuva 6), minkä takia kaivinkoneeseen suunniteltavan kahmarin rakenteen täytyy kestää huomattavasti suurempia voimia. Käytännössä kaivinkoneeseen suunniteltavan kahmarin täytyy kestää maaperään tai muuhun materiaaliin painautuminen mitä ei riipukkeellisessa mallissa tarvitse liiemmin huomioida.

Kuvat 5. ja 6. Riipukkeella kiinnitetty Kesla proG20 puutavarakoura (Koneviesti.fi www-sivut 2015) ja Engconin pyörittäjään kiinnitetty puutavarakoura (Intermercato Grapples www-sivut 2015)

Suunniteltavan kahmarin kiinnitys tulee tapahtumaan Hymas S40-sovitteella (Kuva 7) ilman pyörittäjää. S40-nimike viittaa sovitteen pyörötangon 40 mm halkaisijaan. Sovitteen fyysiset ulkomitat ovat $375 \times 230 \times 80$ mm $(l \times s \times k)$ ja levymateriaalin paksuus 12 mm. Sovitteen materiaalin myötölujuudeksi arvioitiin 350 MPa.

Kuva 7. Hymas S40-sovite

### 2.2.2 Hydraulijärjestelmä ja voimat

Kahmarin kiinnityksen lisäksi kaivinkoneen hydraulijärjestelmä ja sen tuottama tilavuusvirta huomioidaan suunnittelussa. Taulukosta 1 nähdään että kyseessä on suljettu, kuormaan mukautuva hydraulijärjestelmä, jonka lisälaitekierron korkein tilavuusvirta $q_V$ on 60 l/min ($dm^3$/min) ja korkein paine $p$ 23 - 26 MPa. Opinnäytetyön Volvo EC35 kaivinkoneen todellinen mitattu paine on 24 MPa. Kahmarin suunnittelussa ja hydraulisylinterin mitoituksessa käytettiin 25 MPa (250 bar) painearvoa.

Kaivinkoneen kaivamiseen tarkoitetun puomiston ja kiinnityksen yhdistelmän vuoksi kahmariin kohdistuvat voimat eivät välttämättä aina ole kiinnityksen suuntaisia, vaan kahmarilla voidaan nostaa tai tarttua myös työkalun ollessa vaakatasossa. Taulukossa 2 on Volvo EC35 kaivinkoneen nostokyky eri etäisyysalueilla, kaivusyvyys sekä kauhan toiminta-alue. Ilmoitettua nostokykyä voidaan hyödyntää kahmarin y-akselin suuntaisissa simuloinneissa, jossa kahmarilla nostetaan objekti. Taulukosta 3 vastaavasti nähdään ilmoitettu kauhan suorituskykyä kuvaava suurin kaivu- ja irrotusvoima. Tuotetiedot löytyvät kokonaisuudessaan liitteistä 1.1 ja 1.2.

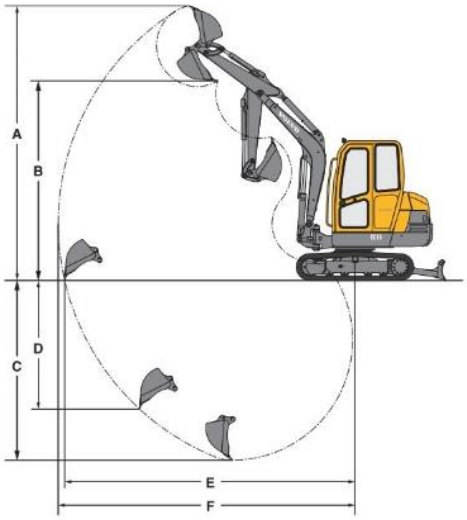
Taulukko 1. Volvo EC35:n ja EC45 Pron hydraulijärjestelmien tiedot (VolvoCE.com www-sivut 2015)

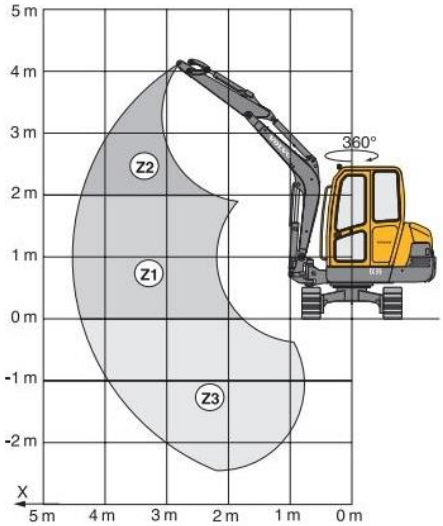
| **Hydraulic system** | |
|---|---|
| Closed-centre Load-Sensing hydraulic system providing total independence of each movement. | |
| **Control** | power-assisted hydraulic controls |
| Variable displacement Load Sensing pump for all the equipment and travel circuits: | |
| **Maximum flow** | 105 l/min |
| **Maximum operating pressure** | **EC35:** 23 MPa (230 bars)<br>**EC45 Pro:** 26 MPa (260 bars) |
| Double-acting hydraulic circuit for accessories: | |
| **Maximum flow** | 60 l/min |
| **Maximum operating pressure** | **EC35:** 23 MPa (230 bars)<br>**EC45 Pro:** 26 MPa (260 bars) |
| End-of-stroke cushions | |
| **On the boom ram** | at the end of the rod extension |
| **On dipper ram** | at the end of the rod retraction |
| **On offset ram** | on both sides |

Taulukko 2. Volvo EC35:n nostokyky ja kaivusyvyys eri etäisyyksillä (VolvoCE.com www-sivut 2015)

| Outreach | | 1,50 m | 2,00 m | 2,50 m | 3,00 m | 3,50 m | 4,00 m | 4,50 m | 4,80 m |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1400 mm | Z2 | | | 955 | 720 | 570 | 465 | | |
| | Z1 | 1555* | 1190 | 845 | 655 | 530 | 445 | 380 | |
| | Z3 | 2040* | 1215 | 855 | 660 | 535 | | | |
| 1700 mm | Z2 | | | | 730 | 575 | 465 | 385 | |
| | Z1 | 1395* | 1175 | 835 | 645 | 520 | 435 | 370 | 340 |
| | Z3 | 1945* | 1190 | 840 | 645 | 520 | 435 | | |

* hydraulic limit




| Dipper | A | B | C* | C | D | E | F |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1400 mm | 4840 | **3530** | **3420** | **3170** | 2200 | 5130 | 5240 |
| 1700 mm | 5020 | **3720** | **3710** | **3470** | 2500 | 5420 | 5530 |

* Dig depth with the blade down.

Taulukko 3. Volvo EC35:n ja EC45 Pron suorituskyky (VolvoCE.com www-sivut 2015)

| **Bucket performance** | |
|---|---|
| **Breakout force** | **EC35:** 2920 daN |
| | **EC45 Pro:** 3360 daN |
| **Tearout force** | **EC35:** 2190 daN |
| | **EC45 Pro:** 2420 daN |

# 3 KAHMARIN SUUNNITTELU

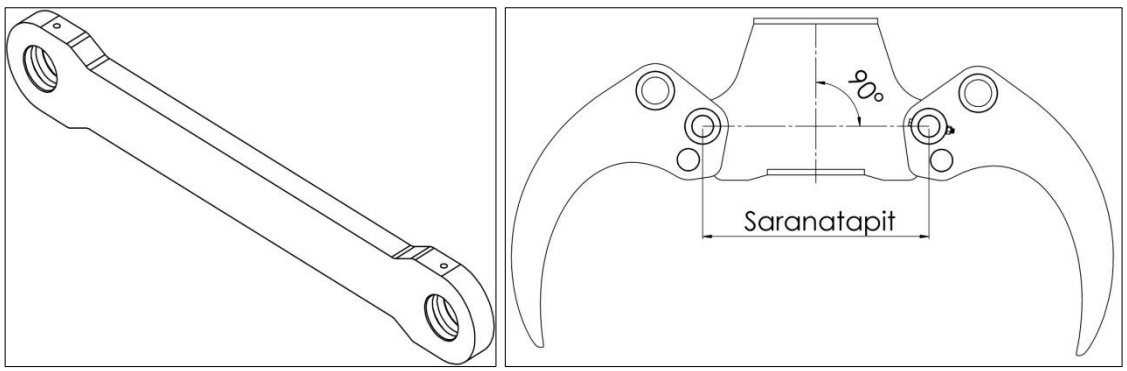
## 3.1 Yleistä rakenteesta

Ennen varsinaista suunnittelutyön aloittamista pohdittiin eri konstruktiovaihtoehtoja. Markkinoilla on lähes yhtä monta eri versiota energiakahmareista ja puutavarakourista kuin mitä on valmistajiakin, joten yhtä ainoaa oikeaa konstruktiota tuskin on olemassa.

Alusta lähtien oli kuitenkin selvää, että suunniteltava kahmari tullaan toteuttamaan yhdellä hydraulisylinterillä kahden sijasta. Yhden sylinterin kahmarissa toisen leuan liike saadaan aikaan reaktiotangolla (Kuva 8). Symmetrisyyden ja kestävyyden takia reaktiotankoja suunniteltiin laitettavaksi kaksi kappaletta, yksi kummallekin puolelle hydraulisylinteriä.

Koska vaatimuksena oli mahdollisimman symmetrinen rakenne ja leukojen liikerata, päädyttiin rakenteeseen jossa leukojen saranatapit ovat samalla korkeudella toisistaan (Kuva 9). Rakenne jossa saranatapit ovat eri korkeudella aiheuttaa kahmarin painopisteen siirtymisen, mikä hankaloittaa kahmarin käyttöä. Suunnitellun kahmarin symmetrisyyteen on pyritty kiinnittämään huomiota jokaisessa muussakin mahdollisessa kohdassa ja esimerkiksi kaikki kahmarin neljä leukaa/piikkiä on identtisiä.

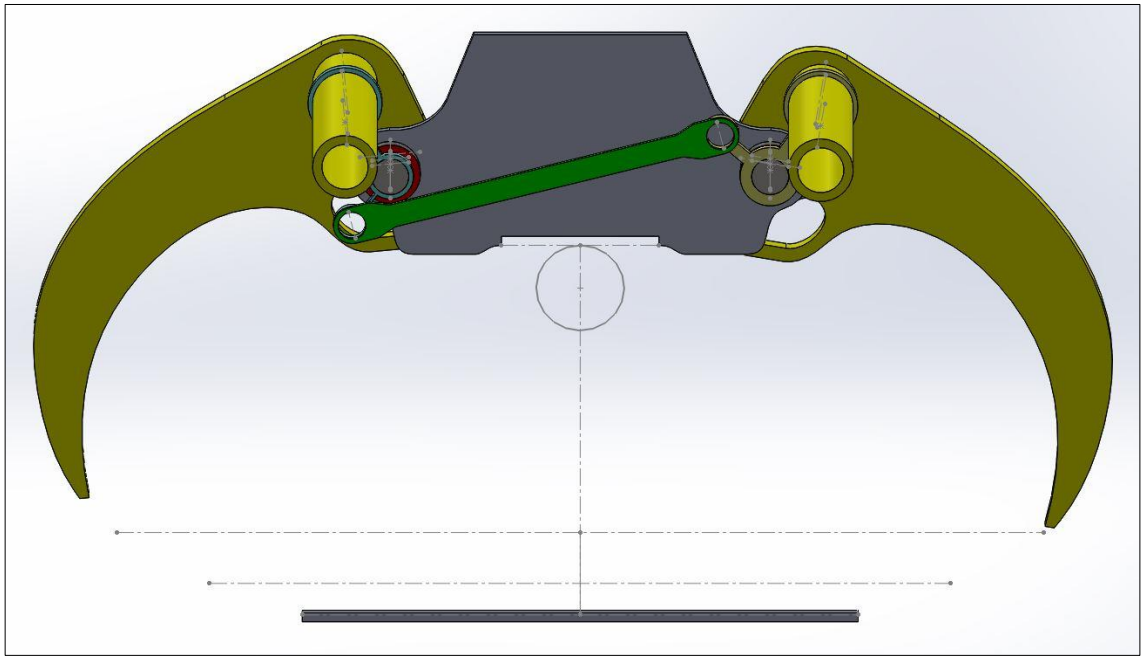
Kahmarin leukaparit suunniteltiin sijoitettavaksi rungon ulkopuolelle, jotta rungon poskilevyjä ei tarvitse taivuttaa ja rungon fyysiset ulkomitat saadaan pidettyä mahdollisimman pieninä.




Kuvat 8. ja 9. Reaktiotanko sekä saranatappien korkeusero

Käytännössä kahmarin suunnittelu eteni iteroimalla samoja työvaiheita kunnes kelvollinen ratkaisu löytyi. Iteroinnista johtuen tämä raportti ei välttämättä etene täysin suunnittelun todellisessa järjestyksessä, vaan esimerkiksi kahmarista mallinnettiin heti projektin alussa karkea malli (Kuva 10). Karkean mallin perusteella koneenelimet voitiin mitoittaa suuntaa antavasti. Suunnittelun edetessä myös useita valintoja muutettiin, minkä takia kahmarista mallinnettiin projektin aikana monta eri versioita. Eri versioiden määrää lisäsi myös se, että lähes jokainen kahmarin osa vaikuttaa joko suoraan tai välillisesti kahmarin muihin osiin ja mittoihin.

Alustavien kahmarin mallinnuksien perusteella saatiin selville lähes kaikki tarvittavat mitat, mm. akselitappien halkaisijat, holkkien koot sekä hydraulisylinterin mitat. Koska kahmarin ulkomitat olivat tilaajalle erittäin tärkeitä, aloitettiin suunnittelu niiden pohjalta. Vaihtoehtoisesti suunnittelu olisi voitu aloittaa valitsemalla sopiva hydraulisylinteri ja mallintamalla sen ympärille kahmarin eri osat. Ensimmäisestä toimivasta mallista tulostettiin 1:1 paperiversio, jonka avulla suunniteltavan kahmarin kokoa voitiin vertailla kaivinkoneen puomissa.



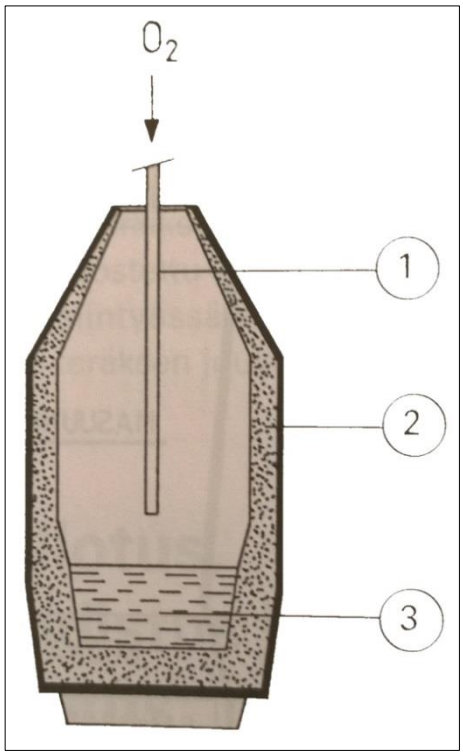
Kuva 10. Ensimmäisiä kahmarin mallinnuksia

Seuraavissa otsikoissa esitelty kahmari on suunnitteluprosessin viimeinen versio, ja samalla se versio, josta tulevaisuudessa valmistetaan prototyyppi. Otsikoiden alle on pyritty sijoittamaan otsikon aiheeseen liittyvä teoria, yleiset pohdinnat ja mallinnukset.

## 3.2 Levymateriaali

Tilaajan vaatimuksien mukaisesti kahmarin levymateriaalina käytettiin kulutusta kestävää Voestalpinen Durostat 400 erikoisterästä 10 mm ja 20 mm levypaksuuksilla. Kahmarin leuat ja reaktiotangot valmistettiin 20 mm levystä ja loput levyosat 10 mm. Durostat 400 on LD-prosessilla (Linz-Donawitz) valmistettu erikoisteräs.

”LD-konvertterissa (Kuva 11) panoksittain sulana otettu raakarauta mellotetaan happikaasulla, joka puhalletaan lanssiksi nimitetystä putkesta ylhäältä kohtisuoraan päin sulaa. Mellottunut rauta tiheämpänä painuu jatkuvasti pohjaan ja runsashiilisempi raakarauta nousee pintaan mellottumaan. Tyypillinen panoksen koko on 100…300 tonnia ja mellotukseen tarvittava aika 15…20 minuuttia.” (Koivisto ym. 2010, 80.)




Kuva 11. LD-konvertteri. 1 lanssiputki, 2 vuoraus, 3 sula (Koivisto ym. 2010, 80)

”Happikaasun mukana voidaan prosessiin puhaltaa esim. jauhemaista kalkkia, joka muodostaa rikkiä poistavaa kuonaa. Koska piin, mangaanin ja hiilen palaminen kehittää runsaasti lämpöä, mellotettavan raudan sekaan voidaan panostaa n. 20 % sen määrästä rauta- ja teräsromua, joka sulaa valmistettavan teräksen sekaan. Happea tarvitaan n. 6 % ja kuonaa syntyy n. 8 % mellotettavan raudan määrästä. LD-konvertterit on vuorattu emäksisellä materiaalilla.” (Koivisto ym. 2010, 80.)

Durostat 400 teräksen valintaan vaikuttivat mm. seuraavat asiat:

- tilaajan aiemmat positiiviset kokemukset kyseisestä teräksestä
- saatavuus
- kovuus ja mekaaniset ominaisuudet
- hyvä hitsattavuus suhteessa mekaanisiin ominaisuuksiin

Durostat 400 teräksen mekaaniset ominaisuudet on listattu taulukkoon 4, ja sulatusanalyysin mukainen kemiallinen koostumus löytyy taulukosta 5.

Taulukko 4. Durostat 400 teräksen mekaaniset ominaisuudet (20 mm levypaksuudelle). $\left[1\ \text{MPa} = 1\ \text{N/mm}^2\right]$

| **Kovuus (HB)** | **Myötölujuus (MPa)** | **Murtolujuus (MPa)** | **Murtovenymä** | **Iskusitkeys (J), 40 °C** | **$CEV_1$** | **$CET_2$** |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 360 – 440 | 1000 | 1250 | 10 | 30 | 0,47 | 0,30 |

jossa hiiliekvivalenttiarvot CEV (IIW) ja CET (SEW 088) sekä murtovenymä

(1) $$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{(Cr + Mo + V)}{5} + \frac{(Cu + Ni)}{15}$$

(2) $$CET = C + \frac{(Mn + Mo)}{10} + \frac{(Cr + Cu)}{20} + \frac{Ni}{40}$$

(3) $L_0 = 5{,}65\sqrt{S_0}$ %, jossa

$L_0$ = alkuperäinen mittapituus
$S_0$ = koesauvan poikkileikkauksen pinta-ala
$k$ = vakio = $5,65$

Taulukko 5. Durostat 400 teräksen sulatusanalyysin mukainen kemiallinen koostumus

| **%-osuus aineesta enintään** | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| C | Si | Mn | P | S | Al | Cr | Mo | B | Ti |
| 0,180 | 0,600 | 2,100 | 0,025 | 0,010 | 0,020 | 1,000 | 0,500 | 0,005 | 0,050 |

Lisäksi teräs voi valmistajan mukaan sisältää mikroseosaineita kuten niobiumia (Nb) ja vanadiinia (V). Teräksen arvot on lainattu Voestalpinen tuotetiedoista. (Voestalpine.com www-sivut 2015)

- Hiili (C) lisää kovuutta sekä lujuutta. Hiili on vaikutuksiltaan kaikista alkuaineista tärkein raudan lisäksi.
- Pii (Si) lisää teräksen kovuutta ja lujuutta, mutta huonontaa iskusitkeyttä.
- Mangaanilla (Mn) on teräksen iskusitkeyden kannalta paljon merkitystä. Mangaani lisää kovuutta ja siten parantaa kulumiskestävyyttä, mutta toisaalta aiheuttaa päästö- ja sinihaurautta.
- Fosfori (P) on tyypillinen haitta-aine, jota teräkseen tulee raaka-aineina käytetyistä malmeista ja romuista. Fosfori heikentää teräksen iskusitkeyttä.
- Rikki (S) on sekä haitta-aine että tärkeä seosaine. Rikki lisää taipumusta kuumahaurauteen, mutta parantaa lastuttavuutta.
- Alumiini (Al) erkautuu nitrideiksi, jotka ehkäisevät rakeenkasvua esim. hitsauksessa sekä poistavat taipumuksen myötövanhenemiseen.
- Kromi (Cr) lisää karkenevuutta ja parantaa kulumiskestävyyttä. Runsaasti seostettuna kromi muodostaa hapen kanssa teräksen pintaan oksidikerroksen, joka suojaa korroosiolta.
- Molybdeeni (Mo) vähentää teräksen päästöhauraustaipumusta sekä parantaa myötö- ja virumislujuutta.
- Boori (B) lisää erittäin tehokkaasti karkenevuutta. Boorin vaikutus on niin voimakas että yleensä hiilipitoisuutta voidaan alentaa.

- Titaani (Ti), niobioumi (Nb) ja vanadiini (V) erkautuvat jäähtymisvaiheessa nitrideiksi, jotka lujittavat terästä ja hienontavat raekokoa.

(Koivisto ym. 2010, 131–134)

Taulukosta 4 nähdään että Durostat 400 erikoisteräksellä on lähes kolminkertainen myötölujuus yleisesti käytettyyn S355 teräkseen verrattuna. Kaksinkertainen Brinell kovuus S355 teräkseen verrattuna taas antaa levymateriaalille erittäin hyvän mekaanisen kulutuskestävyyden. Kyseinen teräs soveltuu ominaisuuksiensa puolesta hyvin rakenneosiin mitkä altistuvat abrasiiviselle kulutukselle.

”Brinell-kovuuskokeessa SFS-EN 10003-1 painetaan tutkittavan kappaleen pintaan kovametalli- tai karkaistu teräspallo tietyllä kuormituksella. Kuormituksen poistamisen jälkeen mitataan syntyneen painuman halkaisija ristimittana $d_1$ ja $d_2$, jossa halkaisija $d$ on mittojen keskiarvo.” (Koivisto ym. 2010, 18.)

Koejärjestelyt ovat kuvan 12 mukaiset. Brinell-kovuus HBS tai HBW on kuormituksen ja painumakalotin pinta-alojen lukuarvojen suhde:

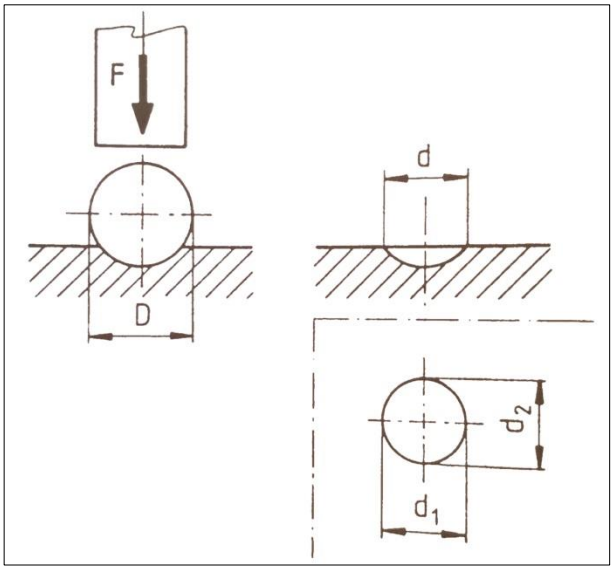
$$\text{HBS tai HBW} = \frac{\text{kuormitus / kp}}{\text{painumakalotin pinta-ala / mm}^2} \tag{4}$$

$$= \frac{0{,}102 \times 2 \times F}{\pi \times D\left(D - \sqrt{D^2 - d^2}\right)}, \text{ jossa}$$

$D$ = pallon halkaisija $[\text{mm}]$

$d = \frac{(d_1 + d_2)}{2}$ = painuman keskimääräinen halkaisija $[\text{mm}]$

$F$ = kuormitus $[\text{N}]$




Kuva 12. Brinell-koe (Koivisto ym. 2010, 18)

Vaikka Durostat 400 on erittäin luja teräs, sen kemiallinen koostumus takaa hyvän hitsattavuuden. Hitsattavuus voidaan myös tarkistaa aiemmin ilmoitetun hiiliekvivalenttiarvon (CEV) avulla.

”Kaava soveltuu parhaiten teräksille, joiden muutosvyöhyke ei käytännön hitsausenergioilla karkene täysin. Kaavan käyttöä suositellaan etenkin hiili-, hiilimangaaniteräksille sekä mikroseostetuille hienoraeteräksille, kun teräksen hiilipitoisuus on yli 0,18 %, tai kun jäähtymisnopeus hitsauksen jälkeen on pieni, $t_{8/5}$ suurempi kuin 12 s. Teräs on kylmähalkeiluriskiin nähden hyvin hitsattavaa tavallisilla menetelmillä, kun CEV-arvo on alle 0,41. CEV-arvo 0,41…0,45 takaa hyvän hitsattavuuden, kun käytetään kuivia, emäksisiä hitsausaineita.” (Rautaruukin teräkset, hitsaajan opas 1998, 35.)

Voestalpine suosittelee Durostat 400 teräkselle 60 – 80 °C esikuumennuslämpötilaa, mutta tilaajan käytännön kokemusten perusteella hitsaaminen onnistuu kohtuullisesti myös ilman esikuumennusta.

## 3.3 Laakerointi

”Liukulaakereiden valinnassa on otettava huomioon ja tarkistettava seuraavia asioita:

- akselin kovuus
- laakerin materiaali
- liukunopeus
- pinnan laatu
- pintapaine
- toleranssit
- voitelutapa”

(Blom ym. 2006, 175.)

### 3.3.1 Liukulaakerien materiaali

Kahmarin laakerointi toteutetaan kylmämuovattavasta pronssiseoksesta rullatuilla, voiteluainerei’illä varustetuilla, suorilla liukulaakereilla. Tinapronssiseos koostuu yleensä kuparista, tinasta ja pienestä määrästä fosforia. Suunnittelun esimerkkilaakereina käytettiin WB802-laakereita (Kuva 13). WB802-laakerien tietoja verrattiin myös AST Bearingin ASTT90-laakerien spesifikaatioihin. WB802-laakerien mekaaniset ominaisuudet on esitetty taulukossa 6.

Kuva 13. WB802-liukulaakeri (D&E Trading Oy www-sivut 2015)

Taulukko 6. WB802-laakerin mekaaniset ominaisuudet (D&E Trading Oy www-sivut 2015)

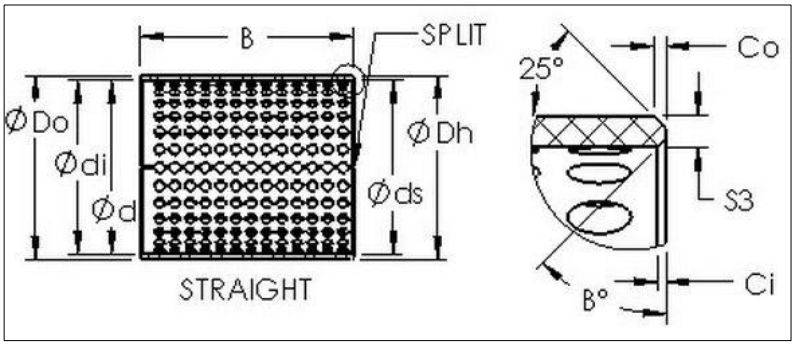
| Kovuus (HB) | Myötölujuus (MPa) | Murtolujuus (MPa) | Kitka (μ) | Maksiminopeus (m/s) | Lämpötila-alue (°C) |
|---|---|---|---|---|---|
| 125 – 150 | ~300 | ~450 | 0,08 – 0,25 | 2,5 | -100…+200 |

Voiteluainereikäisen pronssilaakerien etuja ovat muun muassa:

- hyvä lämmönjohtokyky
- hyvät voiteluominaisuudet voitelureikien ansiosta
- kestää kovia kuormia sekä iskukuormia
- soveltuu likaisiin olosuhteisiin

### 3.3.2 Liukulaakerien mitoitus

H7 toleranssin pesään puristetun laakerin sisäreiän toleranssiksi muodostuu H9. Esimerkiksi kuvan 14 mukaisesti $30/34 \times 20$ laakerin sisähalkaisijan $d$ nimellismitta on 30 mm, ulkohalkaisijan $D_O$ nimellismitta 34 mm ja laakerin pituuden $B$ nimellismitta 20 mm. Kyseisessä tapauksessa laakerin nimellinen seinämävahvuus $S_3$ on 2 mm. Kun laakeri puristetaan toleranssiltaan $\varnothing 34\ H7\ ^{+0,025}_{0}$ laakeripesään, tulee laakerin sisäreiän mitaksi $\varnothing 30\ H9\ ^{+0,052}_{0}$. Esimerkkilaakerin toleranssi pituuden suhteen on $^{+0}_{-0.40}$. Laakerin reunat on usein viistetty helpottamaan asentamista.




Kuva 14. Suoran liukulaakerin mitoitus (AST Bearings www-sivut 2015)

Alustavien mallinnuksien perusteella akselitappien ko'oiksi valittiin ⌀30 mm ja ⌀40 mm. Akselitappien halkaisijoiden avulla pystyttiin kartoittamaan eri liukulaakerien saatavilla olevat koot ja etenkin pituudet. Laakerien ja laakeripesien pituuksilla on suora yhteys kahmarin leveyteen. Em. akselihalkaisijoille löytyy yleisesti liukulaakereita joiden nimellispituudet vaihtelevat 5 mm välein 15 millimetristä 50 millimetriin. Taulukosta 7 nähdään suunnitellun kahmarin liukulaakerien määrä ja nimellispituudet.

Taulukko 7. Kahmarin liukulaakerit

| Nimitys | Kpl määrä |
|---|---|
| 30/ 34 x 20 (3020) | 4 |
| 30/ 34 x 25 (3025) | 2 |
| 30/ 34 x 30 (3030) | 3 |
| 30/ 34 x 40 (3040) | 2 |
| 40/ 44 x 30 (4030) | 4 |

Koneenelimet ja mekanismit kirjan (Blom ym. 2006, 190) mukaan säteislaakerin pituuden tulee olla $0,6...1,5 \times$ akselin halkaisija.

$$\frac{30 \text{ mm (laakerin pituus)}}{40 \text{ mm (akselin halkaisija)}} = 0{,}75 \qquad \frac{20 \text{ mm (laakerin pituus)}}{30 \text{ mm (akselin halkaisija)}} = 0{,}666...$$

40/44 x 30 (4030) liukulaakerit ovat saranatappien laakereita. Saranatappien kohdalla laakerien kuormana käytettiin korkeinta Volvo EC35:n spesifikaatioista löytyvää N arvoa, joka on taulukossa 3 oleva 2920 daN ($29,2 \text{ kN} \approx 30 \text{ kN}$). Ajatuksena oli, että saranatappilaakerien korkein kuorma syntyy, kun kahmarilla nostetaan kaivinkoneen maksiminostokyvyn verran. Käytännössä ko. laakerien kuorman voisi todennäköisesti jakaa vähintään kahdella, koska harvoin nostettava kuorma rasittaa ainoastaan yhtä saranatapin laakeria. 30/ 34 x (30xx) liukulaakerit ovat hydraulisylinterin ja reaktiotangon laakerointia varten.

Esimerkkinä on laskettu vielä hydraulisylinterin varrenpään liukulaakerien pintapaine (ko. laakerien yhteenlaskettu pituus $L = 110 \text{ mm}$), jossa kuormana on käytetty valitun hydraulisylinterin maksimityöntövoimaa. Eri kuormitustapauksia on esitetty kuvassa 15.

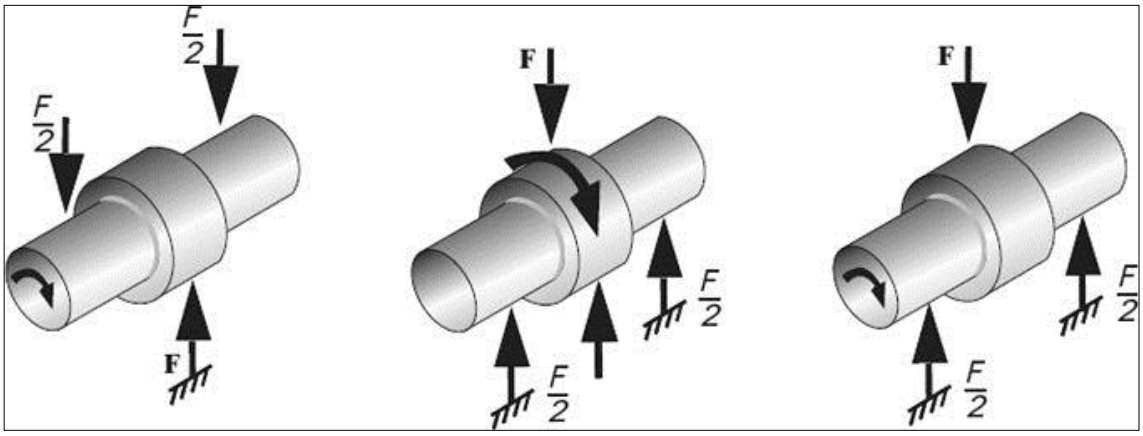
Liukulaakerin laskennallinen pintapaine $p$ [N/mm$^2$] saadaan kaavasta

(5) $$p = \frac{F}{d \times L}$$, jossa

$F$ = laakerin kuorma [N]
$d$ = sisähalkaisija [mm]
$L$ = laakerin pituus [mm]

$$p = \frac{30000\ \text{N}}{(40\ \text{mm} \times 30\ \text{mm})} = 25\ \text{N/mm}^2$$

$$p = \frac{78000\ \text{N}}{(30\ \text{mm} \times 110\ \text{mm})} = 23{,}6363... \approx 24\ \text{N/mm}^2$$




Kuva 15. Liukulaakerin kuormitustapaukset (AST Bearings www-sivut 2015)

Liukulaakerien mitoituksessa on arvioitu että liukumisnopeudet jäävät pieneksi (< 1 m/min), jolloin laakerimetallin pintapaineeksi voidaan sallia puolet sen myötörajasta. Kahmarin laakerien kuormitus esiintyy edestakaisena kuormituksena. Liukulaakeri on hyvä valinta edestakaiseen kuormitukseen, eikä esimerkiksi urakuulalaakeria suositella edestakaiseen liikkeeseen.

Laakerimetallin kuormitettavuus saadaan kaavasta

(6) $$\text{kuormitettavuus} = \frac{R_{p0,2}}{2}\text{, jossa}$$

$R_{p0,2}$ = myötöraja $\left[\text{N/mm}^2\right]$

$$\text{kuormitettavuus} = \frac{300\ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2} = 150\ \text{N/mm}^2 \geq 25\ \text{N/mm}^2$$

Toisaalta Koneenelimet ja mekanismit kirjan taulukko 7.1 mukaan (Blom ym. 2006, 179) JM-15 (Cu88, Sn12 tinapronssi) materiaalista valmistetulle liukulaakerille voidaan sallia maksimikuormituksena 75 $\text{N/mm}^2$, kun liukunopeus on $< 1\ \text{m/min}$ ja liike on keskeytyvää. Laskuissa käytetty 25 r/min pyörimisnopeus on pelkkä arvio.

Liukunopeus $v$ $\left[\text{m/s}\right]$ voidaan tarvittaessa laskea kaavasta

(7) $$v = \frac{\pi \times d \times n}{(60 \times 10^3)}\text{, jossa}$$

$d$ = sisähalkaisija $\left[\text{mm}\right]$
$n$ = pyörimisnopeus $\left[\text{r/min}\right]$

$$v = \frac{\pi \times 40\ \text{mm} \times 25\ \frac{\text{r}}{\text{min}}}{(60 \times 10^3)} = 0{,}05236 \approx 0{,}052\ \text{m/s}$$

Laakerien mitoittamisessa voidaan myös hyödyntää ns. pv-arvoa, joka yhdistää kuormituksen ja liukunopeuden. Yksinkertaisesti, mitä pienempi pv-arvo on, sitä pidempään

laakeri todennäköisesti kestää. Pronssista valmistetuille laakereille voidaan useimmiten sallia pv-arvoksi $1{,}75\ \mathrm{N/mm^2\ m/s}$.

Pv-arvo voidaan laskea kaavalla

(8) $$pv = \frac{F \times n \times \pi}{(60 \times 10^3 \times L)}$$, jossa

$F$ = laakerin kuorma $[\mathrm{N}]$
$n$ = pyörimisnopeus $[\mathrm{r/min}]$
$L$ = laakerin pituus $[\mathrm{mm}]$

$$pv = \frac{30000\ \mathrm{N} \times 25\ \frac{\mathrm{r}}{\mathrm{min}} \times \pi}{(60 \times 10^3 \times 30\ \mathrm{mm})} = 1{,}309 \leq 1{,}75\ \mathrm{N/mm^2\ m/s}$$

$$pv = \frac{78000\ \mathrm{N} \times 25\ \frac{\mathrm{r}}{\mathrm{min}} \times \pi}{(60 \times 10^3 \times 110\ \mathrm{mm})} = 0{,}928 \leq 1{,}75\ \mathrm{N/mm^2\ m/s}$$

### 3.3.3 Liukulaakerien voitelu

”Voitelutapa on liukulaakeroinnin suunnittelun kannalta hyvin keskeinen asia. Voitelutavan valinta vaikuttaa ainakin seuraaviin asioihin:

- huollon tarve (itsevoiteleva/voideltava)
- laakerivälykset
- voitelu-urat
- pintapaineen kesto
- liukunopeuden kesto”

(Blom ym. 2006, 176.)

”Voitelu-uria tarvitaan vain voideltavissa metallisissa liukulaakereissa. Urien muodon, määrän ja sijainnin valinta kuormitettuun alueeseen nähden riippuu käyttökohteesta. Pääperiaatteita voitelu-urien suunnittelussa:

- voitelu-urat kohtisuoraan liikesuuntaa vastaan
- uran reunat eivät saa toimia kaavareina kulumisenkaan jälkeen; siksi suositellaan V-muotoisia uria
- hydrodynaamisessa voitelussa ei uria painepuolelle
- rasvavoitelussa urat lähelle painepuolta
- edestakaisessa liikkeessä usein paljon uria painepuolelle, jonne voiteluaine on syötettävä
- kun laakeri on liikkuva ja akseli paikallaan, tehdään urat akseliin”

(Blom ym. 2006, 176.)

Vaatimuslistan luomisesta lähtien oli tiedossa, että liukulaakerit tullaan voitelemaan rasvavoitelulla. Voitelu-urat käsitellään tarkemmin otsikon 3.8 Akselitapit ja holkit alla.

### 3.3.4 Vastapinnan vaatimukset

Koneenelimet ja mekanismit kirjan taulukossa 7.1 (Blom ym. 2006, 179) JM-15 (Cu88, Sn12 tinapronssi) materiaalista valmistetulle liukulaakerille suositellaan vastapinnan (akselimateriaalin) pienimmäksi suositeltavaksi kovuudeksi 300 HB.

”Pronssiosaa vastassa olevalle pinnalle asetettavat vaatimukset:

- vähintään 100 HB kovempi kuin pronssi
- tinapronssit vaativat vähintään 300 HB:n vastapinnan
- alumiinipronssit vaativat vähintään 400 HB:n vastapinnan
- kuormituksen kasvaessa suurempi kovuus
- optimaalinen kovuus 500 HB
- suositeltava pinnansileys $R_a \leq 1{,}0\ \mu m$

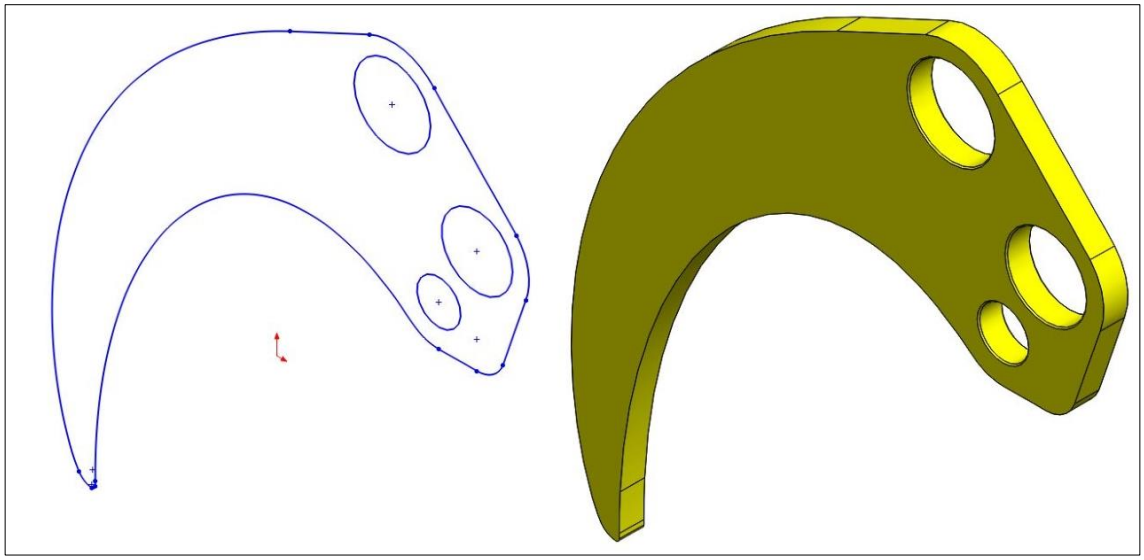
- ruostumattomista teräksistä suositellaan martensiittisia laatuja, mikäli kuitenkin austeniittinen valitaan, pitää liukupinta kovakromata”

(Blom ym. 2006, 190.)

## 3.4 Leuat

Kahmarin leukojen geometria syntyi monen muutoksen tuloksena. Kahmarin leukojen suunnittelun lähtökohtana oli, että kaikki kahmarin neljä leukaa tulevat olemaan täysin identtisiä. Leukojen poskilevyt polttoleikattiin aiemmin esitellystä 20 mm Durostat 400 teräksestä. Leukojen muut levyosat polttoleikattiin 10 mm Durostat 400 teräksestä.

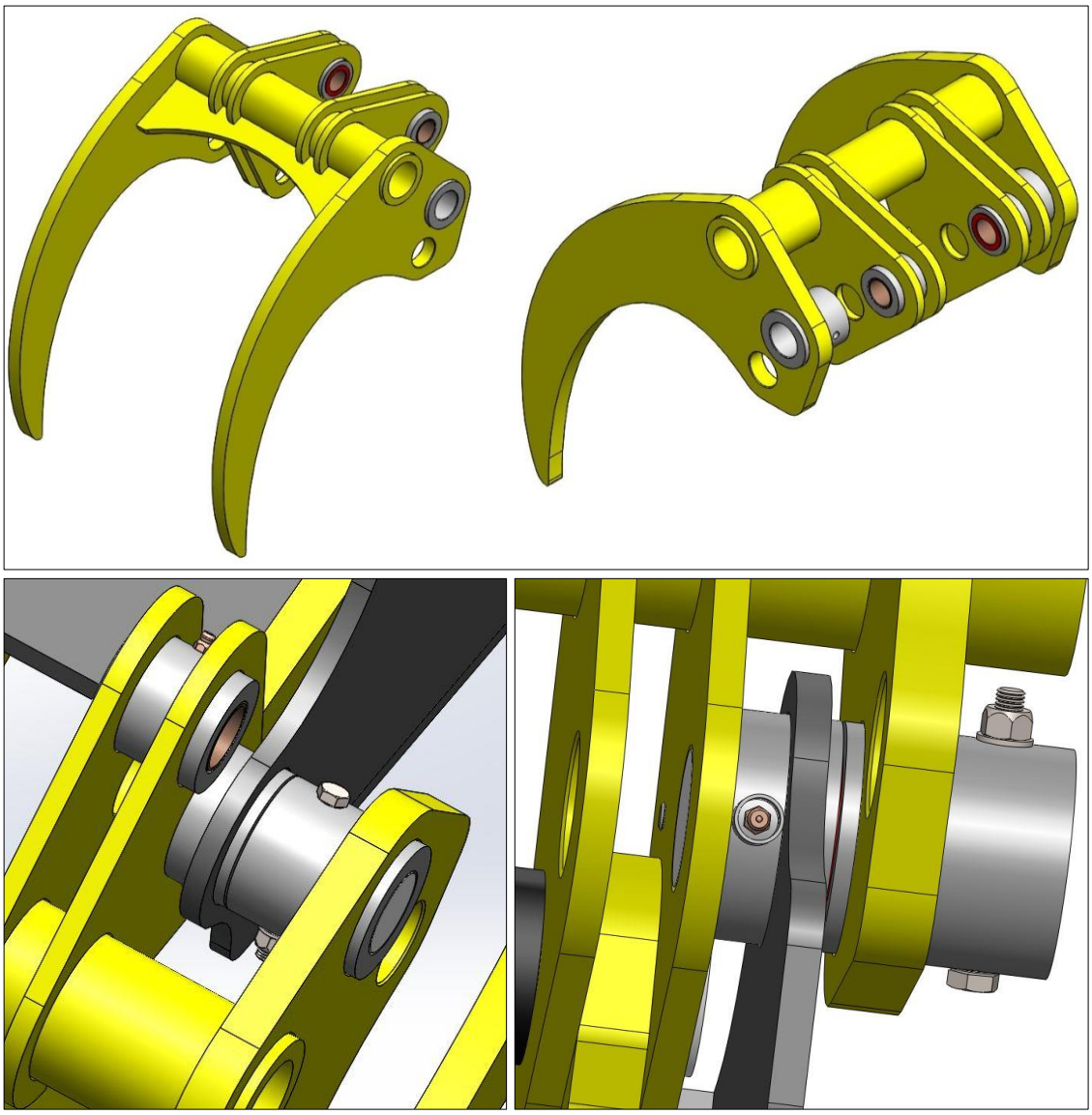
Koska suunniteltu kahmari on ensimmäinen versio eikä aiempaa dataa ole olemassa, tulee prototyypin käytännön testaus vasta paljastamaan onko suunniteltu leuan muoto edullinen vai ei. Kuvassa 16 on mallinnettu leuan poskilevy.



Kuva 16. Mallinnettu leuan poskilevy

Leuan poskilevyn pienin reikä on tarkoitettu reaktiotangon akselitapin poistamista varten. Vastaavasti ylin reikä on ⌀70 mm ainesputkea varten, joka yhdistää kaksi leuan poskilevyä toisiinsa. Kuvasta 17 voidaan havaita leveämmän leuan rakenne ja ainesputki, sekä ainesputkeen kiinnitetyt neljä hydraulisylinterin kiinnikettä/kiinnikelevyä. Sa-

massa kuvassa on myös näkyvissä poskilevyihin ja ainesputkeen hitsattava tukilevy/-lappu. Leukaparit on suunniteltu niin, että leuan poskilevyt sekä ulommaiset kiinnikelevyt toimivat haarukkana rungon saranaholkille (Kuvat 18 ja 19). Haarukkarakenteen toivotaan vähentävän rungon holkkeihin syntyvää rasitusta. Leuan poskilevyihin hitsataan saranatappia varten ulkohalkaisijaltaan 65 mm ja sisähalkaisijaltaan 40 mm holkit.

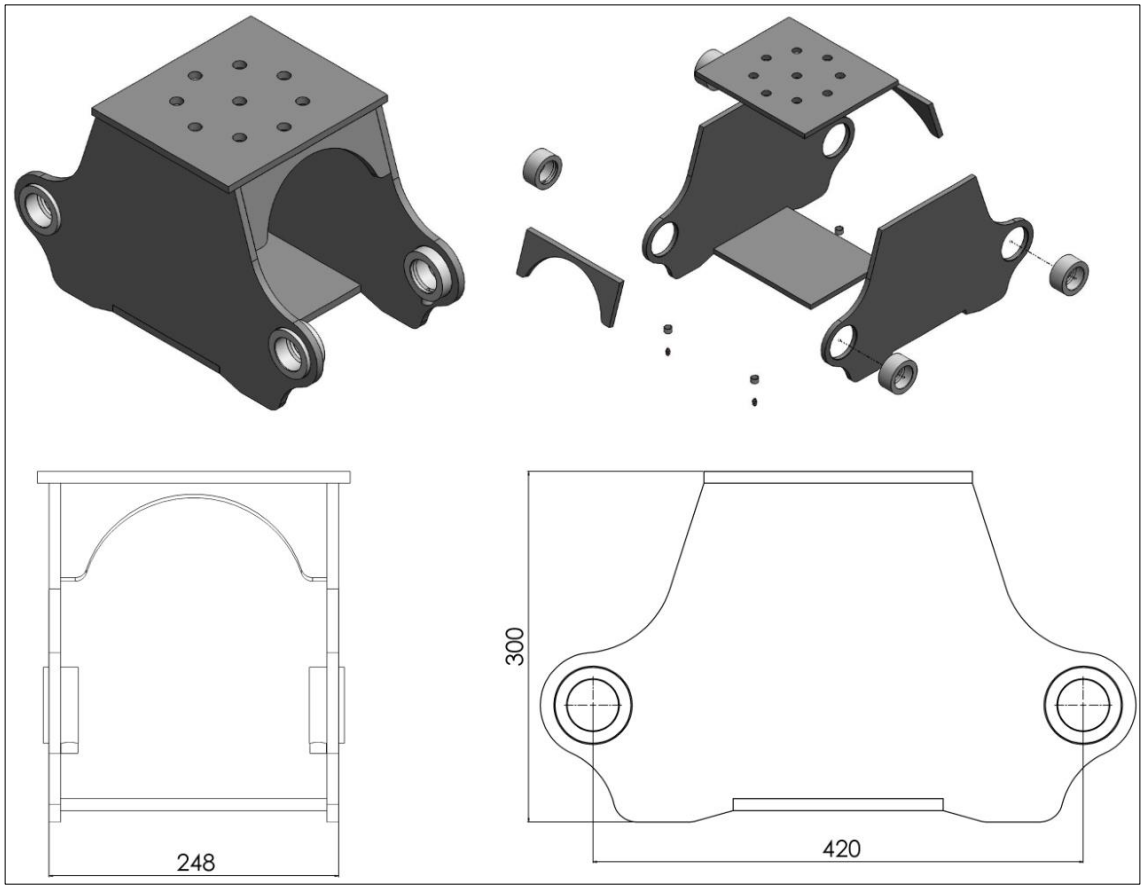


Kuvat 17., 18. ja 19. Leveämmän leuan kokoonpano, sekä leuasta ja kiinnikelevystä syntyvä haarukkarakenne

### 3.5 Kahmarin runko

Kahmarin runko valmistettiin polttoleikkaamalla kaikki tarvittavat levyosat Durostat 400 teräslevystä 10 mm levypaksuudella. Runko koostuu neljästä koneistettavasta saranaholkista, kahdesta poskilevystä, katto- ja pohjalevystä, sekä kahdesta päätylapusta/-palasta (Kuva 20). Rungon poskilevyt on suunniteltu muodoltaan sellaisiksi, että akselitapit on mahdollista asentaa ja poistaa kahmarin kokoonpanonkin jälkeen. Rungon kokoonpano tehdään hitsaamalla levyosat toisiinsa.

Rungon poskilevyistä sekä pohjalevystä olisi optimoitaessa mahdollista poistaa materiaalia, jolloin rakenteesta tulisi kevyempi. Materiaalin poistamista ja aukkojen leikkaamista ei kuitenkaan koettu tämän kahmarin kohdalla tarpeelliseksi. Rungon pohjalevyn päätarkoituksena on suojata mekanismia ja hydraulisylinteriä käsiteltävältä materiaalilta (esim. puun oksat). Kattolevyyn ja poskilevyihin hitsattava päätypala vahvistaa rungon rakennetta huomattavasti, varsinkin kahmaria vaakatasossa käytettäessä.



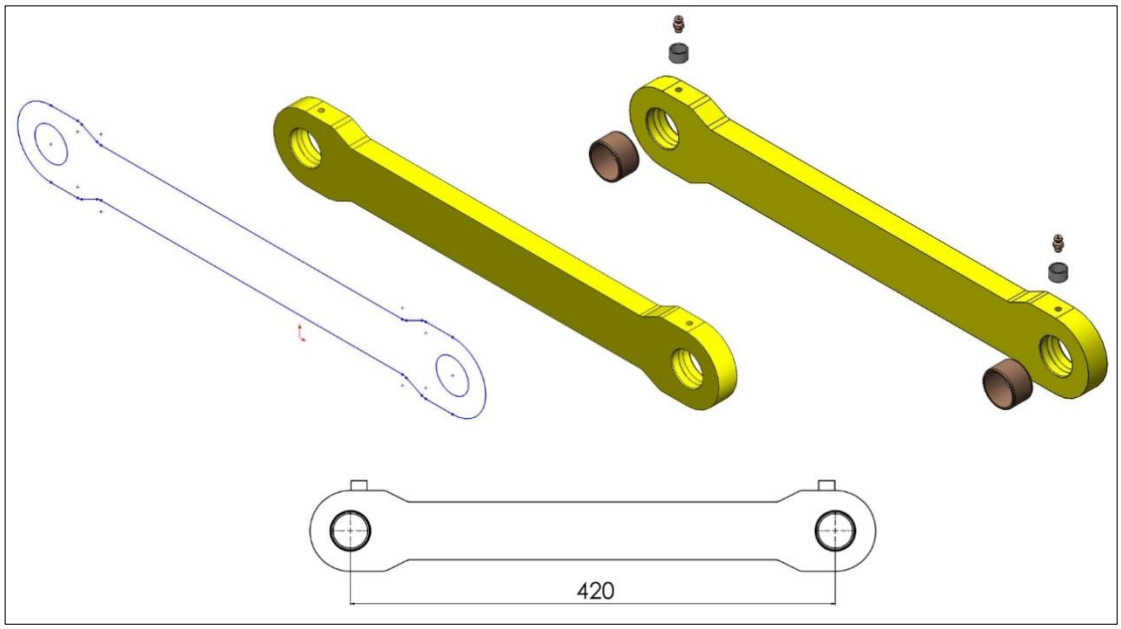

Kuva 20. Mallinnettu kahmarin runko

Koska leukaparit haluttiin rungon ulkopuolelle, ei rungon levyosien taivutukselle (ts. kanttaus tai särmäys) ollut tarvetta. Jos leukaparit olisi sijoitettu rungon sisäpuolelle, olisi rungosta tullut huomattavasti leveämpi, mikä taas olisi saattanut heikentää rungon kestävyyttä tai vaatia poskilevyjen taivutusta. Saranaholkkien ulkohalkaisijan nimellismitta on ⌀65 mm ja sisähalkaisijan ⌀44 mm, jolloin holkin seinämävahvuudeksi tulee noin 10,5 mm.

## 3.6 Reaktiotangot

Jotta kahmarin mekanismi toimisi yhdellä hydraulisylinterillä, pitää mekanismissa olla reaktiotanko (tai -tangot) (Kuva 21). Kahmariin suunniteltiin kaksi reaktiotankoa, kuten työssä aiemmin mainittiin. Kaksi reaktiotankoa tekee rakenteesta symmetrisemmän ja kestävämmän.

Koska kahmarin ulkomitoille oli erittäin tarkat vaatimukset, päätettiin reaktiotankojen reiät koneistaa toleranssiin laakereita varten. Samalla reikiin koneistettiin voitelu-urat. Laakerien asentaminen suoraan reaktiotankojen reikiin kaventaa kahmaria muutamia senttimetrejä. Vaihtoehtona olisi ollut laakeriholkkien hitsaaminen reaktiotankojen vapaareikiin. Reaktiotangot on leukojen tapaan polttoleikattu 20 mm Durostat 400 teräslevystä.




Kuva 21. Mallinnettu reaktiotanko

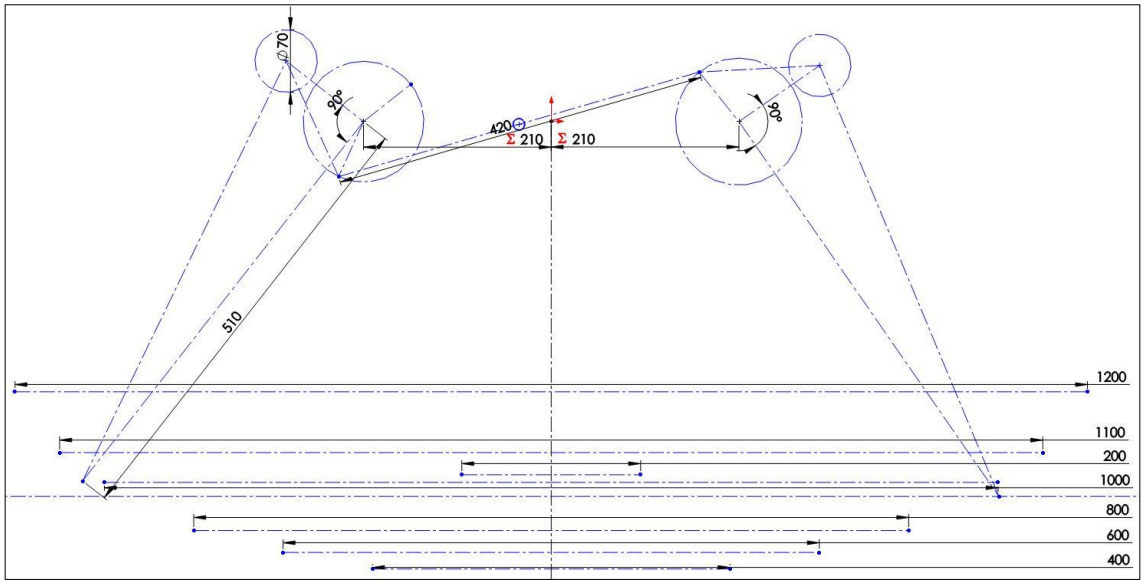
### 3.7 Mekanismin suunnittelu

Kahmarin mekanismin suunnittelu oli yksi työn ongelmallisimmista vaiheista. Ongelmana oli saada leukojen liikerata mahdollisimman symmetriseksi ilman, että leukojen kärkien kohdatessa korkeuserosta syntyy käytön kannalta haittaa. Puutavarakouran mekanismiin yleensä halutaan kärkien välille pieni korkeusero, jotta leukojen kärjissä olevat kärkilevyt/-laput eivät törmäisi toisiinsa (Kuva 22).

Yleis- tai energiakahmarissa kärkien korkeuserosta on kuitenkin pääasiassa vain haittaa, joten kärkien kohdatessa korkeusero piti saada mahdollisimman pieneksi. Liian suuri väli leukojen kohdatessa hankaloittaa huomattavasti erilaisten kappaleiden nostamista, ja pahimmassa tapauksessa kappale voi jäädä kärkien väliin puristuksiin.

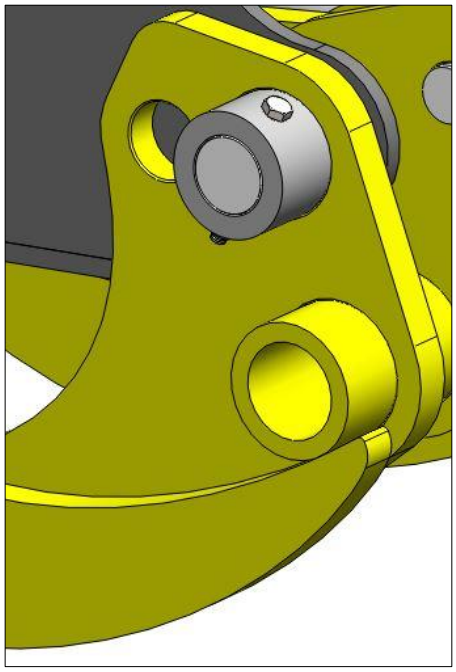
Kuva 22. Kinshofer KM 634 puutavarakoura, josta on havaittavissa kärkien korkeusero (DryWall Cranes www-sivut 2015)

Kahmarin mekanismi suunniteltiin yksinkertaisesti SolidWorksin skitsinä (engl. sketch, Kuva 23). Mekanismin suunnittelun pohjatietona tiedettiin, että kahmarin rungon saranaholkkien ja reaktiotangon reikien keskipisteiden etäisyys on sama (Kuvat 20 ja 21, 420 mm). Lisäksi tilaajan vaatimuslistan perusteella tiedettiin haluttu leuan kärjen ja saranan keskipisteen etäisyys. Loput kiinnikkeiden mitoista saatiin iteroimalla kunnes mekanismista saatiin tyydyttävä.




Kuva 23. Mekanismin suunnittelu SolidWorksilla

Lisähaastetta mekanismin suunnitteluun toi myös se, että leukojen liike haluttiin pysähtyvän vastakkaisen leukaparin ainesputkeen (Kuva 24) eikä hydraulisylinterin iskunpituuteen. Edellä mainittu ominaisuus aiheuttaa ongelmatilanteen, jossa saranapisteiden etäisyyttä ei voida suurentaa ilman, että kahmarin leukojen kokoa suurennettaisiin samassa suhteessa. Lisäksi mekanismiin pitää aina saada sovitettua hydraulisylinteri mikä yleensä valmistetaan määrätyillä asennus- ja iskunpituuksilla.



Kuva 24. Vastakkaisen leuan ainesputki toimii liikkeen pysäyttäjänä

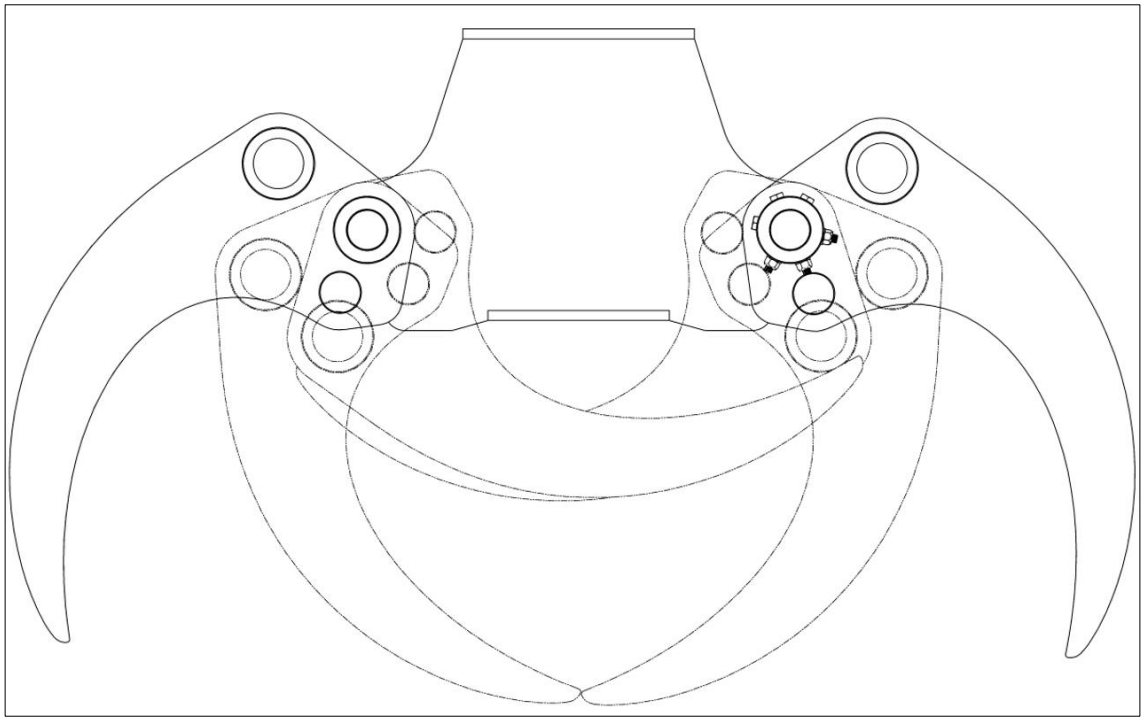
Täysin symmetristä liikerataa ei saatu aikaan, ja koska resurssit eivät riittäneet tarkempaan matemaattiseen tarkasteluun, päädyttiin ratkaisuun jossa epäsymmetrinen liikeradan alue sijoitettiin mekanismissa kohtaan ennen kuin leuat ovat täysin sulkeutuneet kiinni.

Taulukkoon 8 on listattu SolidWorksilla mitatut kärkien korkeuserot $y$ eri leukojen aukeamilla $x$. On kuitenkin huomattava, että käytännössä valmistettavan kahmarin toleranssit, mittatarkkuudet, hitsaukset sekä välykset muuttavat todellisen kahmarin kärkien korkeuseroa ja liikerataa suuntaan tai toiseen. Taulukkoon listatut korkeuserot ovat mallinnetun kahmarin suuntaa antavia mittausarvoja. Miinusmerkkiset arvot kuvaavat tilannetta jossa leukaparit ovat liikkuneet toistensa ohitse.

Taulukosta voidaan havaita jo aiemmin mainittu ns. epäsymmetrinen liikeradan alue, joka suunnitellussa mekanismissa on sijoitettu ennen leukojen kiinnimenoa (-400 mm avautuma). Tärkeimpänä kriteerinä pidettiin, että leukojen kohdatessa korkeusero olisi mahdollisimman pieni. Kuvassa 25 on kahmarin leukojen kolme eri asentoa.

Taulukko 8. Kahmarin kärkien korkeusero $y$ eri leukojen aukeamilla $x$.

| ***x* (mm)** | ***y* (mm)** |
|---|---|
| 985 (maksimi avautuma) | 14,84 |
| 800 | 2,03 |
| 600 | 1,54 |
| 400 | 0,03 |
| 200 | 2,40 |
| 0 | 2,06 |
| -200 | 8,86 |
| -400 | 25,91 |
| Leuat kiinni | 7,05 |
| **Keskiarvo** | **7,19** |



Kuva 25. Kahmarin leukojen eri asennot

## 3.8 Akselitapit ja holkit

### 3.8.1 Akseli- ja holkkimateriaali

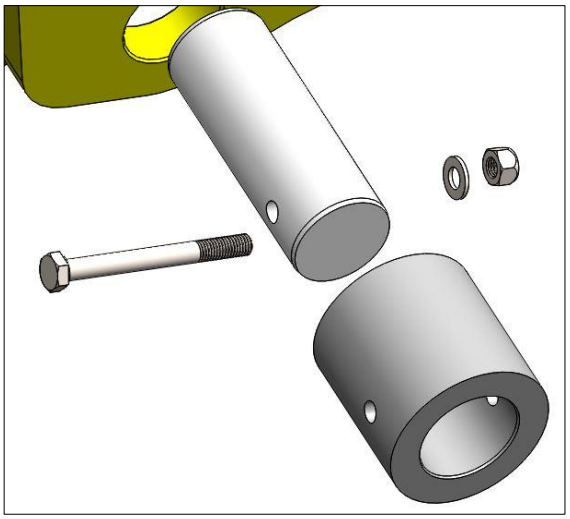
Koska akselitapit ja holkit tilattiin ulkopuoliselta toimittajalta, ei niiden osalta kyetty tekemään tarkempaa materiaalitarkastelua. 350 MPa materiaalia käsiteltiin työssä S355 teräksenä ja lujempaa 650 MPa materiaalia 42CrMo4-nuorrutusteräksenä. Valmistavalle taholle annettiin kohtuulliset vapaudet materiaalien suhteen saatavuudesta riippuen. Valmistettavilta akselitapeilta ja holkeilta vaadittiin kuitenkin seuraavat materiaaliin liittyvät ominaisuudet:

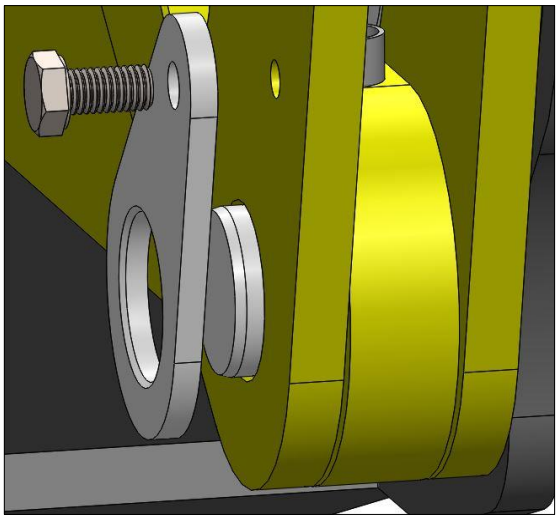
- Holkkien myötölujuus $\geq$ 350 MPa
- ⌀30 mm akselitappien myötölujuus $\geq$ 650 MPa , pinnankovuus $\geq$ 300 HB ja pinnankarheus $R_a \leq 1{,}6\ \mu m$
- ⌀40 mm saranatappien myötölujuus $\geq$ 350 MPa , pinnankovuus $\geq$ 300 HB ja pinnankarheus $R_a \leq 1{,}6\ \mu m$

Akselitappien pinnankovuuden vaatimuksena käytettiin laakeroinnin vastapinnan ohjearvoja. Pinnankarheuden lähtökohtana käytettiin Teknillinen piirtäminen kirjan taulukon 8.5 yleisesti käytettyjä arvoja (Hasari & Salonen 2012, 169), jossa rasvavoitelulle on annettu pinnankarheuden arvot $1{,}6 \ldots 3{,}2\ \mu\text{m}$. $R_a\ 3{,}2\ \mu\text{m}$ pinnankarheus olisi todennäköisesti ollut riittävän hyvä, mutta $R_a\ 1{,}6\ \mu\text{m}$ todettiin vielä realistiseksi arvoksi sorvattaessa. Akselien ja holkkien leikkaus- ja vetojännitykset laskettiin etukäteen karkeasti, mutta syvällisempi lujuustarkastelu tehtiin kokonaan SolidWorksilla.

### 3.8.2 Akselien lukitus ja voitelu-urat

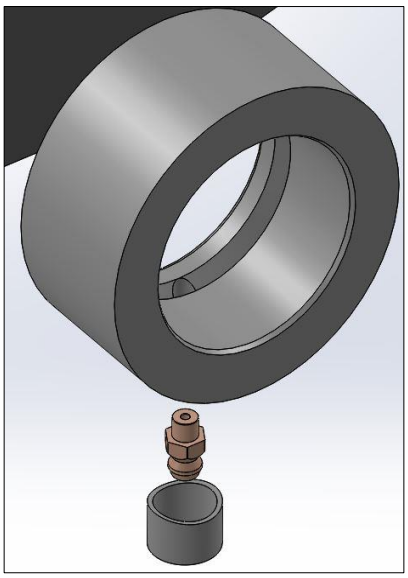
Rungon ja leuat yhdistävät ⌀40 mm saranatapit lukitaan M8-ruuvilla ja mutterilla (Kuva 26). Koska lukitusmenetelmä vaatii reiän poraamisen saranatappiin, haluttiin saranatappien myötölujuus ja kovuus pitää kohtuullisissa rajoissa. 350 MPa myötölujuuden sijasta saranatapit olisi toisaalta voitu valmistaa hieman lujemmasta aineesta, mutta saatavuuden takia pysyttiin silti $\geq$ 350 MPa akselimateriaalissa. ⌀30 mm akselitapit lukitaan niihin hitsattujen päätylaippojen avulla (Kuva 27), koska ko. kohdissa ei ole varsinaista holkkiosaa mihin lukitusruuvia voitaisiin asentaa.

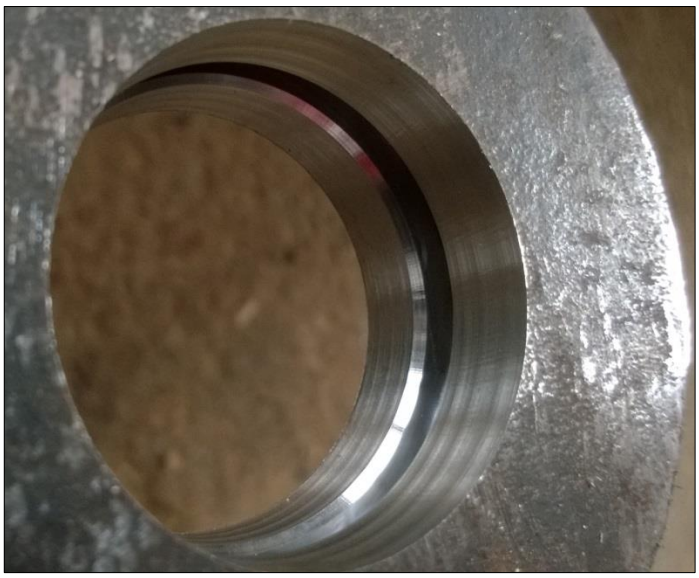




Kuvat 26. ja 27. ⌀40 mm saranatappien lukitus M8-pultilla, sekä ⌀30 mm akselitappien lukitus päätylaippojen avulla

Laakerillisiin holkkeihin/laakeripesiin koneistettiin voitelu-urat sekä kierteet M6-rasvanipoille (Kuva 28). Voitelu-urat on suunnittelussa mallinnettu ja piirretty V-muotoisina, mutta työstöteristä riippuen urien muoto ja koko voi käytännössä vaihdella. Koska rungon saranatappien liike on edestakaista, ja voiteluaineena toimii rasva, on saranaholkkien rasvanipat sijoitettu painepuolelle. Tarvittaessa rasvanippojen ympärille voidaan hitsata rasvanippaa suojaava suojus. Kuvassa 29 on jyrsitty reaktiotangon laakeripesä voitelu-uralla.





Kuvat 28. ja 29. Mallinnettu rungon saranaholkki/laakeripesä sekä koneistettu reaktiotangon reikä

### 3.8.3 Toleranssit ja sovitteet

Kaikkien liukulaakerin sisältävien holkkien sisäreikä on suunniteltu koneistettavaksi yleisesti suositeltuun toleranssiin H7. Kuten liukulaakereita koskevassa otsikossa todettiin, H7 toleranssin laakeripesään puristetun liukulaakerin sisäreiän toleranssiksi tulee H9.

Koneenelimet ja mekanismit kirjan taulukon 7.3 (Blom ym. 2006, 191), Teknillinen piirtäminen kirjan taulukon 10.5 (Hasari & Salonen 2012, 207) ja Tekniset Piirustukset: Konetekniikka kirjan kuvan 12.7 (Heinonen & Maaranen 2013, 104) sovitetyyppejä vertailemalla päädyttiin erittäin runsasvälyksiseen sovitteeseen. Tilaajan kanssa käyty-

jen keskustelujen perusteella runsaasta välyksestä ei olisi kahmarissa haittaa, mutta liian ahdas sovite olisi toisaalta erittäin ongelmallinen.

Holkkien ja akselien toleransseja pohdittaessa piti myös huomioida että sama runsas välyksinen akselitappi tullaan kiinnittämään tiukasti lukitusruuvilliseen holkkiin, ja haarukkana toimivaan kiinnikelevyn vapaareikään, minkä takia toleranssiasema tulee vaihtumaan ääripäästä toiseen ääripäähän. Toisaalta tilaajan vaatimuksena oli, että pakotussovitteet eivät ikinä saa muuttua ahdistussovitteiksi mitkä vaatisivat kutistamista tai laajentamista, vaan kahmari täytyy pystyä kokoonpanemaan korkeintaan vasaroimalla.

”Öljyvoideltuihin laakereihin suositellaan välykseksi 1,5 – 2,5 ‰ laakerin sisähalkaisijasta. Rasvavoitelussa tulee välyksen olla kaksi kertaa suurempi. Edestakaisessa liikkeessä käytetään mahdollisimman pientä välystä (0,5 – 1 ‰). Korkeissa lämpötiloissa välyksen tulee olla normaalia suurempi.” (Johnson Metall Ab Oy www-sivut 2015.)

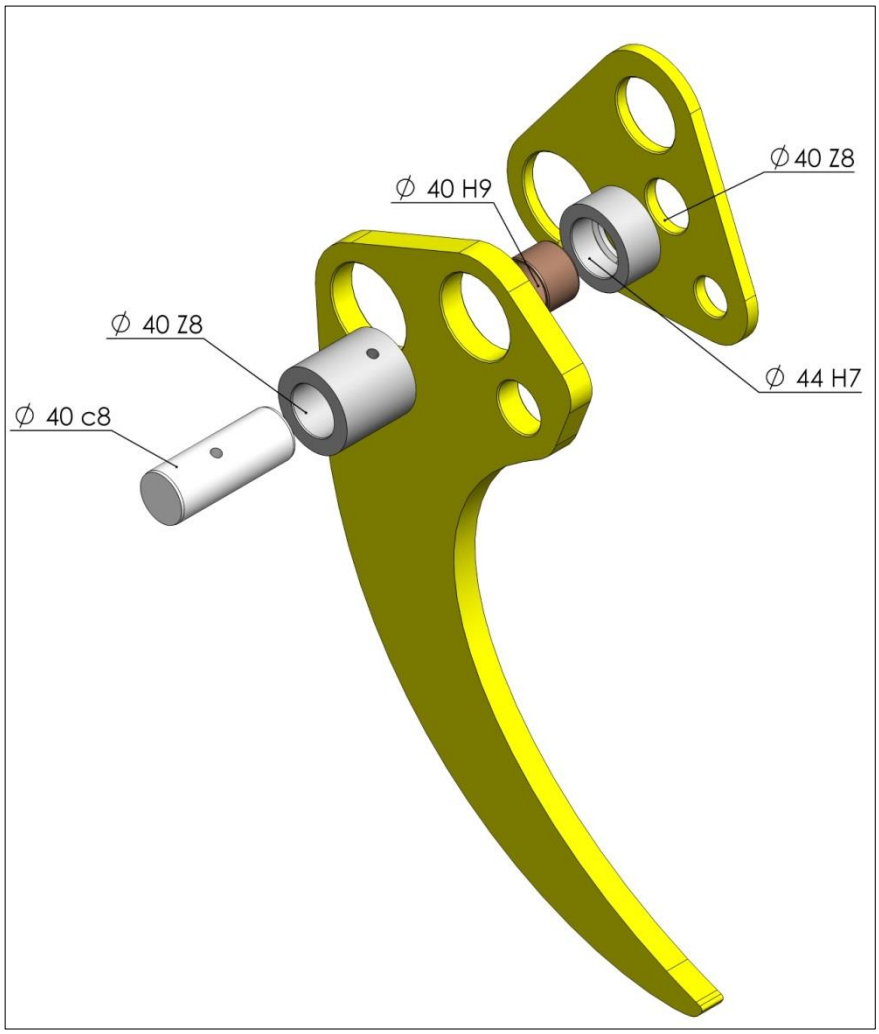
Koneenelimet ja mekanismit kirjassa (Blom ym. 2006, 190) suositellaan rasvavoideltavalle laakerille 2 – 3-kertaista välystä öljyvoideltuun verrattuna. Koska kahmarin laakerit ovat rasvavoideltuja, mutta samalla liike on edestakaista, päädyttiin n. 3 – 4 ‰ välykseen.

Toleransseja ja sovitteita mietittäessä oli selvää, ettei kyseisiin toleransseihin pääseminen välttämättä täysin onnistu. Toleranssit on käyty koneistavien tahojen kanssa läpi, ja vaikka niiden suuntaan pyrittiin, ei absoluuttista tarkkuutta vaadittu.

Suunnitellut toleranssit akseleissa ja holkeissa ovat seuraavanlaisia:

- Kaikkien liukulaakerillisten holkkien/laakeripesien sisäreiän toleranssina H7
- ⌀30 mm sekä ⌀40 mm akselitappien toleranssina c8
- ⌀30 mm vapaareikien/pakotussovitereikien toleranssina ZA7
- ⌀40 mm vapaareikien/pakotussovitereikien toleranssina Z8

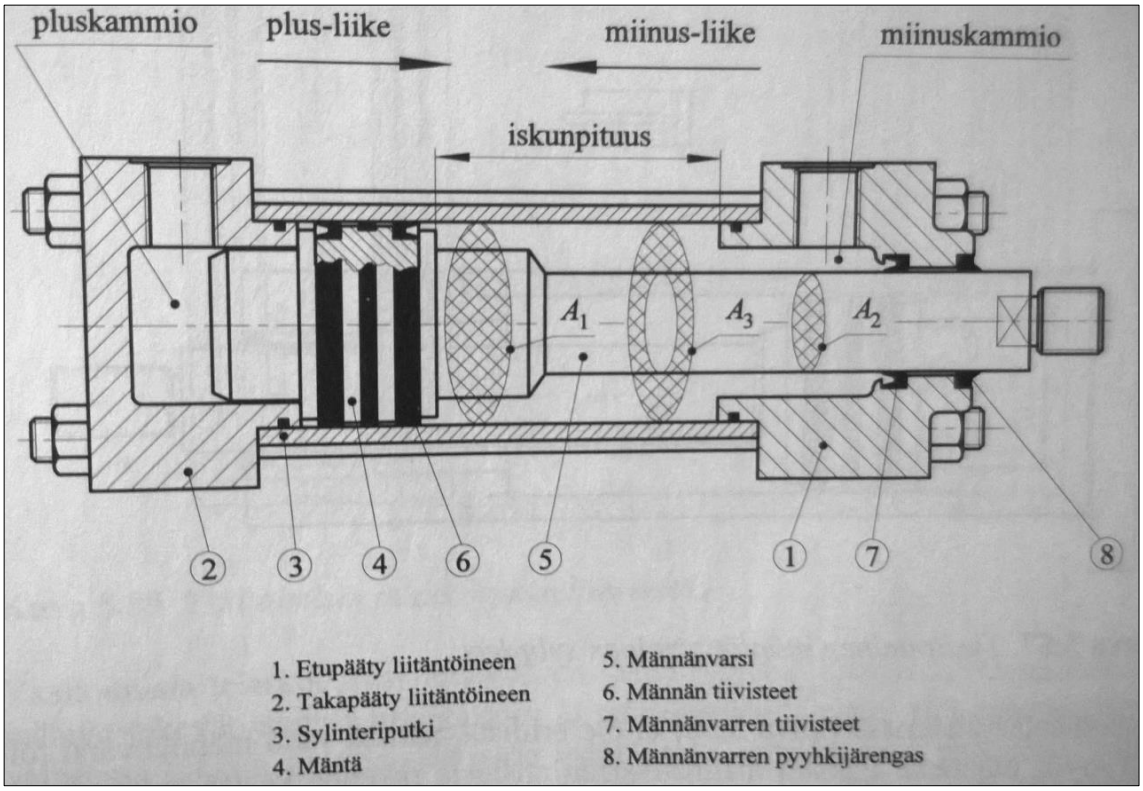
Esimerkiksi voidaan ottaa ⌀40 mm saranatapin sovite. Laakeripesän sisäreiän toleroitu mitta on $\varnothing 44\ H7\ ^{+0,025}_{0}$. Laakeripesään puristetaan 4030 $\varnothing 40$ mm liukulaakeri, jolloin liukulaakerin sisäreiän halkaisijaksi tulee $\varnothing 40\ H9\ ^{+0,062}_{0}$. Liukulaakeriin sovitetaan runsasvälyksinen $\varnothing 40\ c8\ ^{-0,120}_{-0,159}$ sarana-akselitappi, jolloin sovitteella saadaan vähintään 0,120 mm tai vastaavasti maksimissaan 0,221 mm välys. H9/c8 sovitteen keskiarvoiseksi välykseksi saadaan siten 0,1705 mm. Koska kyseinen $\varnothing 40\ c8\ ^{-0,120}_{-0,159}$ saranatappi täytyi kuitenkin saada tiukasti kiinni lukitusruuvilliseen holkkiin, sekä haarukan aikaansaavaan kiinnikelevyn vapaareikään, valittiin ko. reikien toleransseiksi suunnittelussa $\varnothing 40\ Z8\ ^{-0,112}_{-0,151}$. Z8/c8 sovitteen ääriarvot ovat siten $-0,031$ mm tai 0,047 mm ja keskiarvona 0,008 mm. Esimerkki on havainnollistettu kuvassa 30.




Kuva 30. Saranatapin sovite

### 3.9 Hydraulisylinteri

”Sylinterit muuntavat hydraulisen tehon mekaaniseksi, suoraviivaiseksi, edestakaiseksi liikkeeksi eli lineaariliikkeeksi. Teho saadaan sylinterin rakenteesta ja kiinnitystavasta riippuen joko männänvarresta tai sylinteriputkesta. Kuvassa 31 esitetään hydraulisylinterin perusrakenne ja sen toimintaan liittyvät määritteet.” (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2008, 195.)




Kuva 31. Hydraulisylinteri (Kauranne ym. 2008, 195)

”Sylinterit voidaan toimintaperiaatteensa mukaisesti luokitella kahteen pääryhmään: yksitoimisiin ja kaksitoimisiin. Yksitoimisia sylintereitä käytetään hydraulisesti vain toiseen liikesuuntaan, jolloin työliike saadaan vain tähän suuntaan. Paluuliike toteutetaan ulkoisella voimalla, joka voi aiheutua sylinterin omasta painosta, sylinteriä kuormittavasta voimasta tai sylinterin sisäisestä palautusjousesta, joka tosin rajoittaa sylinterin iskunpituutta ja voimaa. Kaksitoimisia sylintereitä taas käytetään hydraulisesti molempiin liikesuuntiin, jolloin myös työliike saadaan molempiin suuntiin.” (Kauranne ym. 2008, 195.)

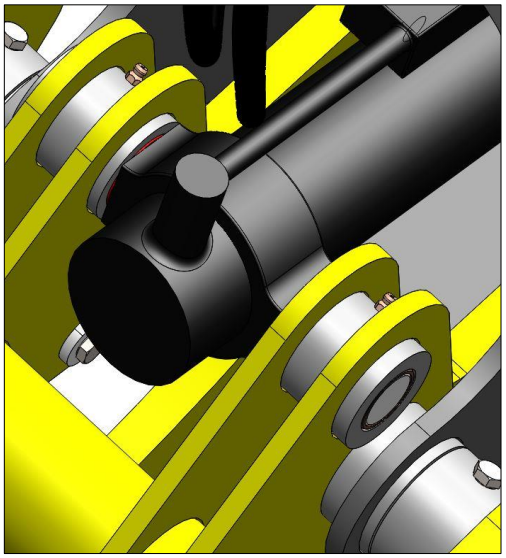
### 3.9.1 Hydraulisylinterin valinta ja kiinnitystapa

Kahmarin hydraulisylinterille ei ollut tilaajan puolelta tarkkoja vaatimuksia. Tarkoituksena oli asentaa kahmariin niin tehokas hydraulisylinteri kuin kahmarin leveyden mittavaatimuksien puitteissa oli mahdollista. Sylinteriltä vaadittu asennusmitta ja iskunpituus mitattiin kahmarin SolidWorks-mallista.

Sylinteriä mitoittaessa tuli eteen suunnittelun lähtökohdista ja mekanismista johtuva ongelma. Koska kahmarin suunnittelu oli aloitettu tilaajan kahmarille asettamista kahmarin fyysiseen kokoon liittyvistä vaatimuksista, ei sopivan asennusmitan omaavaa hydraulisylinteriä löytynyt suoraan varastotuotteena. Lisäksi 220 mm iskunpituus yhdistettynä 330 mm asennusmittaan vaati sylinterin kiinnitystavan vaihtamista. Yleisesti kahmarien ja puutavarakourien sylinterin molemmissa päissä on laakeriholkki, mutta koska suunniteltu kahmari on kooltaan pienempi, ei kyseistä kiinnitystapaa voitu käyttää.

Kahden laakeriholkin sylinteri olisi vaatinut suunnitellun kahmarin rakenteen muuttamista suuremmaksi jotta asennustilaa olisi saatu lisää. Mallinnetun kahmarin rakennetta ei kuitenkaan haluttu muuttaa, eikä tilaaja halunnut kahmarista fyysisesti suurempaa, joten hydraulisylinterin kiinnitystavaksi valittiin kauluskiinnityksellinen hydraulisylinteri (Kuva 32). Kaulus hitsataan sylinteriputkeen ja siinä on kiinni kaksi kiinnitys-/niveltappia. Koska kauluksen etäisyyttä sylinterin päädyn suhteen voidaan muuttaa valmistusvaiheessa, saadaan kyseisen sylinterikiinnityksen avulla asennusmitta riittävästi lyhyemmäksi.

Kyseisestä kiinnitystavasta syntyy samalla kuitenkin suunnitellun kahmarin suurin ongelmakohta. Koska sylinterin peräpään akselitappi ei ole irrotettavissa, ei hydraulisylinteriä pystytä kovinkaan helposti vaihtamaan kokoonpanon jälkeen (Kuva 33). Vaihtoehtona on jättää kauluksen laakeriholkit osittain hitsaamatta, jolloin holkit ja laakerit pystytään vetämään ulos ja tarpeen vaatiessa vaihtamaan. Ratkaisu ei kuitenkaan poista sitä tosiasiaa, että jos kahmaria valmistettaisiin myyntituotteeksi, pitäisi kahmarin fyysistä kokoa suurentaa sen verran että hydraulisylinterin kiinnitystavan voisi muuttaa.

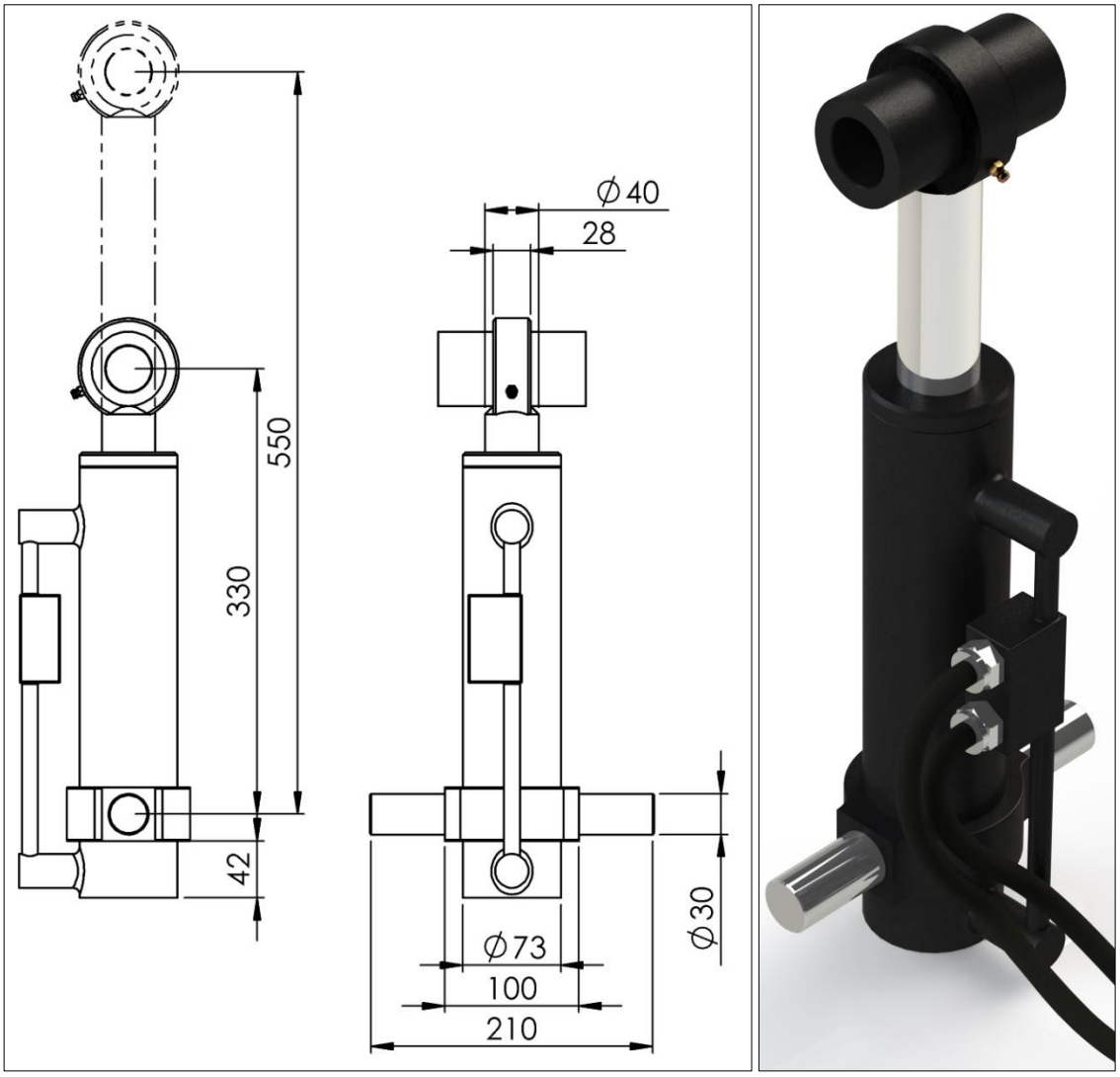


Kuvat 32. ja 33. Kauluskiinnityksellinen hydraulisylinteri ja kiinnityksen ongelmakohta

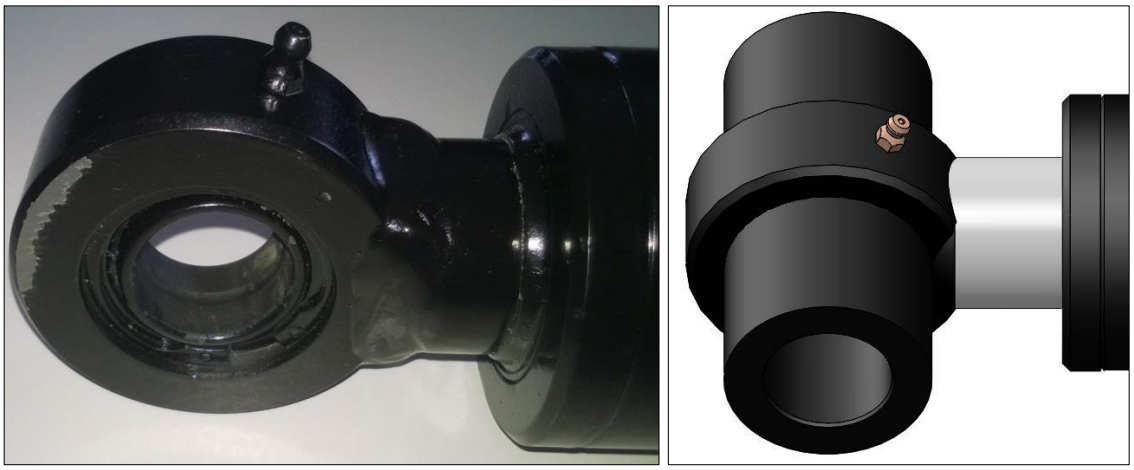
Hydraulisylinteri tilattiin ulkopuoliselta valmistajalta piirustuksien perusteella. Toimittajalle annettiin vapaus päättää varren pään kiinnitystapa joko pallonivelöitynä tai laakeriholkilla. Laakeriholkki sallii vapaan pyörimisliikkeen kiinnitysakselin ympäri. Pallonivelöity pää sallii vapaan pyörimisliikkeen kiinnitysakselin ympäri sekä ± 5...8 ° sivupoikkeaman. Vaatimuksena oli mittojen lisäksi vähintään 25 MPa (250 bar) paineenkesto.

Toimitettu sylinteri on kokomerkinnältään 63/40–220 eli sylinterin männän halkaisija on 63 mm, varren halkaisija on 40 mm, asennusmitta 330 mm ja iskunpituus 220 mm (Kuva 34). Sylinteri on varustettu lukkoventtiilillä. Lukkoventtiili toimii varmistusventtiilinä päästäen virtauksen sylinteriin ja estäen takaisinvirtauksen siihen saakka, kunnes ohjauspainetta saadaan piirin vapauttamiseksi (Salhydro Oy www-sivut 2015). Toimitetusta sylinteristä mallinnettiin 1:1 3D-malli kahmarin kokoonpanoa varten (Kuva 35).

Sylinteri toimitettiin pallonivelöidyllä päällä (Kuva 36). Pallonivelen lenkki on kuitenkin kapea suhteessa työntöpään akselitapin pituuteen, minkä takia pallonivel poistetaan ja korvataan pidemmällä ⌀55 mm laakeriholkilla (Kuva 37). Pidempi laakeriholkki mahdollistaa suuremman laakeri pinta-alan sekä vahvistaa rakennetta.




Kuvat 34. ja 35. Sylinterin tekniset mitat sekä 1:1 mallinnettu hydraulisylinteri

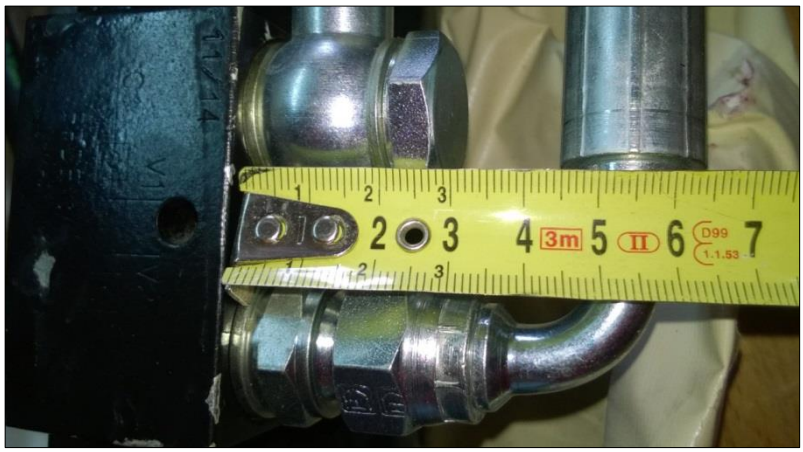


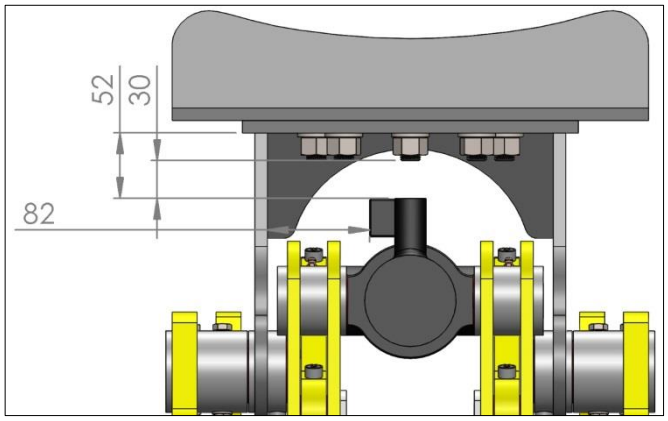
Kuvat 36. ja 37. Pallonivelöity ja laakeriholkillinen sylinterin varren pää

### 3.9.2 Hydrauliikkaletkut

“Hydraulijärjestelmissä käytettävät letkut jaetaan sallitun käyttöpainetason perusteella matalapaineletkuihin, keskipaineletkuihin ja korkeapaineletkuihin. Materiaaliltaan letkut ovat tavallisesti synteettistä kumia, joko nitriiliä tai neopreenia, mutta myös termoplastisia materiaaleja, kuten polyamidia ja polyesteriä, käytetään. Hydraulijärjestelmissä harvinaisempia letkumateriaaleja taas ovat teflon ja metalli, joita käytetään lähinnä vain erikoisoloissa.” (Kauranne ym. 2008, 416.)

Kahmarin sylinteri yhdistetään kaivinkoneen hydraulijärjestelmään Hydroscandin Kappaflex 2K 38,5 MPa (5585 psi) hydrauliikkaletkuilla. Letkujen sisähalkaisija on 10 mm, ulkohalkaisija 16 mm ja letkujen seinämäpaksuus 3 mm. Hydrauliikkaletkut liitetään hydraulisylinterin lukkoventtiiliin banjoliittimellä ja 90 ° käyrällä. Liittimet vaativat n. 6,5 – 7 cm tilan (Kuva 38). Kahmarin rungon sisäpuolella tilaa on noin 8 cm (Kuva 39). Tarvittaessa lukkoventtiiliä voidaan kiertää, joten ongelmia ei pitäisi syntyä. Kaivinkoneen hydraulijärjestelmään lisättiin suuntaventtiili kahmarin liittämistä varten.






Kuvat 38. ja 39. Sylinterin letkuliittimet ja suunniteltu tila

### 3.9.3 Hydraulisylinterin mitoitus

Hydraulisylinterin mitoituksessa käytettiin hyödyksi kaivinkoneen hydraulijärjestelmän tietoja, eli tilavuusvirtaa $q_V = 60\ \text{l/min}\ (\text{dm}^3/\text{min})$, ja järjestelmän korkeinta painetta $p = 250\ \text{MPa}$ (250 bar). Laskuissa sylinteri oletettiin vuodottomaksi $(\eta_V = 1)$.

$$\left[\begin{array}{l} \text{Pa (Pascal)} = \text{N/m}^2 \mid 1\ \text{MPa} = 10^6\ \text{Pa} \mid 1\ \text{bar} = 10^3\ \text{Pa} \\ \\ 1\ \text{l/min} = \dfrac{1}{60000}\text{m}^3/\text{s} \mid \text{N} = \text{kg} \times \text{m/s}^2 \end{array}\right]$$

Sylinterin plus-liikkeen työntövoima $F_+$ [N] saadaan laskettua kaavasta

(9) $$F_+ = p_e \times A_{tulo}, \text{ jossa}$$

$p_e$ = paine [Pa]

$A_{tulo}$ = tulopuolen männän pinta-ala $\left[\text{m}^2\right]$

$$F_+ = p_e \times A_{tulo} = p_e \times \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$F_+ = 25 \times 10^6\ \text{Pa} \times \frac{\pi \times (63 \times 10^{-3}\ \text{m})^2}{4} = 77931{,}113\ \text{N} \approx 78\ \text{kN}$$

Sylinterin miinus-liikkeen voima $F_-$ [N] saadaan vastaavasti laskettua kaavasta

(10) $$F_- = p_e \times (A_{tulo} - A_{lähtö}),$$ jossa

$p_e$ = paine [Pa]

$A_{tulo}$ = tulopuolen männän pinta-ala $\left[\mathrm{m}^2\right]$

$A_{lähtö}$ = lähtöpuolen männän pinta-ala $\left[\mathrm{m}^2\right]$

$$F_- = p_e \times (A_{tulo} - A_{lähtö}) = p_e \times \left( \frac{\pi \times (d_1)^2}{4} - \frac{\pi \times (d_2)^2}{4} \right)$$

$$F_- = 25 \times 10^6 \text{ Pa} \times \left( \frac{\pi \times (63 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{4} - \frac{\pi \times (40 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{4} \right) = 46515{,}206 \text{ N} \approx 46{,}5 \text{ kN}$$

Sylinterin plus-liikkeen liikenopeus $v_+$ saadaan laskettua seuraavasti

(11) $$v_+ = \frac{q_{v,\,tulo} \times \eta_v}{A_{tulo}},$$ jossa

$q_{v,\,tulo}$ = sylinterille tuotu tilavuusvirta $\left[\mathrm{m}^3/\mathrm{s}\right]$

$A_{tulo}$ = tulopuolen männän pinta-ala $\left[\mathrm{m}^2\right]$

$\eta_v$ = volumetrinen hyötysuhde

$$v_+ = \frac{\left(\frac{60}{60000}\right) \frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}} \times 1}{\left( \frac{\pi \times (63 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{4} \right)} = 0{,}3208 \approx 0{,}32 \text{ m/s}$$

Sylinterin miinus-liikkeen liikenopeus $v_-$ saadaan vastaavasti

(12) $$v_- = \frac{q_{v,\,\text{tulo}} \times \eta_\text{v}}{A_\text{lähtö}}$$, jossa

$q_{\text{v, tulo}}$ = sylinterille tuotu tilavuusvirta $\left[\text{m}^3/\text{s}\right]$

$A_\text{lähtö}$ = lähtöpuolen männän pinta-ala $\left[\text{m}^2\right]$

$\eta_\text{v}$ = volumetrinen hyötysuhde

$$v_- = \frac{\left(\frac{60}{60000}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 1}{\left(\frac{\pi \times (63\times10^{-3}\ \text{m})^2}{4} - \frac{\pi \times (40\times10^{-3}\ \text{m})^2}{4}\right)} = 0{,}5375 \approx 0{,}54\ \text{m/s}$$

Sylinterin iskunpituuteen käytetty aika $t$ saadaan kaavasta

(13) $$t = \frac{s \times A_\text{tulo}}{q_{\text{v, tulo}} \times \eta_\text{v}}$$, jossa

$q_{\text{v, tulo}}$ = sylinterille tuotu tilavuusvirta $\left[\text{m}^3/\text{s}\right]$

$A_\text{lähtö}$ = lähtöpuolen männän pinta-ala $\left[\text{m}^2\right]$

$\eta_\text{v}$ = volumetrinen hyötysuhde

$s$ = iskunpituus $\left[\text{m}\right]$

$$t = \frac{220\times10^{-3}\ \text{m} \times \left(\frac{\pi \times (63\times10^{-3}\ \text{m})^2}{4}\right)}{\left(\frac{60}{60000}\right)\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 1} = 0{,}6858 \approx 0{,}69\ \text{s}$$

”Jos sylinteriin kohdistuu aksiaalisia ja radiaalisia voimia, kun männänvarsi on ulkoasennossa, on syytä tarkistaa sylinterin nurjahdusvaara. Varsinkin, jos männänvarsi on ohut ja iskunpituus pitkä, nurjahdusvaara on suuri jo pienillä voimilla. Sylinterin nurjahdusvoimaa on usein melko vaikea määritellä, koska sylinteri koostuu kahdesta osasta, putkesta ja männänvarresta. Putken nurjahdusvoima on 4…10 kertaa suurempi kuin männänvarren. Tämän vuoksi ollaan varmalla puolella, jos lasketaan nurjahdusvoima männänvarrelle, jonka pituus on koko sylinterin pituus. Nurjahdusvarmuuden tulisi olla 4.” (Fonselius, Rinkinen & Vilenius 1997, 97.)

Sylinterin nurjahdusvoima saadaan Eulerin yhtälöstä

(14) $$F = \frac{\pi^2 \times E \times I}{n \times (\beta \times l)^2} = \frac{\pi^3 \times E \times d^4}{n \times 64 \times (\beta \times l)^2}$$, jossa

$F =$ sylinterin nurjahdusvoima $[\mathrm{N}]$
$E =$ metallin kimmokerroin $\left[\mathrm{N/m^2 = Pa}\right]$
$I =$ hitausmomentti $\left(I = \frac{\pi \times d^4}{64}\right)$ $\left[\mathrm{m^4}\right]$
$d =$ männänvarren halkaisija $[\mathrm{m}]$
$l =$ kiinnitysten välinen etäisyys $[\mathrm{m}]$
$\beta =$ redusoidun pituuden kerroin $(S_\mathrm{k} = \beta \times l)$
$S_\mathrm{k} =$ nurjahduspituus $[\mathrm{m}]$
$n =$ varmuusluku

Koska sylinteri on valmistettu muualla, eikä tarkasta varren materiaalista ole tietoa, oletetaan että metallin kimmokerroin $E = 210 \times 10^9\,\mathrm{Pa}$. Kiinnitysten välinen etäisyys $l = 550\,\mathrm{mm}$. Redusoitu nurjahduspituus palauttaa asennustapauksen vastaamaan nurjahtavan sauvan perustapausta. Työn tapauksessa redusoidun pituuden kerroin $\beta = 1$, kun molemmat päät on nivelellä kiinnitetty (ns. perustapaus tai tapaus 2).

$$F = \frac{\pi^3 \times 210 \times 10^9\,\mathrm{Pa} \times \left(40 \times 10^{-3}\,\mathrm{m}\right)^4}{4 \times 64 \times (1 \times 550 \times 10^{-3}\,\mathrm{m})^2} = 215250{,}19\ \mathrm{N} \approx 215\ \mathrm{kN} > 78\ \mathrm{kN}$$

Nurjahdustilanne tarkistettiin myös Hydrauliikka 3 Suunnittelu kirjan nurjahdusdiagrammista (Mäkinen 1981, 29).

### 3.10 Hymas S40-sovitteen kiinnitys

Kahmarin kiinnitys kaivinkoneeseen tapahtuu 2.2.1 otsikossa mainitun Hymas S40-sovitteen avulla (Kuva 7). Koska tilaajan kaivinkonetta ei ole varustettu kauhan pyörittäjällä, haluttiin sovitteesta irrotettava ja 45 asteen välein asemoitava. Sovitteen kiinnitys kahmarin katto-osaan toteutetaan ruuviliitoksena.

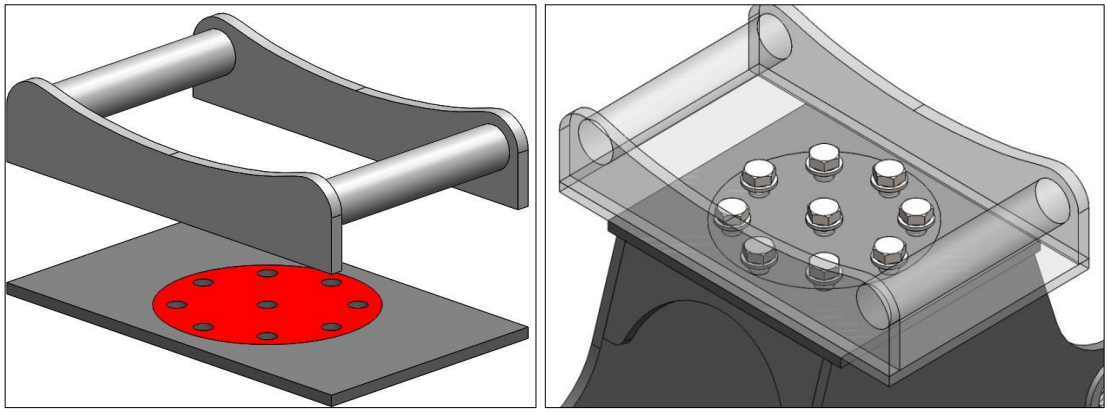
”Ruuviliitoksen osat ovat:

- Liitososat (edullisimmin 2 kpl), joissa on yhteenpuristamiseen sopivat liitospinnat ja reiät ruuveja varten, reiänkannat tarvittaessa tasattuja tai upotettuja (vapaareikiä, takimmaiset voivat olla kierrereikiä).
- Ruuvit ja niiden kierrepäihin kiristettävät mutterit.
- Tarvittaessa aluslaatat reiänkantojen päällä.
- Tarvittaessa lisävarmistus aukikiertymistä vastaan (mutteriin tai ruuviin sisältyvä tai erillinen lukituselin tai kierreliimaus).”

(Blom ym. 2006, 39.)

Koska sovite haluttiin asemoida 45 ° välein, päädyttiin ratkaisuun jossa Hymas S40-sovitteelle polttoleikattiin pohjapala (Kuva 40) mikä kiinnitetään ympyrämäisellä ruuviliitoksella kahmarin rungon katto-osaan (Kuva 41). 45 asteen takia ruuvien lukumääräksi valittiin yhdeksän. Liitoksen normaalivoimana käytettiin kaivinkoneen kaivuvoimaa 2920 daN ($29,2\ \text{kN} \approx 30\ \text{kN}$). Käytännössä Volvo EC35 kaivinkone ei kykene nostamaan 3000 kg massaa, mutta ruuviliitos mitoitettiin ns. varman päälle.

Koska tarkkoja voimia oli vaikea arvioida, ja koska ruuviliitoksen täydellinen mitoitus on varsin monimutkaista, tehtiin ruuviliitokselle vain karkea mitoitus. Tarkempi kuormitusanalyysi suoritettiin SolidWorksin simuloinnilla.



Kuvat 40. ja 41. Hymas S40-sovitteen pohja sekä ruuvikiinnitys

### 3.10.1 Ruuviliitoksen karkea mitoitus

”Moniruuviseen ruuviliitokseen vaikuttavat kuormitukset on ositettava sen eri yksiruuviliitoksille. Liitosgeometrioiden ja kuormitustyyppien moninaisuuden vuoksi on osituskaavojen tarkkuus rajallinen, mutta yleensä riittävä. Likimääräiset oletukset tehdään turvalliseen suuntaan.” (Blom ym. 2006, 55.)

Karkeassa mitoituksessa oletettiin, että kuormitus jakautuu tasan yksiruuviliitoksille

(15) $$F_{\mathrm{N}} = \frac{N}{n}, \text{ jossa}$$

$F_{\mathrm{N}} =$ kunkin yksiruuviliitoksen normaalivoimakuormitus (veto positiivista)
$\mathrm{n} =$ ruuvien lukumäärä

$$F_{\mathrm{N}} = \frac{30000\ \mathrm{N}}{9} = 3333{,}333... \approx 3300\ \mathrm{N}$$

Jaon jälkeen hyödynnettiin Koneenelimet ja mekanismit kirjan sivun 91 (Blom ym. 2006, 91) yksiruuviliitoksen karkean mitoituksen ohjeistusta. Käytännön tilanteessa kahmarin ruuviliitokseen todennäköisesti syntyy normaalivoiman lisäksi myös momenttien ja leikkausvoimien kuormituksia. Karkean mitoituksen lähtökohtana käytettiin kuitenkin aiemmin mainittua normaalivoiman kuormitusta, jolloin kirjan taulukon avulla päädyttiin turvalliseen suuntaan valittuna M16-10.9-kuusioruuveihin.

M16 ISO-vakiokierteisen kuusioruuvin nimellismitat voidaan tarkistaa taulukoista tai laskea. M16-ruuvin nousu $P = 2\ \text{mm}$.

Nimellispinta-ala $A_\text{N}$ saadaan laskettua seuraavasti

(16) $$A_\text{N} = \frac{\pi \times d^2}{4}\text{, jossa}$$

$d =$ ruuvin nimellinen ulkohalkaisija $[\text{mm}]$

$$A_\text{N} = \frac{\pi \times (16\ \text{mm})^2}{4} = 201{,}06 \approx 201\ \text{mm}^2$$

Sydänpinta-ala $A_3$ kaavalla

(17) $$A_3 = \frac{\pi \times d_3^2}{4}\text{, jossa}$$

$d_3 =$ sydänhalkaisija (kierteen pohjasta mitattu läpimitta) $[\text{mm}]$

$$A_3 = \frac{\pi \times (13{,}546\ \text{mm})^2}{4} = 144{,}116 \approx 144\ \text{mm}^2$$

Jännityspinta-ala $A_\text{s}$ vastaavasti

(18) $$A_\text{s} = \frac{\pi \times (d_2 + d_3)^2}{16}\text{, jossa}$$

$d_2 =$ kylkihalkaisija (engl. pitch diameter) $[\text{mm}]$
$d_3 =$ sydänhalkaisija (kierteen pohjasta mitattu läpimitta) $[\text{mm}]$

Kylkihalkaisija $d_2$ saadaan vähentämällä ruuvin ulkohalkaisijasta $D/d$ 1,299 mm.

$d_2 = 16\text{ mm} - 1{,}299\text{ mm} = 14{,}701\text{ mm}$, jolloin

$$A_s = \frac{\pi \times (14{,}701\text{ mm} + 13{,}546\text{ mm})^2}{16} = 156{,}666 \approx 157\text{ mm}^2$$

”Ruuvien vakiomateriaalit ovat seostamattomia tai niukasti seostettuja teräksiä. Hehkutetusta tangosta katkaistuun aihioon tyssätään ja valssataan kierre kylmänä. Lujat ruuvit $\left(R_m \geq 800\text{ N/mm}^2\right)$ nuorrutetaan.” (Blom ym. 2006, 44.)

Valittujen M16-ruuvien 10.9 lujuusluokan vetomurtolujuus $R_m$ saadaan seuraavasti

(19) $$R_m = \text{lujuusluokan kokonaisluku} \times 100\ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_m = 10 \times 100\ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1000\text{ N/mm}^2$$

Vastaavasti vetomyötölujuus $R_{p0,2}$ saadaan

(20) $$R_{p0,2} = \text{lujuusluokan desimaaliluku} \times R_m$$

$$R_{p0,2} = 0{,}9 \times 1000\ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 900\text{ N/mm}^2$$

M16-10.9-ruuvin vetomurto- ja myötövoimat saadaan kertomalla ruuvin lujuudet ruuvin jännityspinta-alalla $A_{\mathrm{S}}$.

$$\text{Vetomurtovoima} = 1000\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \times 157\ \mathrm{mm}^2 = 157000\ \mathrm{N} = 157\ \mathrm{kN}$$

$$\text{Myötövoima} = 900\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \times 157\ \mathrm{mm}^2 = 141300\ \mathrm{N} = 141{,}3\ \mathrm{kN}$$

$$\text{Taattu myötövoima} = 830\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \times 157\ \mathrm{mm}^2 = 130310\ \mathrm{N} = 130{,}3\ \mathrm{kN}$$

Käytännössä 10.9 lujuusluokan vetomurtolujuudelle luvataan 1040 MPa arvo ja vetomyötölujuudelle 940 MPa. Nimellinen murtovenymä A5 on 9 %. Kahmariin suunnitellut ruuvit ovat lyhytvartisia (45 mm) ja täten täyskierteisiä. Osakierteisten M16-ruuvien pituudet alkavat vasta 65 millimetristä. Valitut M16-ruuvit ovat standardiltaan ISO 4017 tai DIN933.

”Mutterien vakiomateriaalit ovat seostamattomia tai niukasti seostettuja teräksiä. Hehkutetusta tangosta leikattu aihio tyssätään kuusiomuotoon ja reikä lävistetään kylmänä. Kierre lastutaan. M16-mutterit ja sitä suuremmat lujuusluokassa 8 sekä kaikki lujuusluokissa 10 ja 12 nuorrutetaan.” (Blom ym. 2006, 49.)

Ruuviliitoksen muttereiksi valitaan ruuveja vastaavan lujuusluokan mutterit, eli tässä tapauksessa lujuusluokka 10 (ISO 4032/DIN 934). Mutterin korkeus on vähintään $0{,}8 \times d$. Lisäksi ruuviliitokseen suunniteltiin käytettäväksi ISO 7089/DIN 125 aluslaattoja.

Koneenelimet ja mekanismit kirjan sivuilla 54 (Blom ym. 2006, 54) suositellaan vaativille (kitka)liitoksille seuraavia ehtoja:

(21) Ruuvijako $t = d_{\mathrm{W}} + s$, jossa

$d_{\mathrm{W}}$ = ruuvin/mutterin kantopinnan ulkohalkaisija $[\mathrm{mm}]$

$s$ = ohuemman liitososan paksuus $[\mathrm{mm}]$. Paksuuteen saa sisällyttää aluslaatan.

$$t = 22{,}5\ \mathrm{mm} + (10\ \mathrm{mm} + 3\ \mathrm{mm}) = 35{,}5\ \mathrm{mm}$$

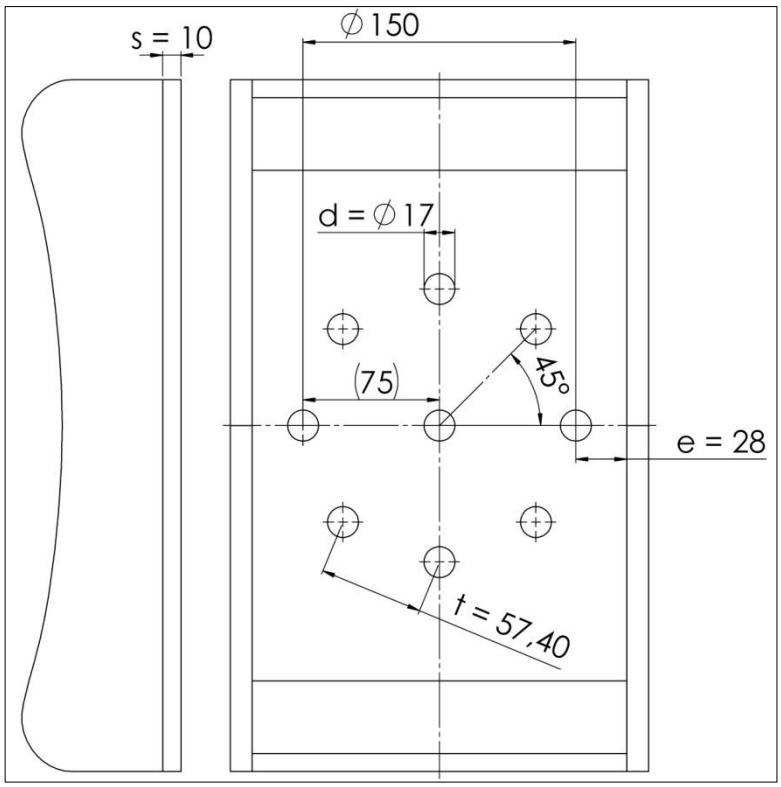
Toisaalta sivulla 55 suositellaan liitososien heikentymisen rajoittamiksi, että ruuvijako $t \geq 3 \times d$ ja reunatäisyys $e \geq 1{,}5 \times d$. Tiiveyden varmistamiseksi taas suositellaan, että $t \leq 14 \times s$ ja $e \leq 6 \times s$ (Blom ym. 2006, 55). Kuvasta 42 nähdään suunnitellun kahmarin ruuviliitoksen mitat. Vapaareiät on koneistettu viistämättömiksi hienosarjan (H12) rei'iksi, eli $d = 17\ \mathrm{mm}$.

$$3 \times 16\ \mathrm{mm} = 48\ \mathrm{mm} \leq 57{,}4\ \mathrm{mm}$$

$$1{,}5 \times 16\ \mathrm{mm} = 24\ \mathrm{mm} \leq 28\ \mathrm{mm}$$

$$14 \times (10\ \mathrm{mm} + 3\ \mathrm{mm}) = 182\ \mathrm{mm} \geq 57{,}4\ \mathrm{mm}$$

$$6 \times (10\ \mathrm{mm} + 3\ \mathrm{mm}) = 78\ \mathrm{mm} \geq 28\ \mathrm{mm}$$




Kuva 42. Hymas S40 ja ruuviliitoksen mitat

”Oikean kiristysmomentin avulla saadaan ruuviliitokseen syntymään esijännitys, joka on vetojännityksen ja kiertojännityksen summa. Esijännityksen pitää olla alempi kuin ruuvin myötöraja. Oikein kiristetty ruuviliitos lukittuu kitkan avulla, joka säilyy ruuvin jousivoiman ansiosta.” (Würth Elektronik, ruuviliitoksen suunnittelu, 18.)

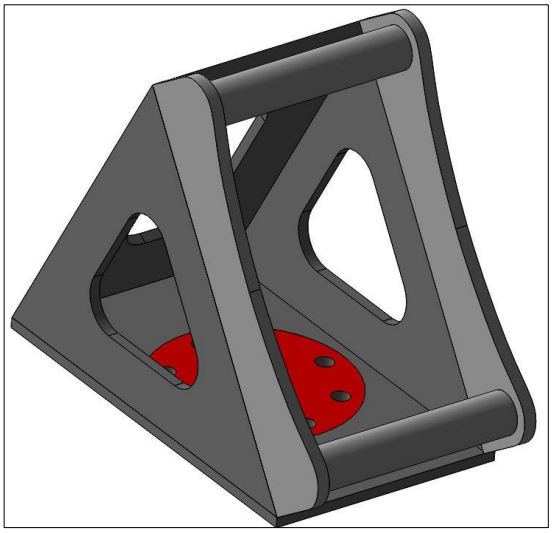
Kiristysmomenttina suunnittelussa käytettiin 280 Nm ja liitoksen kitkakertoimena 0,2. Koska ruuviliitos kiristetään todennäköisesti aina ilman momenttiavainta käsituntumalla, ei kiristysmomenttiin tai siitä syntyvään esijännitykseen liittyviä kaavoja koettu tarpeelliseksi sisällyttää työhön. Kiristysmomentti kuitenkin laskettiin ja tarkistettiin simulointia varten.

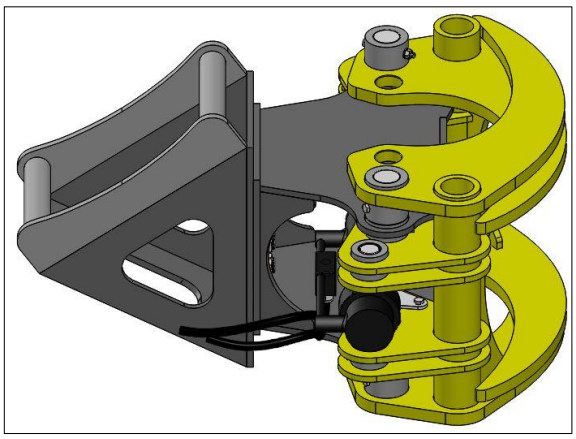
### 3.10.2 Kiinnityksen variaatio

Koska kaivinkoneen puomi on alkujaan suunniteltu kaivutyöhön, syntyy ongelma jossa kahmaria ei saa lähietäisyydellä vaakatasoon (ts. 90 ° verrattuna riipukkeelliseen kiinnitykseen). Kaivinkoneen työkalu (esim. kauha) kääntyy tarkoituksella enemmän kaivinkoneen ohjaamoon päin kuin ulospäin, mikä aiheuttaa ongelman tilanteessa missä kahmarilla halutaan vaakatasossa tarttua esimerkiksi pystyssä olevaan puun runkoon.

Kahmariin suunniteltiin tilaajan toivomuksesta vaihtoehtoinen sovite millä pyrittiin ratkaisemaan kyseisen ongelma (Kuvat 43 ja 44). Volvo EC-35 kaivinkoneen kauhan kulman muutos mitattiin eri asennoissa digitaalisella kulmamitalla, jonka jälkeen sovite mallinnettiin niin, että se mahdollistaa kahmarin vaakatasossa käyttämisen silloinkin kun kaivinkoneen puomi on lähellä kaivinkonetta. Sovitteen avulla kahmaria voidaan käyttää vaakatasossa sekä sisä- että ulospäin suunnattuna.

Kulman korjaava sovite on tarkoitettu käytettäväksi ainoastaan ilman pyörittäjää. Sovite kiinnitetään kahmariin tavallisen sovitteen tavoin ruuviliitoksella, joten sovitetta voidaan vaihtaa tilanteen mukaan. Nähtäväksi jää kuinka paljon sovitteen muutos lisää ruuviliitoksen rasituksia.





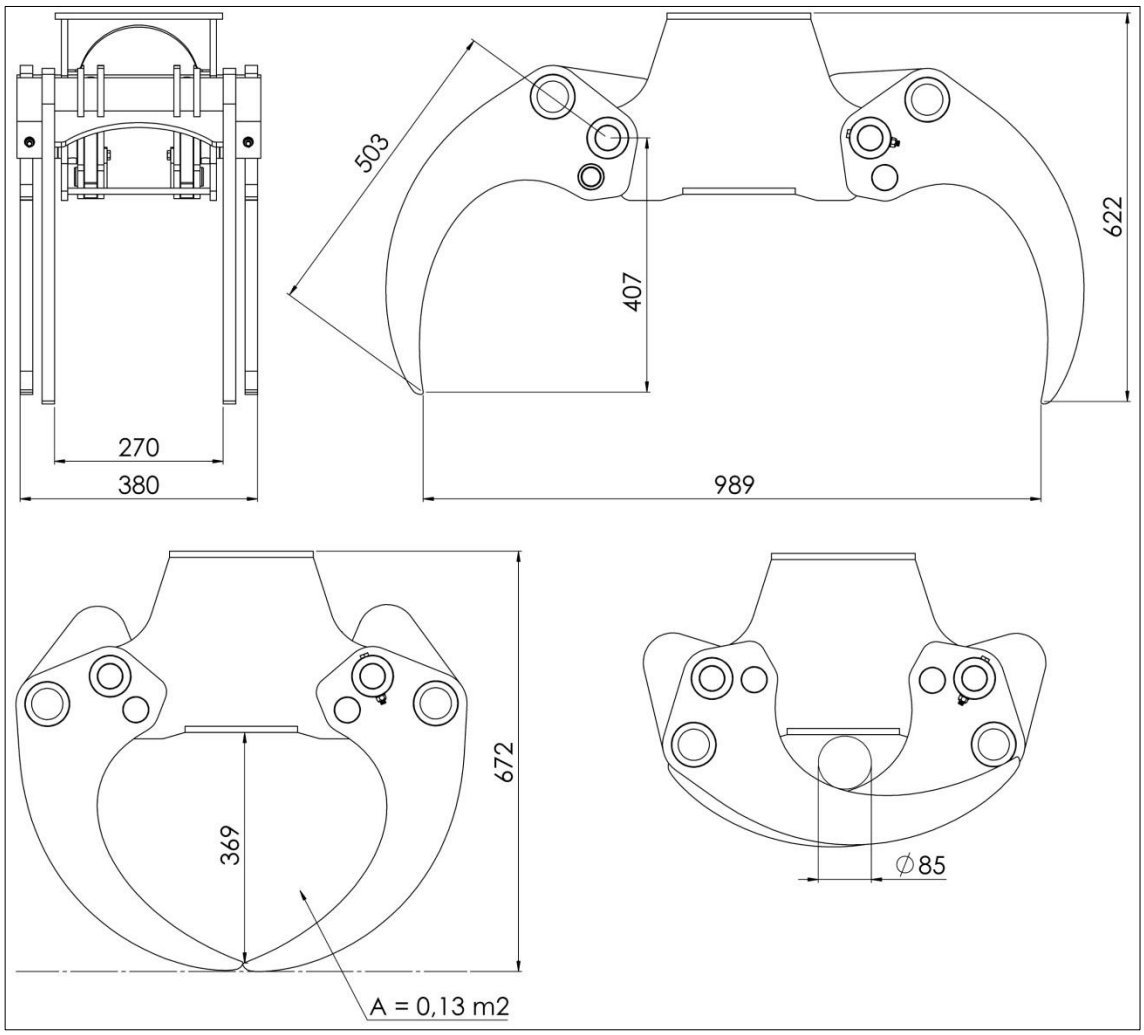
Kuvat 43. ja 44. Hymas S40-sovitteen variaatio

### 3.11 Kahmarin malli ja tekniset tiedot

Taulukkoon 9 on listattu kahmarin laskennallinen kokonaismassa sekä eri osakokoonpanojen laskennalliset massat. Arvot ovat SolidWorksin Mass Properties-työkalun antamia arvoja, ja massa-arvoista puuttuvat hitsien tuoma lisäpaino. Kuvissa 45 ja 46 on mallinnettu kahmari. Kuvassa 47 on valmiin kahmarin tekniset mitat. Suuremmat mallinnuskuvat löytyvät liitteistä 4.1 – 4.6.

Taulukko 9. Kahmarin ja osakokoonpanojen massat *m*

| Nimike | *m* (kg) |
|---|---|
| Runko (sis. Hymas S40-sovitteen) | 41,52 |
| Leveä leuka (sis. sylinterin) | 48,64 |
| Kapea leuka | 34,35 |
| Reaktiotanko (2 kpl) | 7,80 |
| **Kahmarin kokonaismassa (sis. akselitapit ym.)** | **138,80** |




Kuvat 45., 46. ja 47. Kahmarin mallinnuskuvat sekä tekniset mitat

# 4 KAHMARIN SIMULOINTI

## 4.1 Yleistä simuloinnista

FEA-/FEM-simuloinnissa (engl. finite element analysis/method), tai toiselta nimeltään elementtijärjestelmässä, monimutkainen kappale tai malli jaetaan yksinkertaisempiin osiin/elementteihin. Eri elementit liittyvät toisiinsa pisteissä, joita sanotaan solmuiksi. Elementit ja solmut yhdessä muodostavat elementtiverkon (engl. mesh).

Lyhyesti käsiteltynä jännitys kuvaa ulkoisesti kappaleeseen vaikuttavien voimien aiheuttamia sisäisiä rasituksia. Koska voima on vektori, jolla on suuruus ja suunta, on jännityksellä kin todellisuudessa suunta. Teoriassa 3D-kappaleella voi olla kolme eri normaalijännityksen suuntaa, sekä kolme leikkausjännityksen suuntaa, jolloin kappaleella voi teoriassa olla kuusi erilaista jännitysarvoa. Näiden kuuden eri jännitysarvon yhdistämiseen käytetään useimmiten Richard Edlerin von Mises yhtälöä (Mutalik 2013).

Suurimmat ongelmat FEM-laskennassa ovat virheelliset rakenteen kiinnitykset eli reunaehdot (engl. fixtures ja contacts), sekä väärät kuormituksien määrittelyt (engl. external loads). Myös elementtiverkolla on suuri merkitys oikeiden tulosten aikaansaamisessa. Kaikki tämän työn simuloinnit tehtiin käyttäen taulukossa 10 listattuja parametreja. Taulukosta nähdään mm. muotoihin perustuva verkotus, sekä suurin ja pienin elementin sallittu koko. Käytännössä kahmarin suurille pinnoille sallittiin suuremmat, muotoon pohjautuvat elementit, ja kriittisemmissä kohdissa elementtiverkosta tehtiin tiheämpi (Kuva 48). Kahmarin todellisesta mallista tehtiin yksinkertaistetumpi versio simulointia varten, josta mm. rasvanipat, voitelu-urat ja hydraulisylinteri poistettiin. Kaikissa simuloinneissa oletettiin, että hydraulisylinteri kestää sille asetetut vaatimukset.

Taulukko 10. Elementtiverkon parametrit

| | |
|---|---|
| Mesh type | Mixed Mesh |
| Mesher Used | Curvature based mesh |
| Jacobian points | 29 points |
| Jacobian check for shell | On |
| Mesh Control | Defined |
| Max Element Size | 50 mm |
| Min Element Size | 10 mm |
| Mesh quality | High |

Kuva 48. Kahmarin elementtiverkko (engl. mesh)

## 4.2 Materiaalit, myötölujuudet ja varmuuskertoimet

Ennen simuloinnin aloittamista jokaiselle kahmarin komponentille asetettiin Solid-Worksissa materiaali. Kaikille kahmarissa käytettäville materiaaleille tehtiin muokatut materiaaliprofiilit (Taulukko 11), koska valmiiden profiilien arvot eivät täysin täsmänneet haluttuihin arvoihin.

Simuloinnissa käytettyjen kappaleiden myötölujuudet olivat seuraavat:

- Hymas S40-sovitteen myötölujuudeksi arvioitiin 355 MPa.
- Kaikkien Durostat 400 teräslevystä valmistettujen levyosien myötölujuutena käytettiin 1000 MPa.
- Holkeille käytettiin 355 MPa materiaaliprofiilia.

- ⌀30 mm akselitappien myötölujuudeksi asetettiin 650 MPa ja ⌀40 mm saranatappien myötölujuudeksi 355 MPa.
- Hydraulisylinterin varren pään lenkille käytettiin 355 MPa materiaaliprofiilia.
- Hydraulisylinterin putki asetettiin simuloinneissa jäykäksi objektiksi (engl. rigid).

Taulukko 11. Durostat 400 teräksen SolidWorks materiaaliprofiili

| Property | Value | Units |
|---|---|---|
| Elastic Modulus | 210000 | N/mm^2 |
| Poisson's Ratio | 0.28 | N/A |
| Shear Modulus | 79000 | N/mm^2 |
| Mass Density | 7800 | kg/m^3 |
| Tensile Strength | 1250 | N/mm^2 |
| Compressive Strength | | N/mm^2 |
| Yield Strength | 1000 | N/mm^2 |
| Thermal Expansion Coefficient | 1.3e-005 | /K |
| Thermal Conductivity | 50 | W/(m·K) |
| Specific Heat | 460 | J/(kg·K) |
| Material Damping Ratio | | N/A |

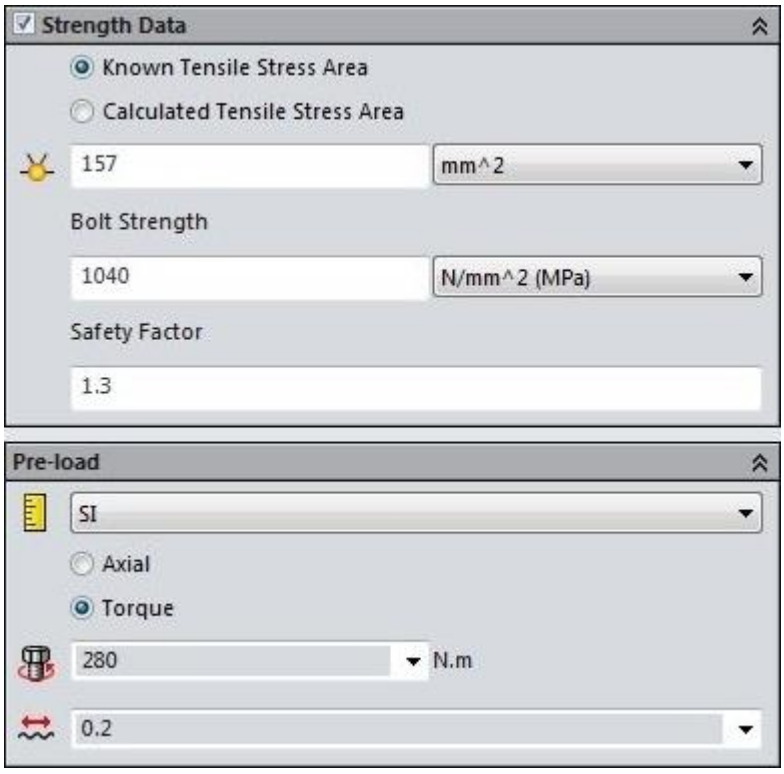
Teoriassa materiaalien myötölujuudet voitaisiin jakaa esimerkiksi varmuuskertoimella 1,5, jolloin Durostat 400 teräsosille sallittaisiin vain 667 MPa rasitus. Kahmarin eri osien myötölujuuksille ei kuitenkaan laskettu etukäteen varmuuskertoimia, vaan simuloinnit analysoitiin tapauskohtaisesti niin, että jokaisesta simuloinnista tehtiin varmuustarkastelutuloste (engl. factor of safety plot) minkä perusteella rakenteen varmuuksia voitiin tarkastella yksityiskohtaisemmin. Kahmarin vähemmän kriittisille kohdille sallittiin tilanteesta riippuen usein pienemmät varmuuskertoimet.

Ruuviliitoksen simuloinneissa varmuuskertoimena käytettiin arvoa 1,3. Ruuviliitoksen kestävyys on kuitenkin lähes suoraan verrannollinen liitoksen esijännitysvoimaan, joten ruuviliitoksen tuloksia pidettiin lähinnä suuntaa antavina. Prototyypin todellinen koestus vasta kertoo liitoksen todellisen kestävyyden.

## 4.3 Kahmarin simulointi

Työn kahmaria simuloitiin suunnittelun aikana monilla eri tavoilla. Seuraavissa otsikoissa tarkastellaan kolmea erilaista simulointitilannetta, joiden toivotaan kuvaavan riittävän tarkasti kahmarin todellista käyttöä. Kaikki kolme simulointitapausta olivat luonteeltaan staattisia simulointeja (engl. static). **Suuren kuvamäärän ja kuvakokojen takia kaikki simulointitulokset siirrettiin opinnäytetyön liitteiksi 5.1 – 7.9.**

Kaikissa kahmarin simuloinneissa liukulaakerit korvattiin laakeriliitoksella (engl. bearing connector). Ruuviliitoksessa (engl. bolt connector) käytetyt tärkeimmät parametrit nähdään kuvassa 49.



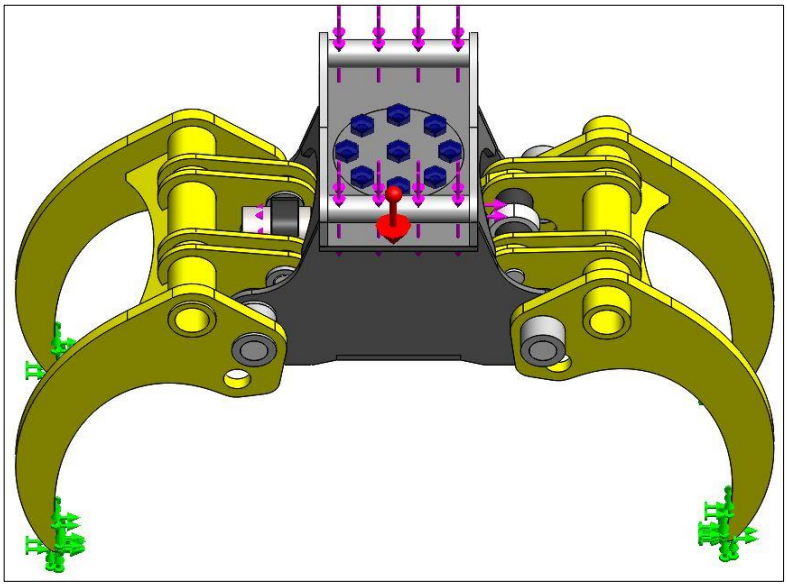

Kuva 49. Ruuviliitoksessa käytetyt ruuvien parametrit

FEM-simuloinnin lisäksi kahmarille tehtiin yksinkertainen liikeanalyysi (engl. motion study), jonka avulla voitiin varmentaa mekanismin ja hydraulisylinterin yhteensopivuus. Liikeanalyysissä kahmariin asetettiin virtuaalinen sylinteri, minkä voimat sekä iskunpituus vastasivat todellisia sylinterin arvoja.

### 4.3.1 Tilanne 1 (-Y)

Ensimmäisessä raportoidussa simulointitilanteessa kahmarin leuat ovat auki suurimman avautuman verran (Kuva 50). Ajatuksena oli, että simulointi kuvaa tilannetta missä kahmari painetaan kaivinkoneella kiinteään materiaaliin kaivinkoneen puomin sylinterin maksimivoimalla.

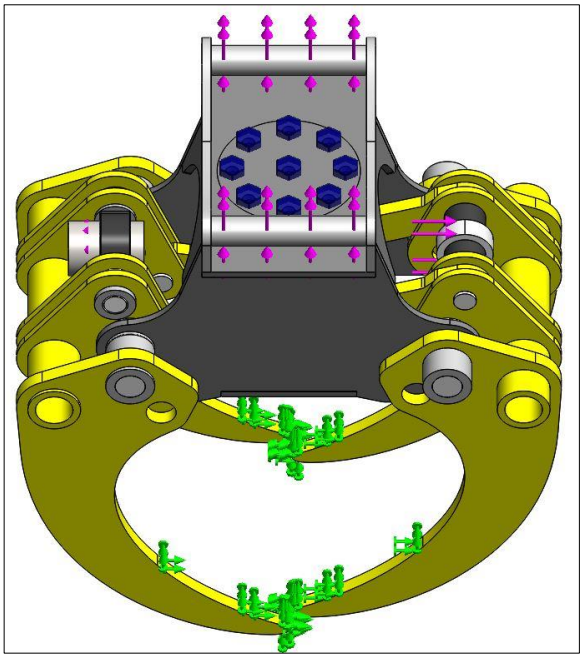
Koska puomisylinterin männän halkaisijaa ei saatu selville, käytettiin kahmaria alaspäin painavana voimana kahmarin oman sylinterin korkeinta 78 kN voimaa. 78 kN alaspäin painavan voiman (–Y) lisäksi kahmaria rasittaa hydraulisylinterin työntövoima joka on asetettu kohdistuvaksi kumpaankin leukapariin 78 kN voimalla (+X ja –X). Tilanteen 1 simulointikuvat löytyvät liitteistä 5.1 – 5.9.



Kuva 50. Kahmarin simulointitilanteen 1 kiinnitykset ja voimat

### 4.3.2 Tilanne 2 (+Y)

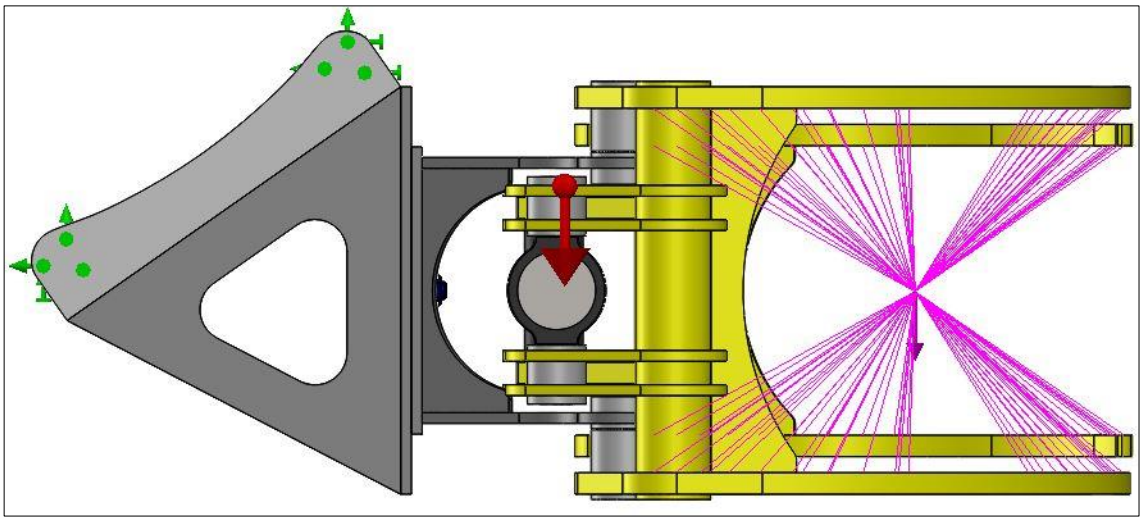
Tapauksessa 2 simuloitiin tilannetta, jossa kahmarilla nostetaan ja puristetaan objektia samanaikaisesti. Simuloinnissa kahmarin sylinteri työntää kumpaakin leukaparia ulospäin voimalla 78 kN (+X ja –X) samalla kun kaivinkone nostaa sovitteen pyörötangoista ylöspäin (+Y) voimalla 30 kN (Kuva 51). Käytännössä työssä käytetty kaivinkone ei ikinä pysty nostamaan 3000 kg massaa tavallisessa tilanteessa. Tilanteen 2 simulointikuvat löytyvät liitteistä 6.1 – 6.9.



Kuva 51. Kahmarin simulointitilanteen 2 kiinnitykset ja voimat

### 4.3.3 Tilanne 3 (-Z)

Kolmannessa simuloinnissa tavoitteena oli analysoida tilannetta, jossa kahmari on kiinnitetty kaivinkoneeseen vaakatason käytön mahdollistavalla sovitteella, ja sillä nostetaan vaakatasossa massaltaan 3000 kg objektia. Tilanteessa 3 kahmari on kiinnitetty pysyvästi sovitteen pyörötangoista ja kahmarin leukojen keskipisteeseen on asetettu suunnaltaan alaspäin oleva 30 kN (-Z) kaukokuormitus (engl. remote load). Tilanteen 3 simulointikuvat löytyvät liitteistä 7.1 – 7.9.

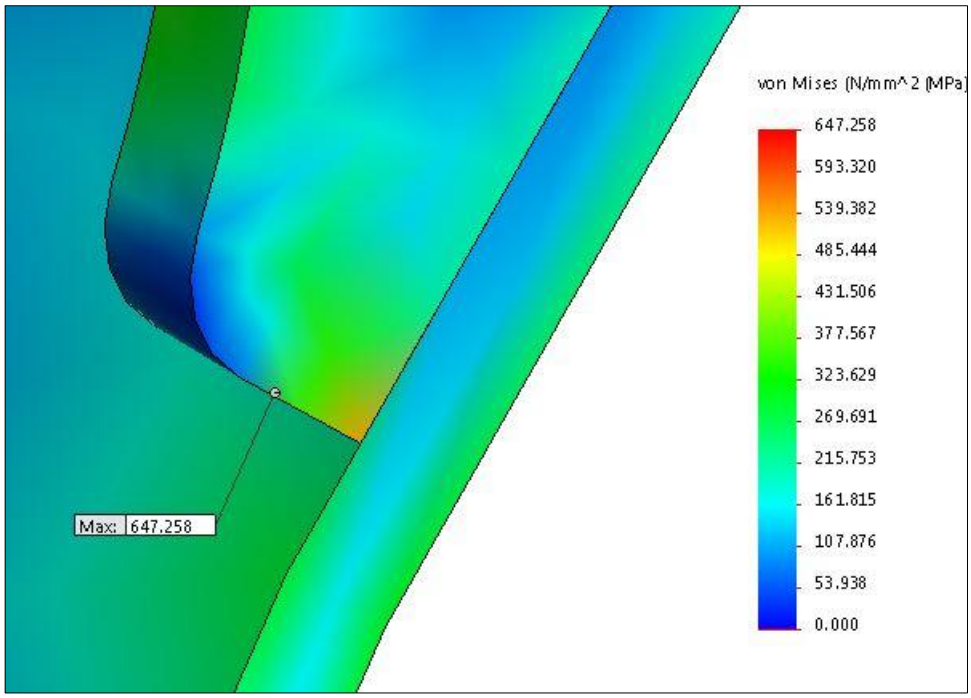


Kuva 52. Kahmarin simulointitilanteen 3 kiinnitykset ja voimat

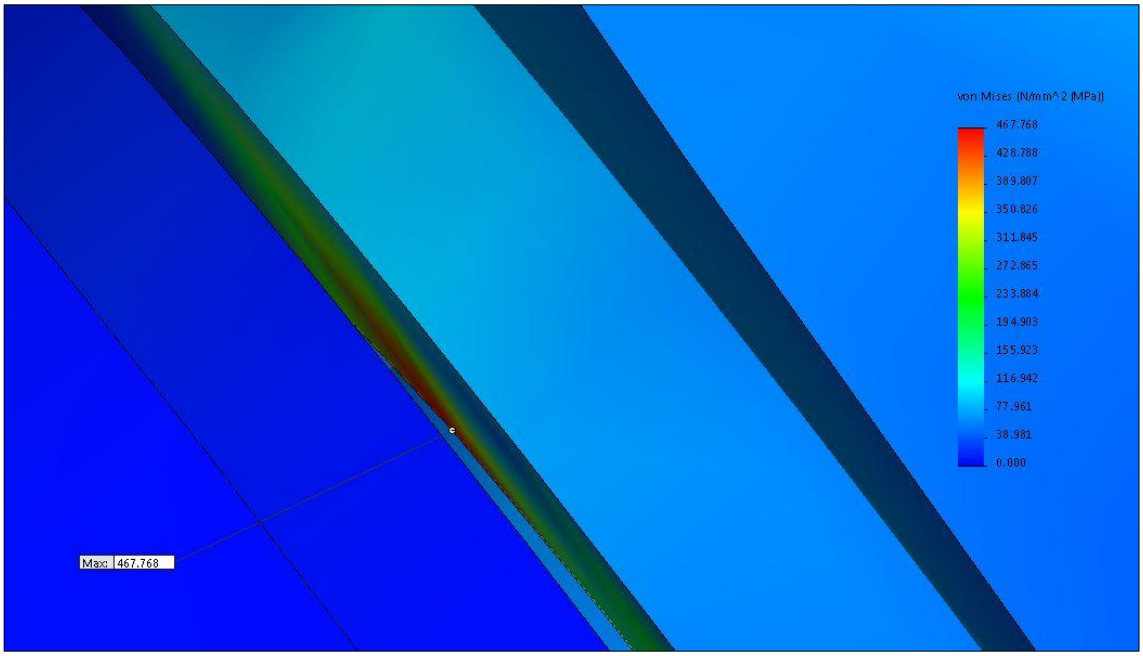
## 4.4 Simulointitulosten analysointi

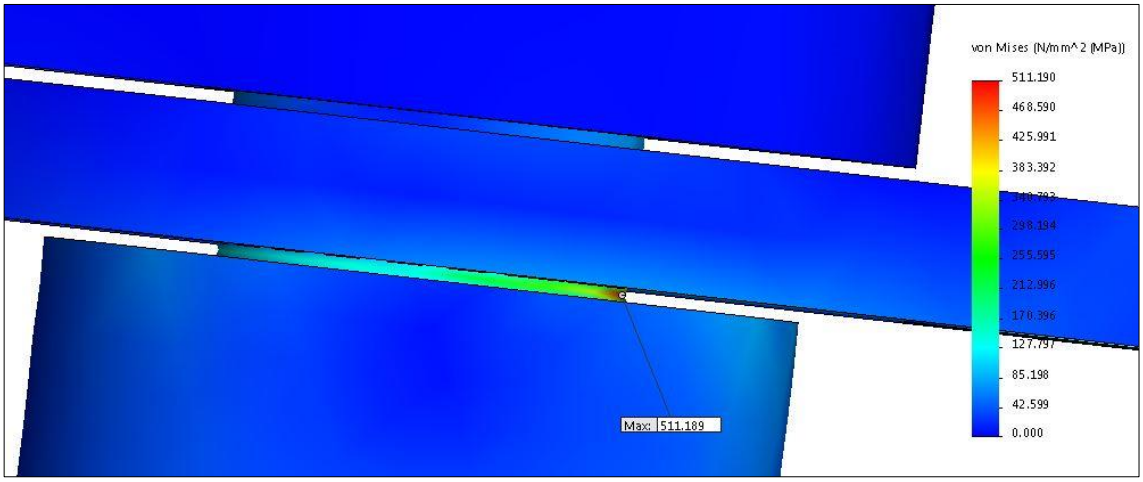
Simulointituloksia analysoitaessa törmättiin usein tilanteeseen, jossa erittäin pienelle alueelle kohdistuu suuri rasitus (Kuvat 54 ja 55). Kyseessä oli aina jonkin kappaleen terävä reuna, usein joko holkin tai akselitappien. Tulosten analysoinnista tekee hankalan se, että kyseessä voi olla todellinen riskialtis kohta, mallinnuksellinen ongelma tai elementtiverkkoon liittyvä ongelma. Lisäksi pienikin leukojen siirtäminen muutti alueen sijaintia ja voimakkuutta erittäin radikaalisti. Koska alueet vaihtelivat suuresti eri simulointien välillä, ja koska Iso Clipping-työkalulla tarkastellessa (Kuvat 56 ja 57) alueet olivat niin pieniä jopa 240 MPa raja-arvolla, ei kahmarin konstruktiota päätetty muuttaa.

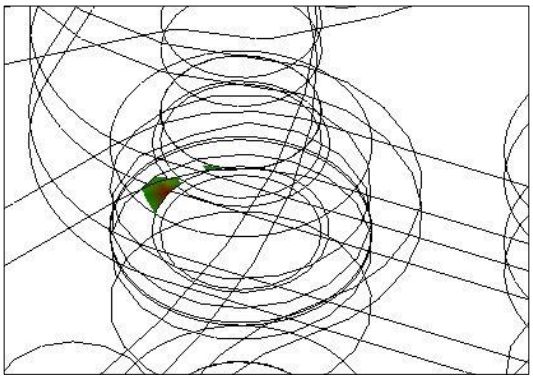
Toisaalta osa suuren rasituksen alueista oli sellaisissa kohdissa mihin kokoonpanovaiheessa tulee hitsisauma (Kuva 53). Kyseisten ongelmakohtien kohdalla päädytään ratkaisuun, jossa kahmarin kokoonpanijaa suositellaan hitsaamaan kohta suuremmalla a-mitalla. On myös huomattava että tilanne, jossa kahmarilla nostetaan vaakatasossa yli 3000 kg objektia sylinterin samalla puristaessa maksimivoimalla, on erittäin epätodennäköinen. Vastaavasti kahmariin voi kohdistua väärinkäytöksen seurauksena suurempiakin voimia mitä on simuloinnissa oletettu. Vaakatason ruuviliitoksen simuloinnin kahden hälytysrajan ylittäneen ruuvin ei koettu aiheuttavan lisätoimia.

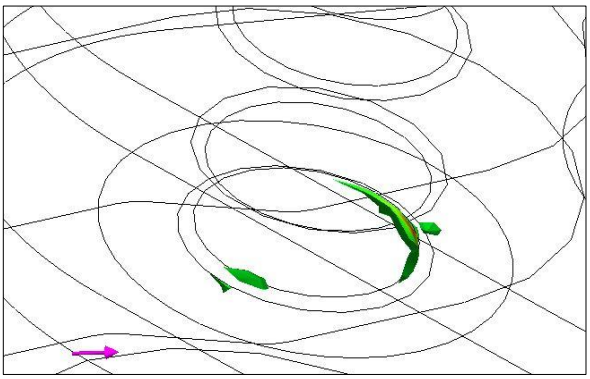



Kuva 53. Hitsattava kohta





Kuvat 54., 55., 56. ja 57. Kahmarin simulointitulosten analysointia

# 5 ESIVALMISTUS JA KOKOONPANO

”Standardin SFS-EN 1090-2 + A1 määritelmän mukaisesti esivalmistusta ovat kaikki terästuotteille tehtävät toimenpiteet, kun niistä valmistetaan kokoonpanoon asennus- ja liittämisvalmiita osia.” (SFS-EN 1090-2 + A1 2012.)

Alkuperäisestä toimintasuunnitelmasta poiketen kahmari kokoonpannaan vasta myöhempänä ajankohtana. Kahmarin osien esivalmistus oli kuitenkin edennyt kohtuullisen pitkälle, joten esivalmistus päätettiin sisällyttää opinnäytetyöhön lyhyesti.

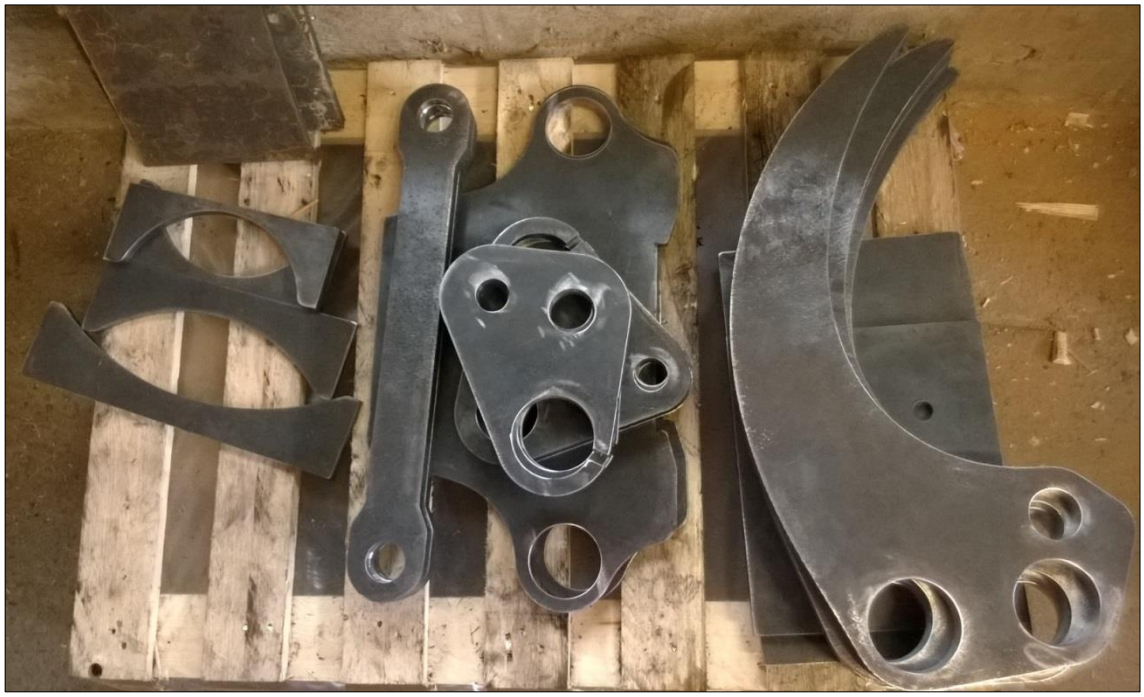
Kaikki kahmarin levyosat NC-polttoleikattiin ulkopuolisen tahon toimesta kahmarin 3D-mallista otettujen DXF-piirustuksien perusteella. DXF-piirustuksia luodessa on syytä huomioida että suhde on 1:1, ja että piirustukset eivät sisällä ylimääräisiä piirrosviivoja. Itse polttovaiheessa pitää huomioida mahdolliset koneistusvarat, sekä leikkaamisprosessissa syntyvä railoleveys.

Tilaajan toivomuksesta kaikkien levyosien sisäreiät koneistettiin. Koneistamisen ensisijaisena ajatuksena oli helpottaa kahmarin kokoonpanoa ja hitsaamista, koska minkäänlaista kokoonpanojigiä ei ollut olemassa. Jos kyseessä olisi sarjatuotantoon siirtyvä tuote, olisi lähes itsestään selvää että kyseinen koneistusvaihe jätettäisiin lisäkustannuksien takia pois. Nähtäväksi myös jää kuinka paljon hitsaamisvaihe muuttaa mittatoleransseja. Kuvissa 58 ja 59 on polttoleikatut ja koneistetut kahmarin levyosat.

Kahmarin hitsausprosessista ei ole tarkempaa tietoa kuin se, että hitsaus tapahtuu MIG/MAG-menetelmällä. Hitsaamisvaiheeseen liittyvistä kysymysmerkeistä johtuen hitsien syvällisempi tarkastelu jätettiin työn ulkopuolelle. Kahmarin suunnittelussa kuitenkin huomioitiin hitsaamisvaihe sen verran, että jokainen hitsisauma mallinnettiin SolidWorksilla, ja jokaiseen hitsikohtaan varattiin suunnittelussa tilaa vähintään a5-pienahitsille.

Akselit ja holkit sorvattiin hankintana. Ruuvit, rasvanipat, laakerit ynnä muut pienet osat hankitaan tarvittaessa. Kahmari on lopuksi tarkoitus maalata matalapaineruiskulla. Liitteissä 2.1 – 2.6 on esimerkkinä muutamia valmistus- ja koneistuspiirustuksia, ja liit-

teissä 3.1 – 3.5 taas on kahmarin pääkokoonpano- sekä osakokoonpanokuvat. Mitoitetut valmistus- ja hitsauskokoonpanokuvat on jätetty pois raportin liitteistä, mutta ne toimitetaan tilaajalle projektin puitteissa. Kahmarin esivalmistukseen liittyen tehtiin kaikkiaan 11 DXF-piirustusta, 16 valmistus- tai koneistuspiirusta ja 5 kokoonpanopiirustusta.



Kuvat 58. ja 59. Polttoleikatut ja koneistetut kahmarin levyosat

# 6 LOPPUSANAT

Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella tilaajalle kaivinkoneen yleiskahmarin prototyyppi. Eri vaiheiden viivästymisistä johtuen kahmarin kokoonpano ei ehtinyt työn sisältöön. Tulevaisuudessa kokoonpantava prototyyppi toivottavasti kuitenkin kertoo, onko lähes tyhjästä suunniteltu kahmari käyttökelpoinen vai ei.

Omat motiivini työtä kohtaan olivat SolidWorksin syvällisemmässä opettelussa, sekä mallinnetun konstruktion muuttamisessa CAD-ympäristöstä todelliseksi fyysiseksi tuotteeksi. Tiesin työn sisältämistä haasteista ennen työn aloittamista, etenkin kahmarin mekanismin osalta. Arviolta noin 500 – 800 tuntia työllistänyt suunnittelutyö koostui suurimmaksi osaksi mallintamisesta ja simuloinnista. Loput ajasta voidaan jakaa tiedonhankintaan, esivalmistukseen liittyvien asioiden hoitamiseen ja tämän dokumentin laatimiseen.

Opinnäytetyön kirjallinen osuus pyrittiin kirjoittamaan mahdollisimman selkeälukuiseksi hyödyntäen tekstiä tukevia kuvia. Työn eri osa-alueiden laajuudesta johtuen syvällisempi teoria jätettiin tarkoituksella työn ulkopuolelle. Lisäksi kirjallista osuutta ei haluttu paisuttaa suhteettomasti, mistä johtuen osa simulointiin, mekanismiin, toleransseihin, valmistusmenetelmiin, lujuuslaskentaan ja mallintamiseen liittyvistä asioista jouduttiin kylmästi karsimaan pois. Kahmarin suunnittelutyö yhdisti kuitenkin tavoitteiden mukaisesti opintojen aikana opittuja asioita varsin laajalti.

# LÄHTEET

AST Bearings LLC www-sivut. ASTT90 3020-laakerin tuotetiedot. Viitattu 11.4.2015.
http://www.astbearings.com/
http://www.astbearings.com/product.html?product=ASTT90_3020

AST Bearings LLC www-sivut. Liukulaakerin kuormitustapaukset kuva.
http://www.astbearings.com/bushings-and-plain-bearings-load-capacity-and-service-life.html

Blom S., Lahtinen P., Nuutio E.,Pekkola K., Pyy S., Rautiainen H., Sampo A., Seppänen P., Suosara E. 2006. Koneenelimet ja mekanismit. 5.-6. painos. Helsinki: Edita Prima Oy.

D&E Trading Oy www-sivut. WB802-liukulaakerin tiedot ja kuva. Viitattu 11.4.2015.
http://www.detrading.fi/fi
http://www.detrading.fi/fi/tuotteet/liukulaakerit/rullattu-Pronssi/WB802
http://www.detrading.fi/files/produkter/WB802/pdf/GWB802_FIN.pdf
http://www.detrading.se/files/produkter/WB802/bilder/WB802.jpg

DryWall Cranes www-sivut. Kinshofer KM 634 puutavarakouran kuva.
http://www.drywallcranes.com/crane-attachments.php

Engcon Group www-sivut. Engcon EC05B kuva.
http://engcon.com/international/en/engcon-international.html
http://engcon.com/international/en/engcon-international/products/excavators/tiltrotators/product.html?productName=EC05B

Fonselius J., Rinkinen J., Vilenius M. 1997. Hydrauliikka II. 2. painos. Helsinki: Oy Edita Ab.

Hasari H., Salonen P.2012. Teknillinen piirtäminen. 1.–4. painos. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy.

Heinonen M., Maaranen K. 2013. Tekniset piirustukset: Konetekniikka. 1. painos. Helsinki: Sanoma Pro Oy.

Intermercato Grapples www-sivut. Engcon pyörittäjän ja puutavarakouran kuva.
http://www.grapples.com.au/log-grapples-for-cranes.htm

Johnson Metall Ab Oy www-sivut. Liukulaakerit. Viitattu 24.4.2015.
http://www.johnson-metall.fi/etusivu/
http://www.johnson-metall.fi/liukulaakerit-2/

Kauranne H., Kajaste J., Vilenius M. 2008. Hydraulitekniikka. 1. painos. WSOY Oppimateriaalit Oy.

Koivisto K., Laitinen E., Niinimäki M., Tiainen T., Tiilikka P., Tuomikoski J. 2010. Konetekniikan materiaalioppi. 12.–13. painos. Helsinki: Edita Prima Oy.

Koneviesti www-sivut. Kesla proG20-kahmarin ja riipukkeen kuva.
http://www.koneviesti.fi/
http://www.koneviesti.fi/lisamateriaali/fi_FI/kesla/

Machinery Park www-sivut. Lasco kahmarin kuva.
http://de.machinerypark.com/
http://de.machinerypark.com/sonstige-ez-14-sortiergreifer-holzgreifer-neu-de-83367

Mäkinen R. 1981. Hydrauliikka 3 Suunnittelu. Keuruu: Kustannusosakeyhtiö Otava.

Rautaruukin teräkset, hitsaajan opas. Rautaruukki. 1998. Keuruu: Otava.

Roy Mutalik. SolidWorks Simulation: What is von Mises Stress? Design Point Solutions blogi. 2.1.2013. Viitattu 28.4.2015.
http://blog.design-point.com/
http://blog.design-point.com/blog/2013/january/solidworks-simulation-what-is-von-mises-stress-part-1-of-2
http://blog.design-point.com/blog/2013/january/solidworks-simulation-what-is-von-mises-stress-part-2-of-2

Salhydro Oy www-sivut. Viitattu 24.4.2015.
http://www.salhydro.fi/

SFS-EN 1090-2 + A1. Teräsrakenteiden esivalmistus, hitsaus ja testaus. 2012. Suomen standardisoimisliitto SFS Ry. Viitattu 20.4.2015.
http://www.sfs.fi/
http://www.sfs.fi/files/1479/SFSEN1090hitsaus_netti.pdf

Voestalpine Steel Division www-sivut. Durostat tuotetiedot. Viitattu 11.4.2015.
http://www.voestalpine.com/stahl/en/Products/Brand-names/durostat-R
http://www.voestalpine.com/division_stahl/content/download/4243/34276/file/durostat_E_15012014.pdf
http://www.voestalpine.com/division_stahl/content/download/4233/34296/file/voestalpine%20heavy%20plate_TTD_DUROSTAT_E_08012014.pdf

VolvoCE.com www-sivut. Volvo EC35:n kuva.
http://www.volvoce.com/
http://www.volvoce.com/constructionequipment/asia/en-sg/products/excavators/compactexcavators/EC35/Pages/specifications.aspx

VolvoCE.com www-sivut. Volvo Compact Excavators EC35 & EC45 Pro tuotetiedot. Viitattu 8.4.2015.
http://www.volvoce.com/SiteCollectionDocuments/VCE/Documents%20Global/compact%20excavators/brochureEC35-EC45Pro_2114321167_2005-07.pdf

Würth Elektronik Oy www-sivut. Ruuviliitoksen suunnittelu. Viitattu 27.4.2015.
http://www.wurthelektronik.fi/
http://www.wurthelektronik.fi/site/media/pdf/we/kuvasto/suunnitteluopas06.pdf

# LIITTEET

**1.1** Volvo EC35 kaivinkoneen spesifikaatiot 1/2 (VolvoCE.com www-sivut 2015)
**1.2** Volvo EC35 kaivinkoneen spesifikaatiot 2/2 (VolvoCE.com www-sivut 2015)

**2.1** Leveän leuan saranatapin valmistuspiirustus
**2.2** Rungon holkin/laakeripesän valmistuspiirustus
**2.3** Rungon katon koneistuspiirustus
**2.4** Leuan poskilevyn koneistuspiirustus
**2.5** Rungon poskilevyn koneistuspiirustus
**2.6** Reaktiotangon koneistuspiirustus

**3.1** Kaivinkoneen yleiskahmari, pääkokoonpano (räjäytyskuva)
**3.2** Runko, osakokoonpano (räjäytyskuva)
**3.3** Leveä leuka, osakokoonpano (räjäytyskuva)
**3.4** Kapea leuka, osakokoonpano (räjäytyskuva)
**3.5** Reaktiotanko, osakokoonpano (räjäytyskuva)

**4.1** Mallinnuskuva 1
**4.2** Mallinnuskuva 2
**4.3** Mallinnuskuva 3
**4.4** Mallinnuskuva 4
**4.5** Mallinnuskuva 5
**4.6** Mallinnuskuva 6

**5.1** SolidWorks Simulation – Tilanne 1 | Mesh/Fixtures/Forces (78 kN/78 kN/78 kN)
**5.2** SolidWorks Simulation – Tilanne 1 | Stress – von Mises
**5.3** SolidWorks Simulation – Tilanne 1 | Stress – 0-100 MPa von Mises
**5.4** SolidWorks Simulation – Tilanne 1 | Strain - ESTRN
**5.5** SolidWorks Simulation – Tilanne 1 | Displacement - URES
**5.6** SolidWorks Simulation – Tilanne 1 | Factor of Safety – 0-10
**5.7** SolidWorks Simulation – Tilanne 1 | Factor of Safety – RED $\leq$ 2
**5.8** SolidWorks Simulation – Tilanne 1 | Design Insight
**5.9** SolidWorks Simulation – Tilanne 1 | Bolt Check

**6.1** SolidWorks Simulation – Tilanne 2 | Mesh/Fixtures/Forces (78 kN/78 kN/30 kN)
**6.2** SolidWorks Simulation – Tilanne 2 | Stress – von Mises
**6.3** SolidWorks Simulation – Tilanne 2 | Stress – 0-100 MPa von Mises
**6.4** SolidWorks Simulation – Tilanne 2 | Strain - ESTRN
**6.5** SolidWorks Simulation – Tilanne 2 | Displacement - URES
**6.6** SolidWorks Simulation – Tilanne 2 | Factor of Safety – 0-10

**6.7** SolidWorks Simulation – Tilanne 2 | Factor of Safety – RED ≤ 2
**6.8** SolidWorks Simulation – Tilanne 2 | Design Insight
**6.9** SolidWorks Simulation – Tilanne 2 | Bolt Check

**7.1** SolidWorks Simulation – Tilanne 3 | Mesh/Fixtures/Forces (30 kN Remote Load)
**7.2** SolidWorks Simulation – Tilanne 3 | Stress –von Mises
**7.3** SolidWorks Simulation – Tilanne 3 | Stress – 0-100 MPa von Mises
**7.4** SolidWorks Simulation – Tilanne 3 | Strain - ESTRN
**7.5** SolidWorks Simulation – Tilanne 3 | Displacement - URES
**7.6** SolidWorks Simulation – Tilanne 3 | Factor of Safety – 0-10
**7.7** SolidWorks Simulation – Tilanne 3 | Factor of Safety – RED ≤ 2
**7.8** SolidWorks Simulation – Tilanne 3 | Design Insight
**7.9** SolidWorks Simulation – Tilanne 3 | Bolt Check

# SPECIFICATIONS

## Engine

Water-cooled Volvo 4-cylinder diesel engine.

| Model | D2.2 |
|---|---|
| Gross power, rated (ISO 9249) | 27.1 kW (36.3 hp) at 2200 r/min |
| Power, installed (ISO 9249) | 26 kW (34.9 hp) at 2200 r/min |
| Maximum torque (ISO 9249) | 1140 Nm @ 1100 rpm ± 100rpm |
| Bore x stroke | 88 mm x 90 mm |

## Electrical system

| | |
|---|---|
| Rated voltage | 12 V |
| Battery capacity | 12 V - 74 Ah |
| Alternator rating | 12 V - 55 A |
| Starter motor output | 12 V - 2.3 kW |

## Hydraulic system

Closed-centre Load-Sensing hydraulic system providing total independence of each movement.

| | |
|---|---|
| Control | power-assisted hydraulic controls |

Variable displacement Load Sensing pump for all the equipment and travel circuits:

| | |
|---|---|
| Maximum flow | 105 l/min |
| Maximum operating pressure | **EC35:** 23 MPa (230 bars)<br>**EC45 Pro:** 26 MPa (260 bars) |

Double-acting hydraulic circuit for accessories:

| | |
|---|---|
| Maximum flow | 60 l/min |
| Maximum operating pressure | **EC35:** 23 MPa (230 bars)<br>**EC45 Pro:** 26 MPa (260 bars) |

End-of-stroke cushions

| | |
|---|---|
| On the boom ram | at the end of the rod extension |
| On dipper ram | at the end of the rod retraction |
| On offset ram | on both sides |

## Offset ram lock

The equipment's offset ram is equipped with a balancing valve which holds the boom offset angle in the position chosen by the operator in all working conditions.

## Slewing system

Turntable slewing is provided by a radial piston hydraulic motor which drives directly (without a reduction gear) a ball internal crown wheel with remote lubrication.

| | |
|---|---|
| Slewing speed | 10 r/min |
| Turntable braking | Automatic multi-disc brake |
| Absorption of hydraulic shocks | Shockless valve |

## Bucket performance

| | |
|---|---|
| Breakout force | **EC35:** 2920 daN<br>**EC45 Pro:** 3360 daN |
| Tearout force | **EC35:** 2190 daN<br>**EC45 Pro:** 2420 daN |

## Undercarriage

The undercarriage is made up of an "X" box fabricated centre part for more rigidity and of sloping side members for a better clearance of materials. The rollers and the tensioning wheels are lubricated for life.

| | |
|---|---|
| Bottom/top rollers per side | 4/1 |
| Track width | 300 mm |
| Track tension | by grease piston |
| Blade (width x height) | 1650 x 370 mm |

## Travel system

Each track is driven by an axial piston hydraulic motor equipped with two speeds and an epicyclic reduction gear. Braking is performed automatically by an oil bath multiple disc brake on each motor.

| | |
|---|---|
| Max. speed (low/high speed) | **EC35:** 2.8 km/h / 4.3 km/h<br>**EC45 Pro:** 3 km/h / 4.4 km/h |
| Max. tractive force | **EC35:** 3630 daN<br>**EC45 Pro:** 4080 daN |

The forward movement control is automatically locked when the operator raises the left console.

## Service fill capacities

| | |
|---|---|
| Fuel tank | 66 l |
| Hydraulic system, total | 62 l |
| Hydraulic tank | 37 l |
| Engine oil | 8.6 l |
| Cooling system | 6 l |

## Weight

EC35

| Operational weight | Rubber Tracks | Steel Tracks |
|---|---|---|
| Cab version | 3540 kg | 3582 kg |
| Canopy version | 3422 kg | 3464 kg |

| Ground pressure | Rubber Tracks | Steel Tracks |
|---|---|---|
| Cab version | 0,33 kg/cm² | 0,34 kg/cm² |
| Canopy version | 0,31 kg/cm² | 0,32 kg/cm² |

EC45 Pro

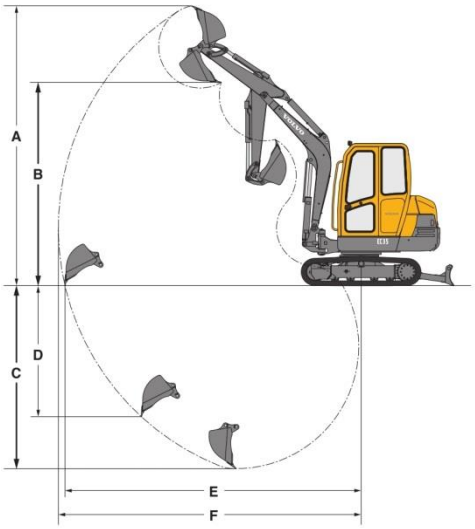
| Operational weight | Rubber Tracks | Steel Tracks |
|---|---|---|
| Cab version | 4550 kg | 4687 kg |
| Canopy version | 4413 kg | 4550 kg |

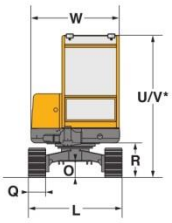
| Ground pressure | Rubber Tracks | Steel Tracks |
|---|---|---|
| Cab version | 0,25 kg/cm² | 0,26 kg/cm² |
| Canopy version | 0,24 kg/cm² | 0,25 kg/cm² |

## Noise levels

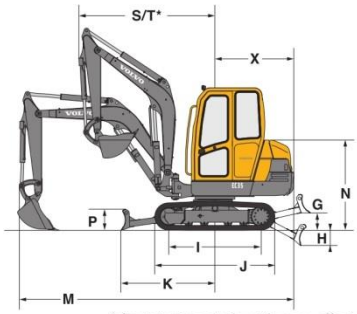
The EC35 and EC45 Pro conform to the 2006 European Machine Directive Noise Level (2000/14/CE) of 96 dB(A) for this class of machine.

# SPECIFICATIONS EC35

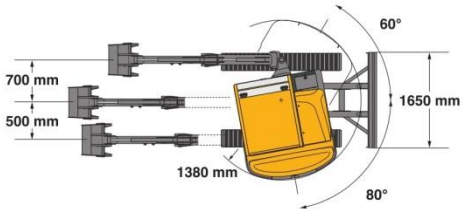



* Canopy




* front turning circle with max. offset




| Buckets | Width | Weight | Capacity |
|---|---|---|---|
| Backhoe | 300 mm | 56 kg | 46 l |
| | 450 mm | 68 kg | 80 l |
| | 600 mm | 86 kg | 115 l |
| | 750 mm | 111 kg | 151 l |
| Ditch | 1300 mm | 125 kg | 175 l |

| Dipper | A | B | C* | C | D | E | F |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1400 mm | 4840 | **3530** | **3420** | **3170** | 2200 | 5130 | 5240 |
| 1700 mm | 5020 | **3720** | **3710** | **3470** | 2500 | 5420 | 5530 |

* Dig depth with the blade down.

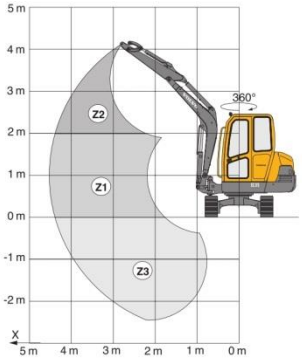
| G | H | I | J | K | L | M | N | O |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 380 | 510 | 1600 | 2070 | 1620 | 1620 | 4750 | 1560 | 290 |

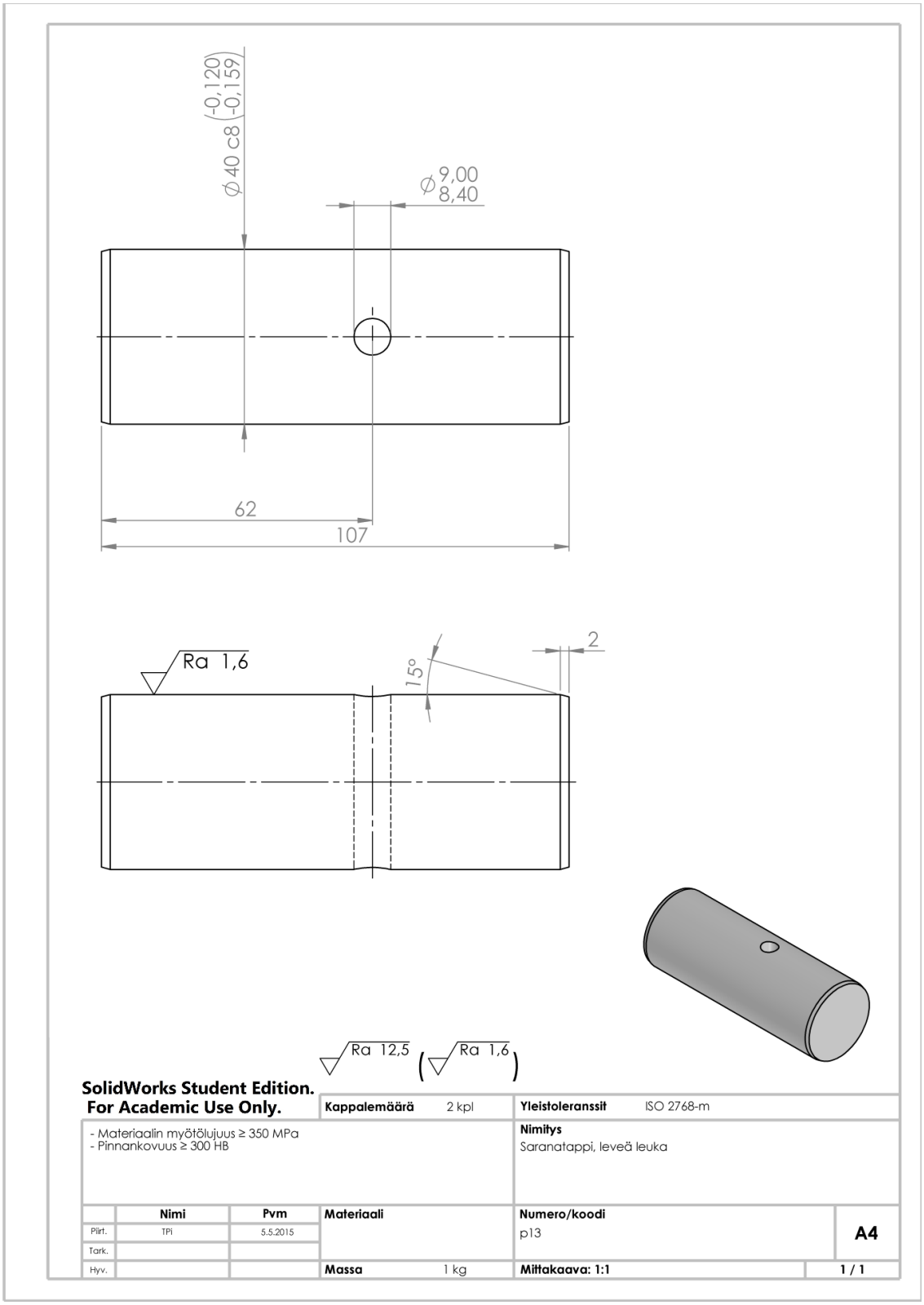
| P | Q | R | S | T | U | V | W | X |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 370 | 300 | 600 | 2040 | 1570 | 2460 | 2350 | 1570 | 1360 |

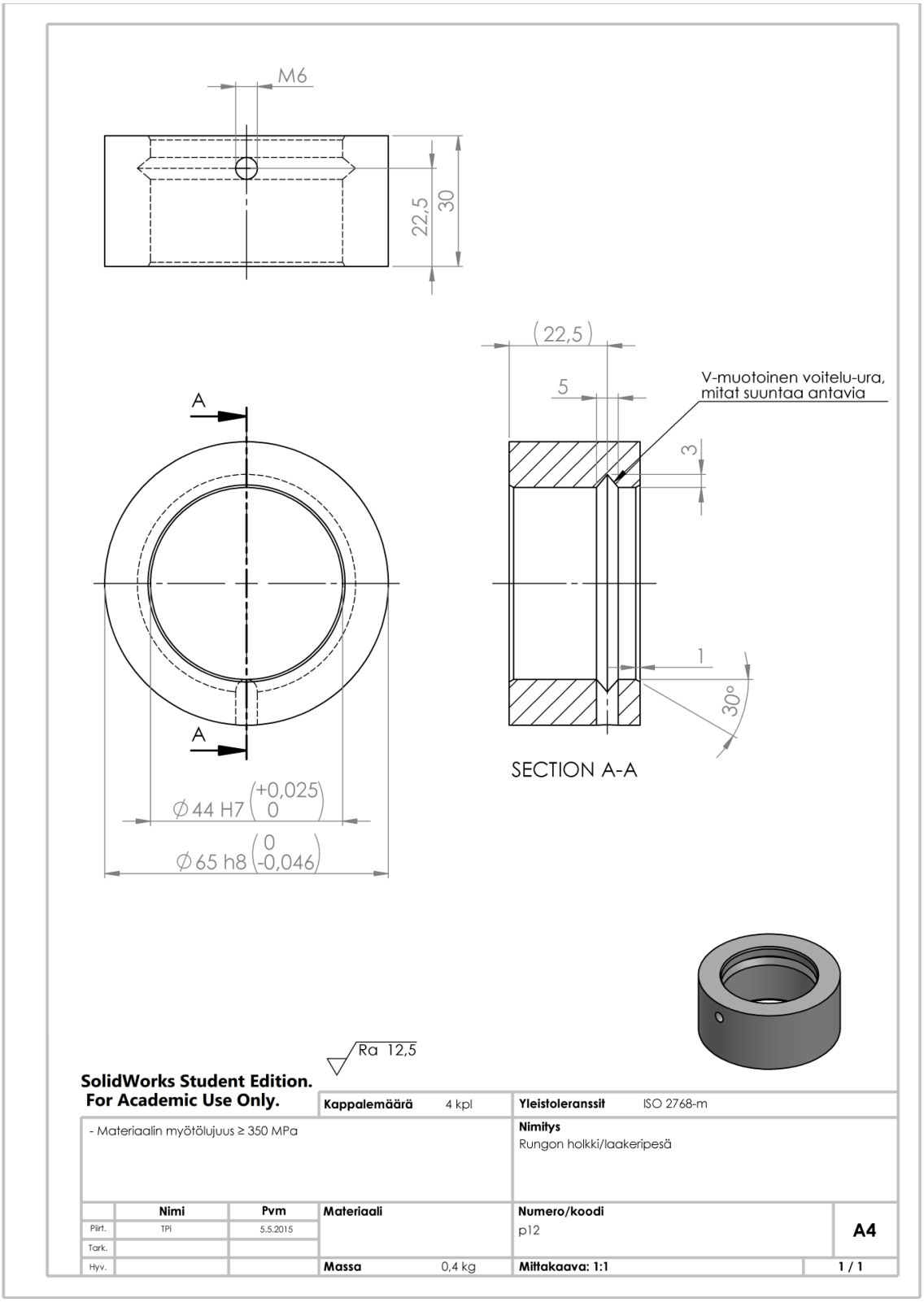
These capacities are given for a machine without a bucket or quick-release coupling and fitted with rubber tracks for a 360° total rotation lifted load.
The handling capacity is 75% of the tipping load or 87% of the hydraulic limit.
Caution : In accordance with standard EN 474-5, the machine must be equipped with a safety valve on the boom ram and an overload indicator (available as options) to carry out handling operations.

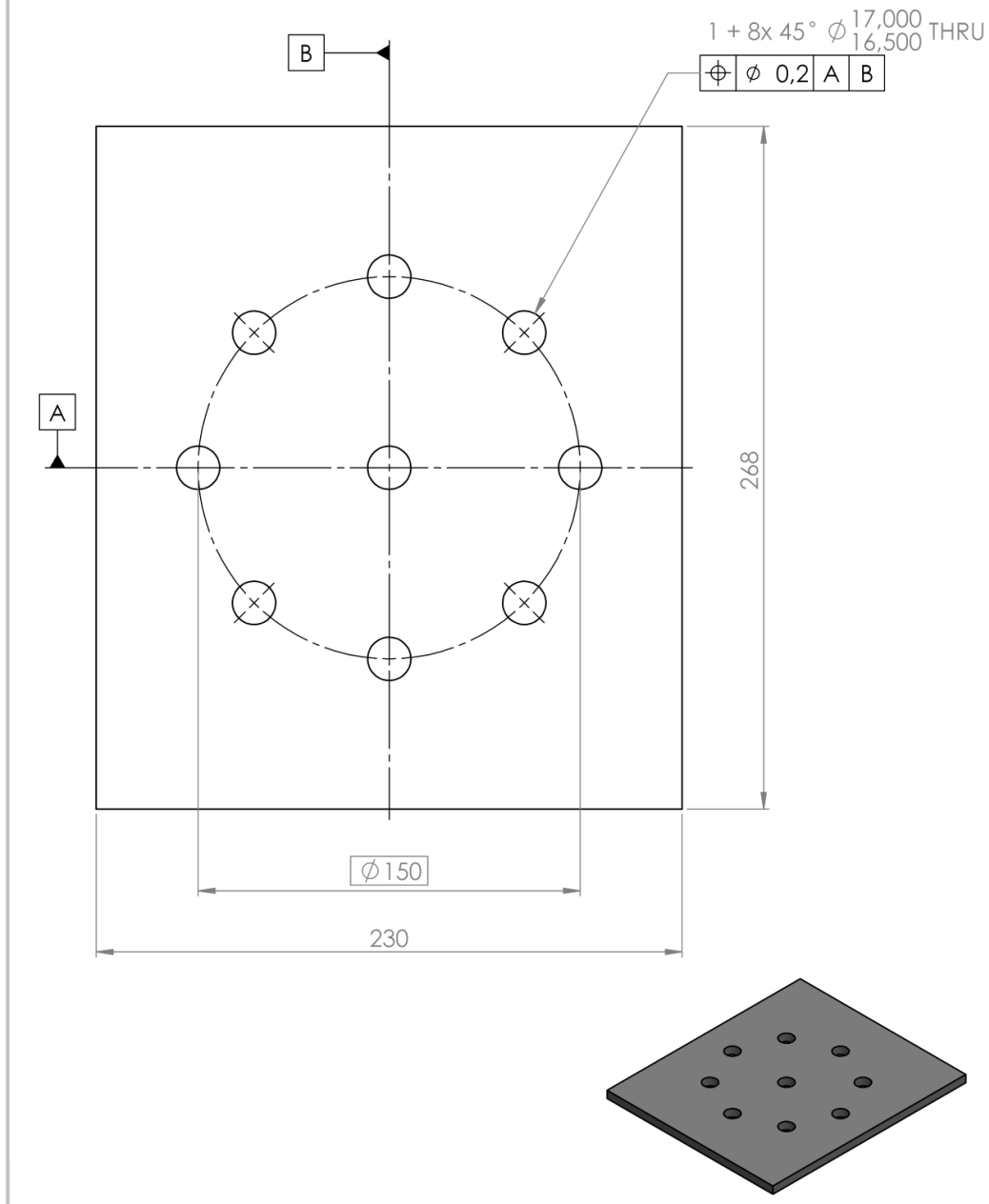
| Outreach | | 1,50 m | 2,00 m | 2,50 m | 3,00 m | 3,50 m | 4,00 m | 4,50 m | 4,80 m |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1400 mm | Z2 | | | 955 | 720 | 570 | 465 | | |
| | Z1 | 1555* | 1190 | 845 | 655 | 530 | 445 | 380 | |
| | Z3 | 2040* | 1215 | 855 | 660 | 535 | | | |
| 1700 mm | Z2 | | | | 730 | 575 | 465 | 385 | |
| | Z1 | 1395* | 1175 | 835 | 645 | 520 | 435 | 370 | 340 |
| | Z3 | 1945* | 1190 | 840 | 645 | 520 | 435 | | |

* hydraulic limit



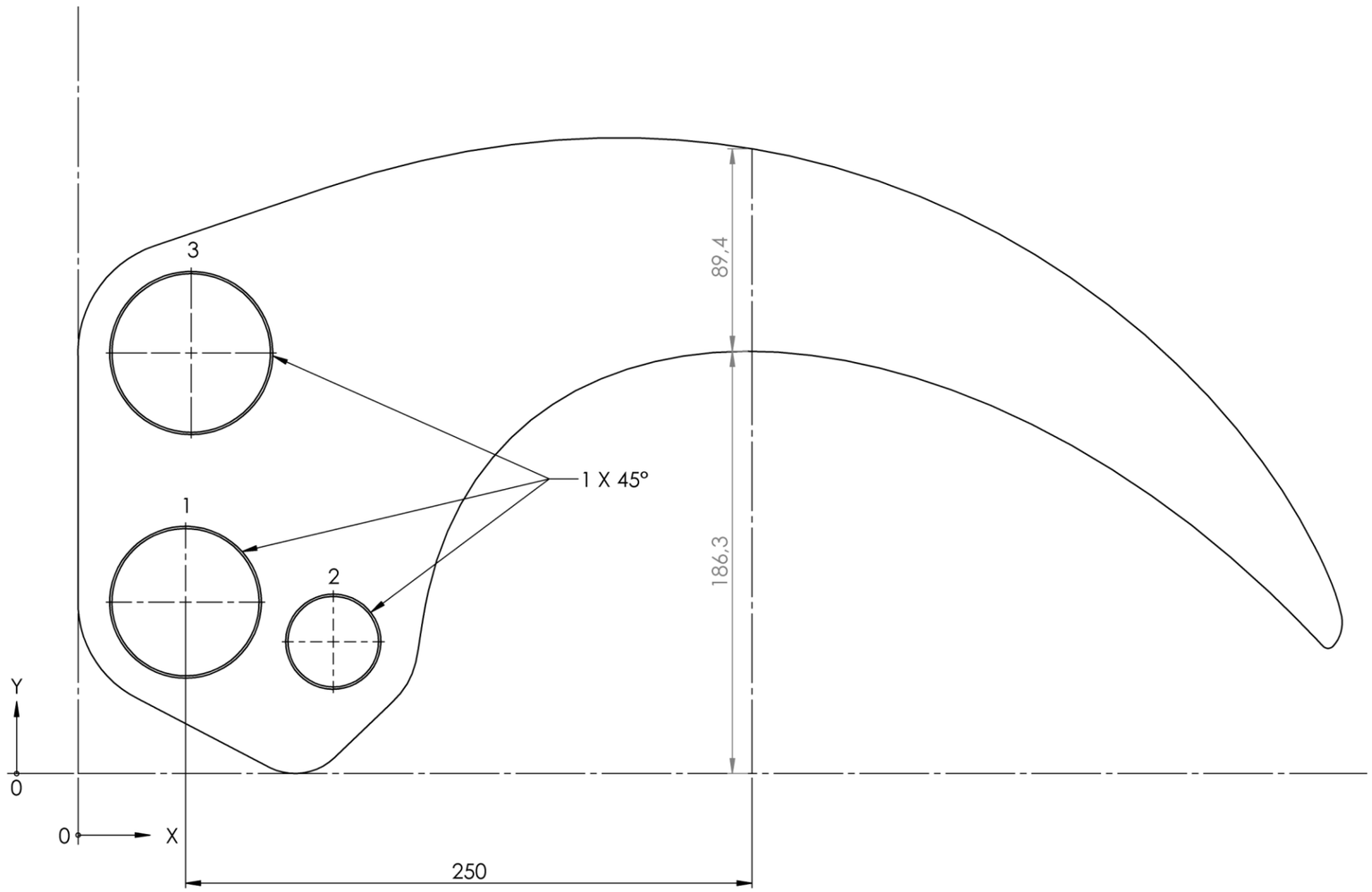

Ø 40 c8 (-0,120 / -0,159)
Ø 9,00 / 8,40
62
107
Ra 1,6
15°
2
Ra 12,5
(Ra 1,6)
SolidWorks Student Edition.
For Academic Use Only.
Kappalemäärä 2 kpl
Yleistoleranssit ISO 2768-m
- Materiaalin myötölujuus ≥ 350 MPa
- Pinnankovuus ≥ 300 HB
Nimitys
Saranatappi, leveä leuka
Nimi
Pvm
Materiaali
Numero/koodi
Piirt. TPi 5.5.2015
p13
A4
Tark.
Hyv.
Massa 1 kg
Mittakaava: 1:1
1 / 1

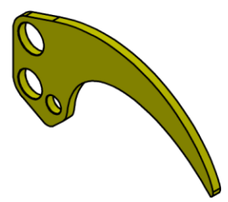

M6
22,5
30
(22,5)
5
V-muotoinen voitelu-ura,
mitat suuntaa antavia
3
A
A
1
30°
SECTION A-A
Ø44 H7 (+0,025 / 0)
Ø65 h8 (0 / -0,046)
Ra 12,5
SolidWorks Student Edition.
For Academic Use Only.
Kappalemäärä 4 kpl
Yleistoleranssit ISO 2768-m
- Materiaalin myötölujuus ≥ 350 MPa
Nimitys
Rungon holkki/laakeripesä
Nimi Pvm
Piirt. TPi 5.5.2015
Tark.
Hyv.
Materiaali
Numero/koodi
p12
A4
Massa 0,4 kg
Mittakaava: 1:1
1 / 1




**SolidWorks Student Edition.**
**For Academic Use Only.**

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| | | | **Kappalemäärä** 1 kpl | **Yleistoleranssit** ISO 2768-m |
| - Vapaareikien koneistus | | | | **Nimitys** Rungon katto |
| | **Nimi** | **Pvm** | **Materiaali** durostat400 s = 10 mm | **Numero/koodi** p03 — **A4** |
| Piirt. | TPi | 5.5.2015 | | |
| Tark. | | | | |
| Hyv. | | | **Massa** 4,6 kg | **Mittakaava: 1:2** — **1 / 1** |

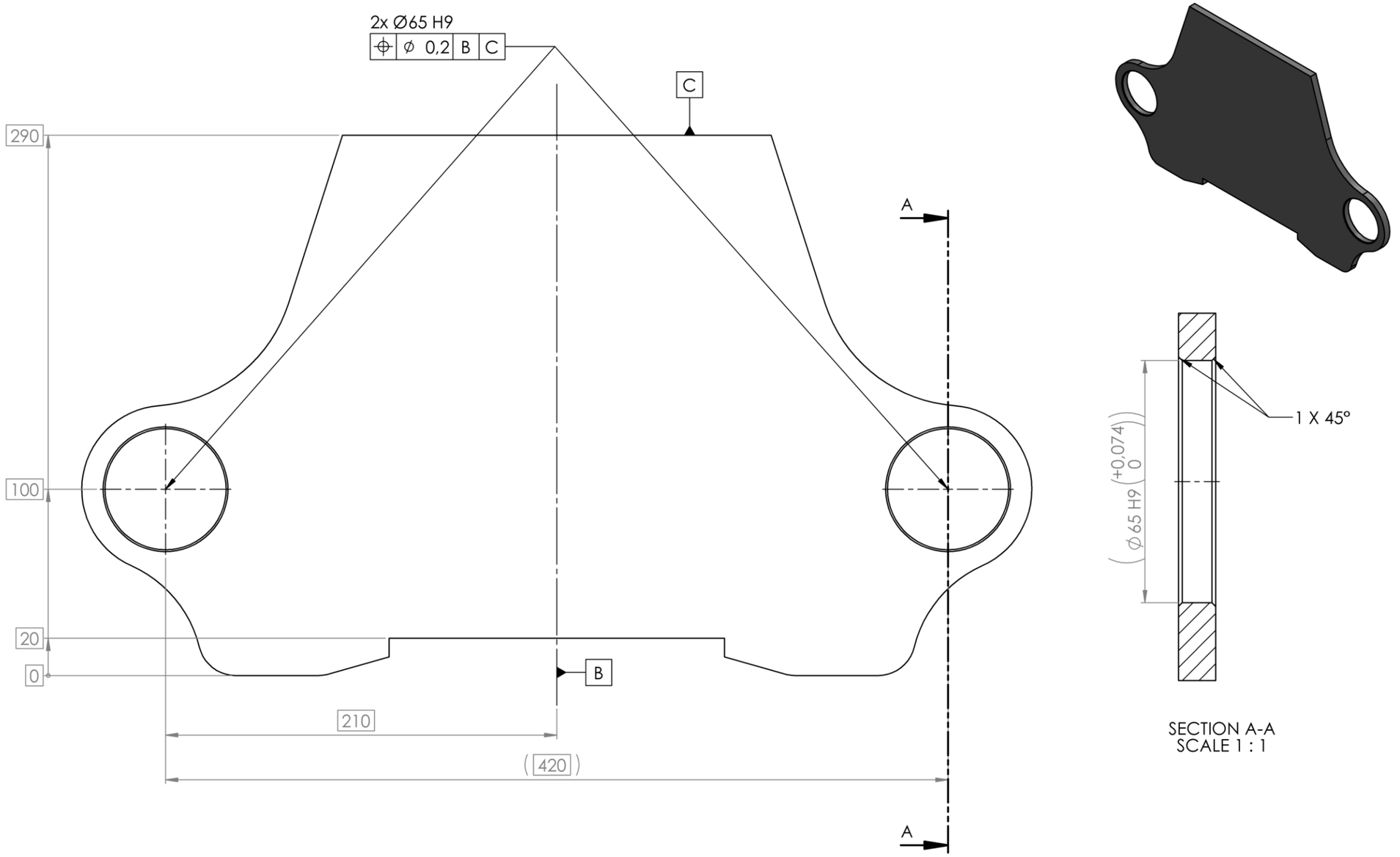


**SolidWorks Student Edition.**
**For Academic Use Only.**

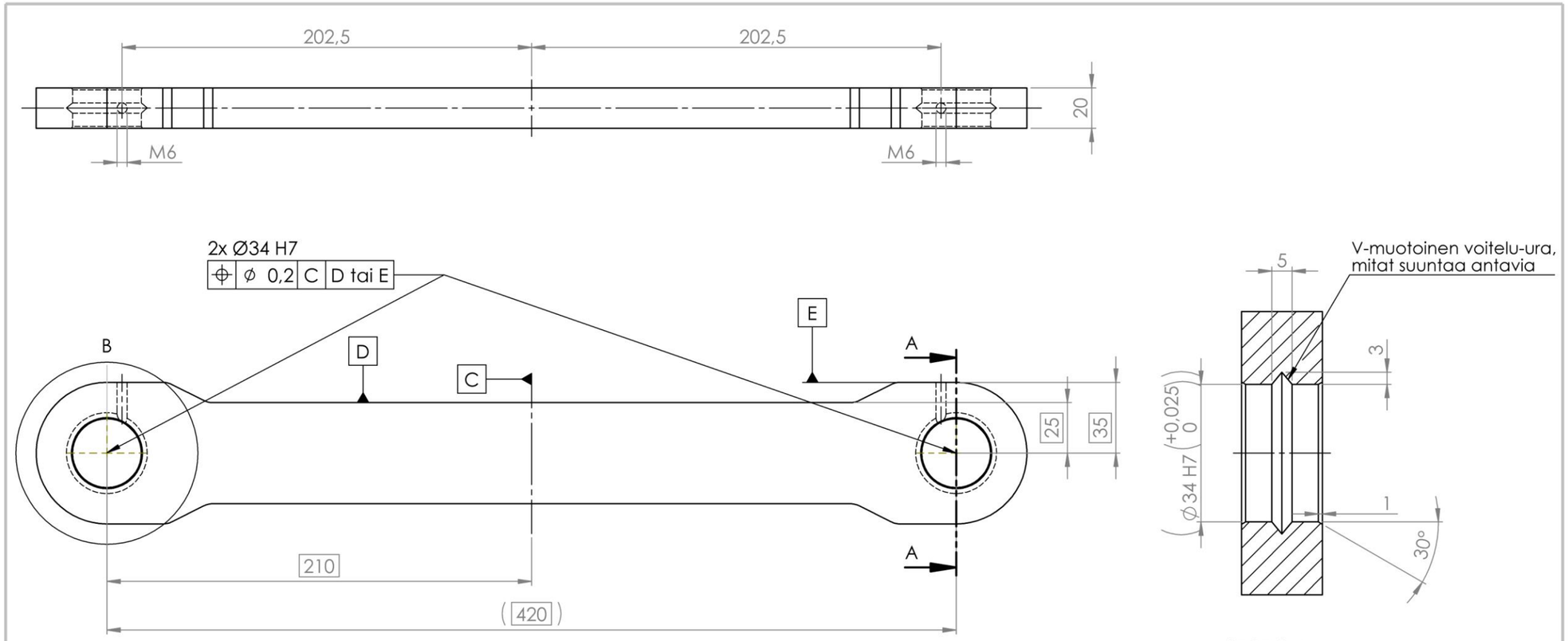
| TAG | X LOC | Y LOC | SIZE |
|---|---|---|---|
| 1 | 47,4 | 75,6 | $\varnothing 65\ H9 \begin{pmatrix} +0{,}074 \\ 0 \end{pmatrix}$ |
| 2 | 112,6 | 58,2 | $\varnothing 40 \pm 2$ |
| 3 | 49,9 | 185,6 | $\varnothing 70\ H9 \begin{pmatrix} +0{,}074 \\ 0 \end{pmatrix}$ |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | **Kappalemäärä** 4 kpl | **Yleistoleranssit** ISO 2768-m | |
| - Reikien koneistus<br>- Reikien viisteet molemmille puolille | | | | **Nimitys**<br>Leuka | |
| | **Nimi** | **Pvm** | **Materiaali**<br>durostat400<br>s = 20 mm | **Numero/koodi**<br>p10 | **A3** |
| Piirt. | TPI | 6.5.2015 | | | |
| Tark. | | | | | |
| Hyv. | | | **Massa** 9,4 kg | **Mittakaava: 1:2** | **2 / 2** |




| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| | | | **Kappalemäärä** 2 kpl | **Yleistoleranssit** ISO 2768-m |
| - Reikien koneistus<br>- Reikien viisteet | | | | **Nimitys**<br>Rungon poskilevy |
| | **Nimi** | **Pvm** | **Materiaali**<br>durostat400<br>s = 10 mm | **Numero/koodi**<br>p01 |
| Piirt. | TPI | 5.5.2015 | | **A3** |
| Tark. | | | | |
| Hyv. | | | **Massa** 7,44 kg | **Mittakaava: 1:2** 1 / 1 |

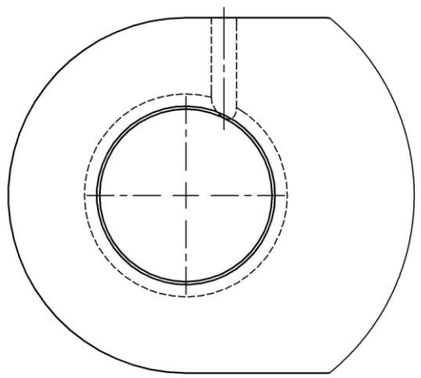
**SolidWorks Student Edition.**
**For Academic Use Only.**



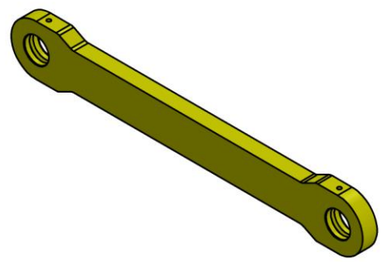




SECTION A-A
SCALE 1 : 1

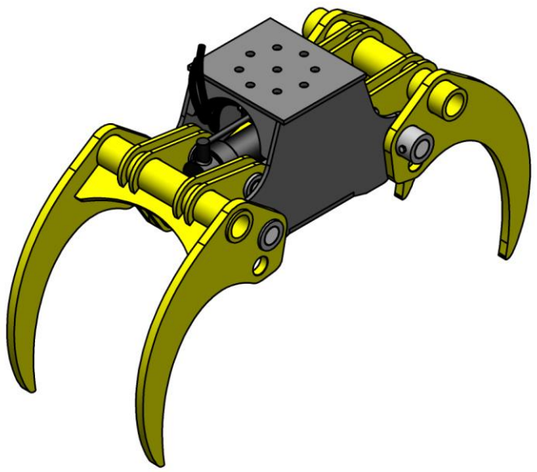


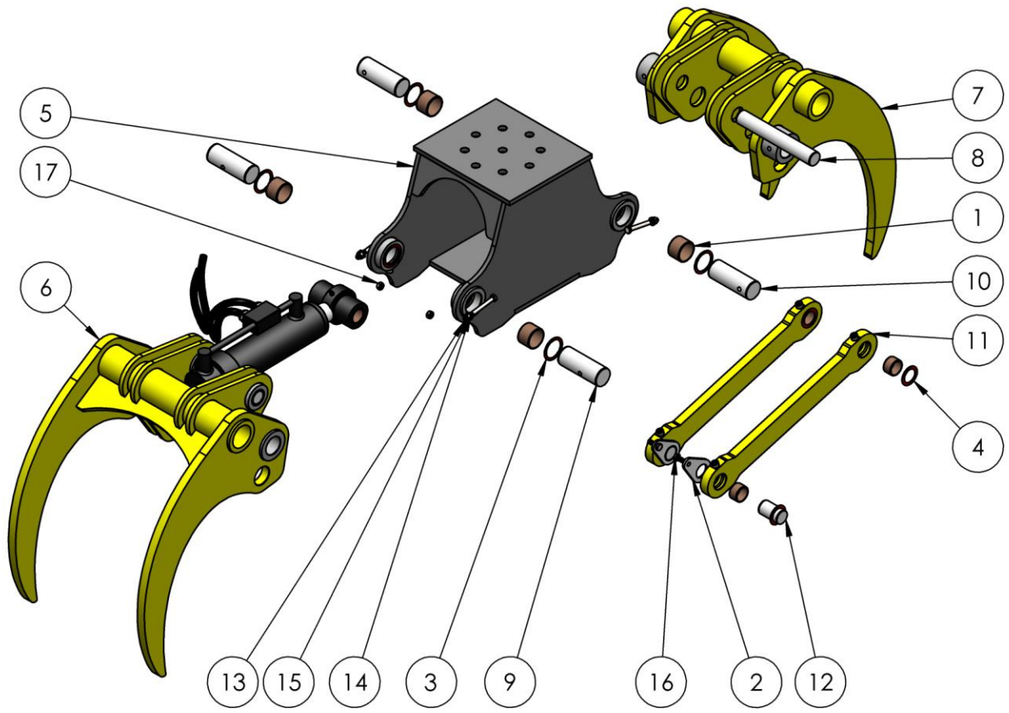
DETAIL B
SCALE 1 : 1



**SolidWorks Student Edition.**
**For Academic Use Only.**

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | **Kappalemäärä** 2 kpl | **Yleistoleranssit** ISO 2768-m | |
| - Reikien koneistus<br>- Reikien viisteet | | | | **Nimitys**<br>Reaktiotanko | |
| | **Nimi** | **Pvm** | **Materiaali**<br>durostat400<br>s = 20 mm | **Numero/koodi**<br>p11 | **A3** |
| Piirt. | TPI | 5.5.2015 | | | |
| Tark. | | | | | |
| Hyv. | | | **Massa** 3,8 kg | **Mittakaava: 1:2** | 1 / 1 |

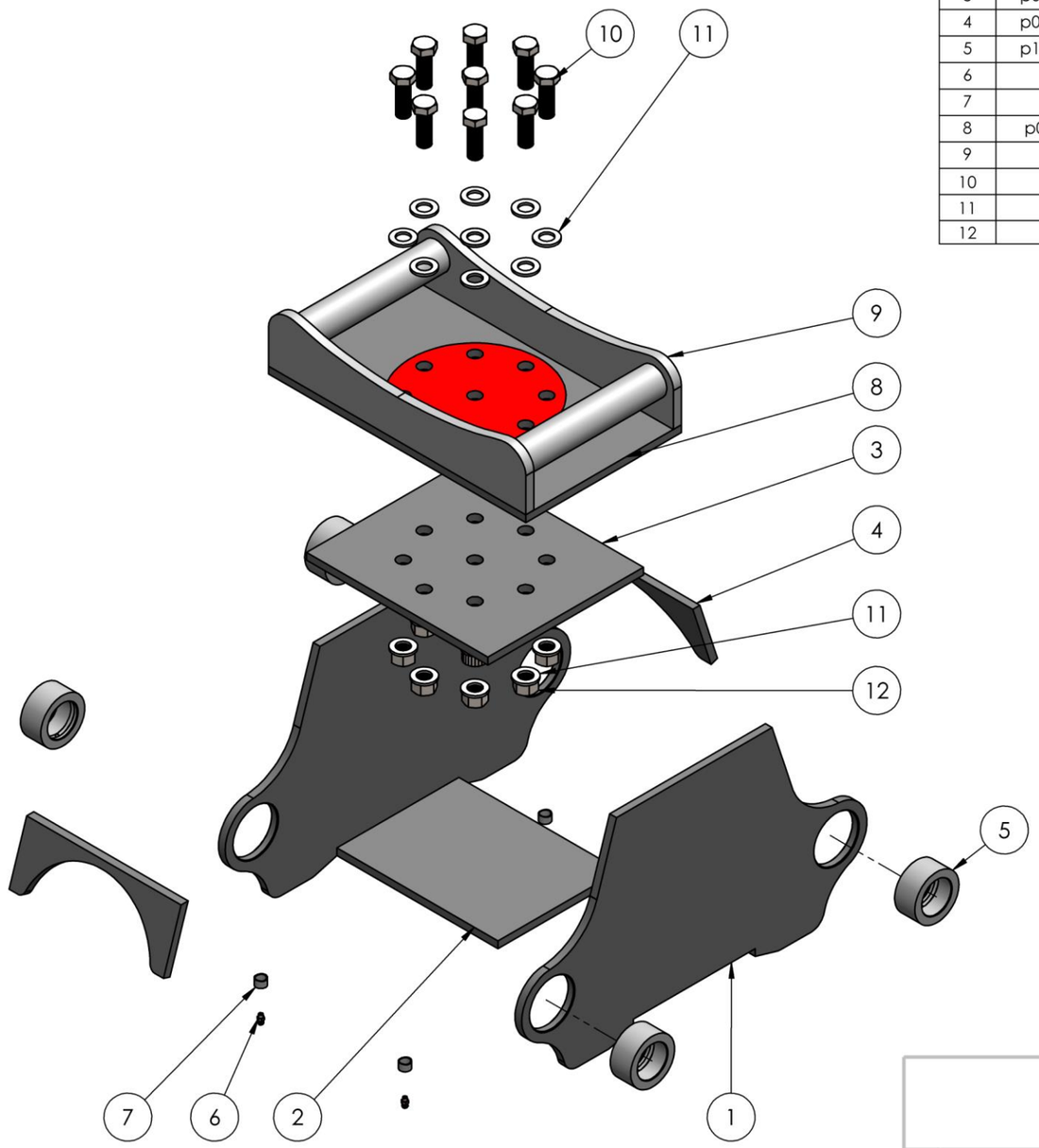





**SolidWorks Student Edition.**
**For Academic Use Only.**

| Osa | Koodi | Nimitys | Standardi | Muoto/mitat | Lujuusluokka | Materiaali | Kpl |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | | Läpireiällinen liukulaakeri | | 40x44x30 | | Tinapronssi | 4 |
| 2 | | Akselin lukituslaippa | | | | | 3 |
| 3 | | Sovitelaatta | DIN 988 | 40x50x0,5-1,0 Shim | | | 8 |
| 4 | | Sovitelaatta | DIN 988 | 30x42x0,5-1,0 Shim | | | 10 |
| 5 | | Runko | | | | | 1 |
| 6 | | Leuka, leveä | | | | | 1 |
| 7 | | Leuka, kapea | | | | | 1 |
| 8 | p19 | Kapean leuan akselitappi | | Ø30x206 | | | 1 |
| 9 | p13 | Saranatappi, leveä leuka | | Ø40x107 | | | 2 |
| 10 | p15 | Saranatappi, kapea leuka | | Ø40x107 | | | 2 |
| 11 | | Reaktiotanko | | | | | 2 |
| 12 | p20 | Reaktiotangon akselitappi | | Ø30x52 | | | 2 |
| 13 | | Kuusioruuvi | DIN 931 | M8x80 | 8.8 | | 4 |
| 14 | | Aluslaatta | DIN 125 | M8 | 8 / 8.8 | | 4 |
| 15 | | Lukitusmutteri | DIN 985 | M8 | 8 / 8.8 | | 4 |
| 16 | | Kuusioruuvi, lukituslaippa | DIN 933 | M8x25 | 8.8 | | 3 |
| 17 | | Kuusiomutteri, lukituslaippa | DIN 934 | M8 | 8 / 8.8 | | 3 |

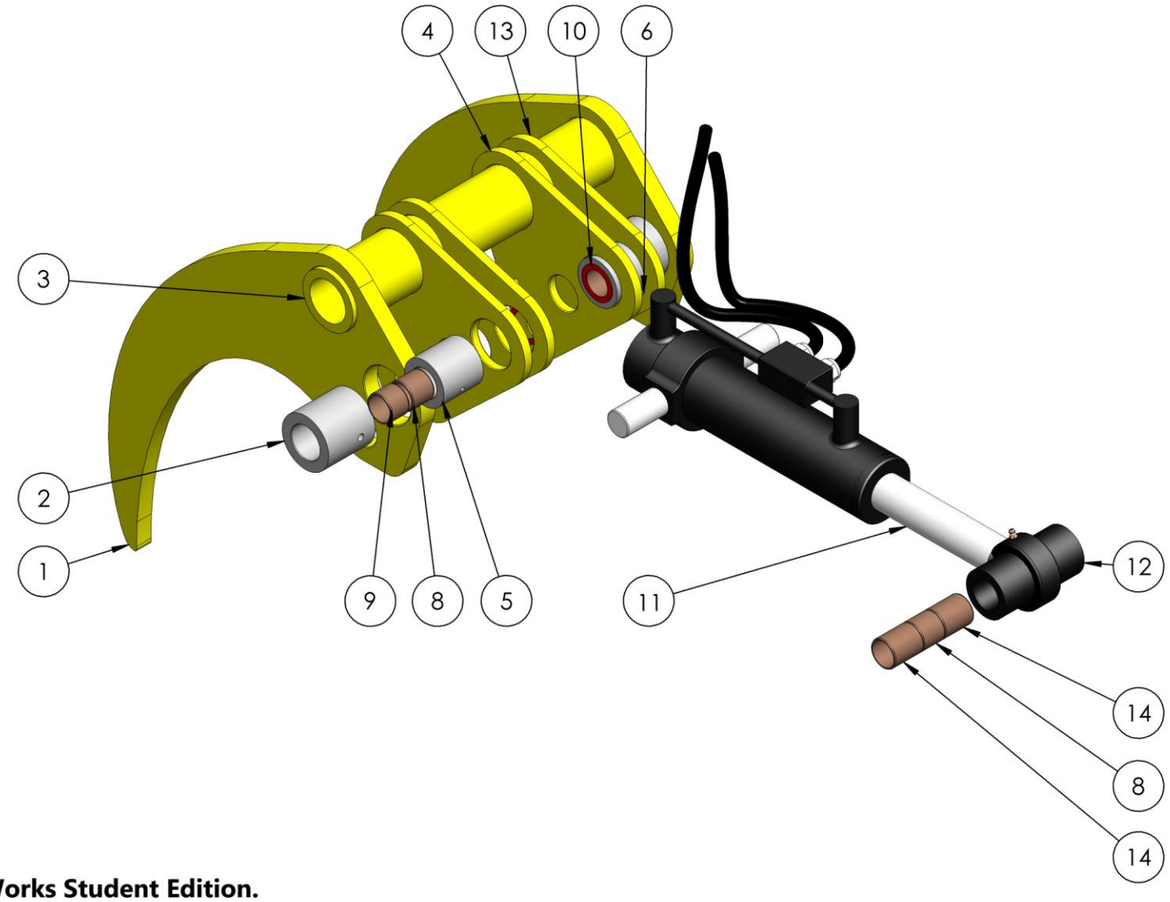
| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | **Kappalemäärä** | **Yleistoleranssit** | |
| | | | | **Nimitys**<br>Kaivinkoneen yleiskahmari<br>Pääkokoonpano, räjäytyskuva | |
| | **Nimi** | **Pvm** | **Materiaali** | **Numero/koodi** | **A3** |
| Piirt. | TPI | 10.5.2015 | | | |
| Tark. | | | | | |
| Hyv. | | | **Massa** 140 kg | **Mittakaava: 1:10** | **1 / 1** |

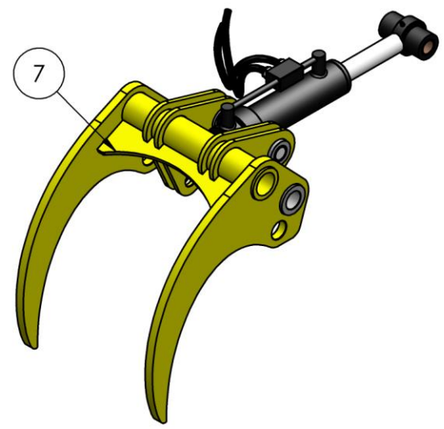



| Osa | Koodi | Nimitys | Standardi | Muoto/mitat | Lujuusluokka | Materiaali | Kpl |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | p01 | Rungon poskilevy | | | | Durostat 400 | 2 |
| 2 | p02 | Rungon pohja | | 248x180x10 | | Durostat 400 | 1 |
| 3 | p03 | Rungon katto | | 268x230x10 | | Durostat 400 | 1 |
| 4 | p04 | Rungon päätylappu | | | | Durostat 400 | 2 |
| 5 | p12 | Rungon saranaholkki | | Ø65x30 | | | 4 |
| 6 | | Rasvanippa, suora | | M6 | | | 4 |
| 7 | | Rasvanipan suojus | | | | | 4 |
| 8 | p09 | Hymas S40 pohja | | 380x230x10 | | Durostat 400 | 1 |
| 9 | | Hymas S40 sovite | | | | | 1 |
| 10 | | Kuusioruuvi | DIN 933 | M16x45 | 10.9 | | 9 |
| 11 | | Aluslaatta | DIN 6916 | M16 | 10 / 10.9 | | 18 |
| 12 | | Kuusiomutteri | DIN 934 | M16 | 10 / 10.9 | | 9 |

**SolidWorks Student Edition.**
**For Academic Use Only.**

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | **Kappalemäärä** | **Yleistoleranssit** | |
| | | | | **Nimitys**<br>Runko<br>Osakokoonpano, räjäytyskuva | |
| | **Nimi** | **Pvm** | **Materiaali** | **Numero/koodi** | **A3** |
| Piirt. | TPi | 10.5.2015 | | | |
| Tark. | | | | | |
| Hyv. | | | **Massa** 41,5 kg | **Mittakaava: 1:5** | **1 / 1** |

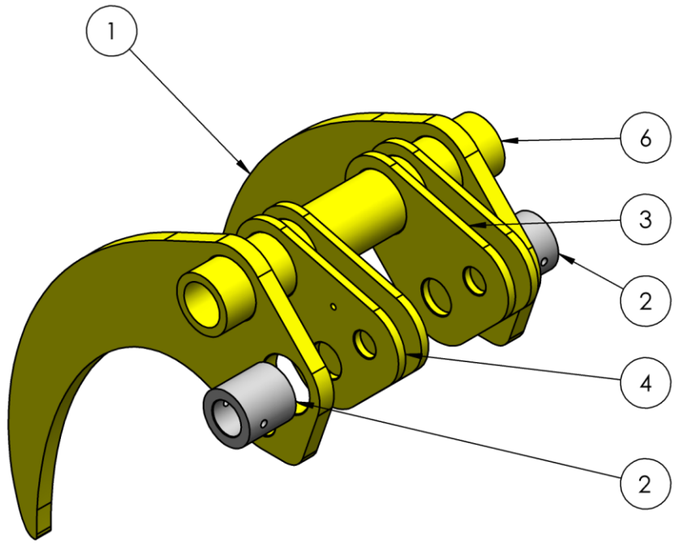


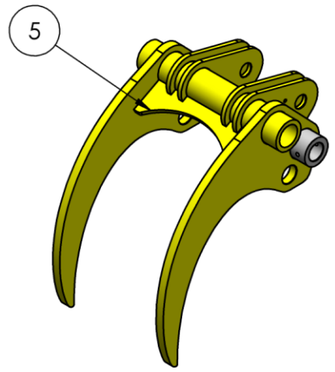




**SolidWorks Student Edition.**
**For Academic Use Only.**

| Osa | Koodi | Nimitys | Standardi | Muoto/mitat | Materiaali | Kpl |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | p10 | Leuan poskilevy | | | Durostat 400 | 2 |
| 2 | p16 | Leuan saranaholkki | | Ø65x65 | | 2 |
| 3 | p14 | Leukojen ainesputki | | Ø70x390 | | 1 |
| 4 | p05 | Leveä kiinnike, lukitusreiällä | | | Durostat 400 | 2 |
| 5 | p18 | Hydraulisylinterin kauluksen holkki | | Ø55x55 | | 2 |
| 6 | | Rasvanippa, suora | | M6 | | 2 |
| 7 | p06 | Leveän leuan lappu | | | Durostat 400 | 1 |
| 8 | | Läpireiällinen liukulaakeri | | 30x34x30 | Tinapronssi | 3 |
| 9 | | Läpireiällinen liukulaakeri | | 30x34x25 | Tinapronssi | 2 |
| 10 | | Sovitelaatta | DIN 988 | 30x42x0,5-1,0 | | 2 |
| 11 | | Hydraulisylinteri | | 63/40x220 | | 1 |
| 12 | p17 | Hydraulisylinterin varren holkki | | Ø55x110 | | 1 |
| 13 | p05 | Leveä kiinnike | | | Durostat 400 | 2 |
| 14 | | Läpireiällinen liukulaakeri | | 30x34x40 | Tinapronssi | 2 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | Kappalemäärä | Yleistoleranssit | |
| | | | | Nimitys<br>Leuka, leveä<br>Osakokoonpano, räjäytyskuva | |
| | Nimi | Pvm | Materiaali | Numero/koodi | A3 |
| Piirt. | TPj | 6.5.2015 | | | |
| Tark. | | | | | |
| Hyv. | | | Massa 48,6 kg | Mittakaava: 1:5 | 1 / 1 |

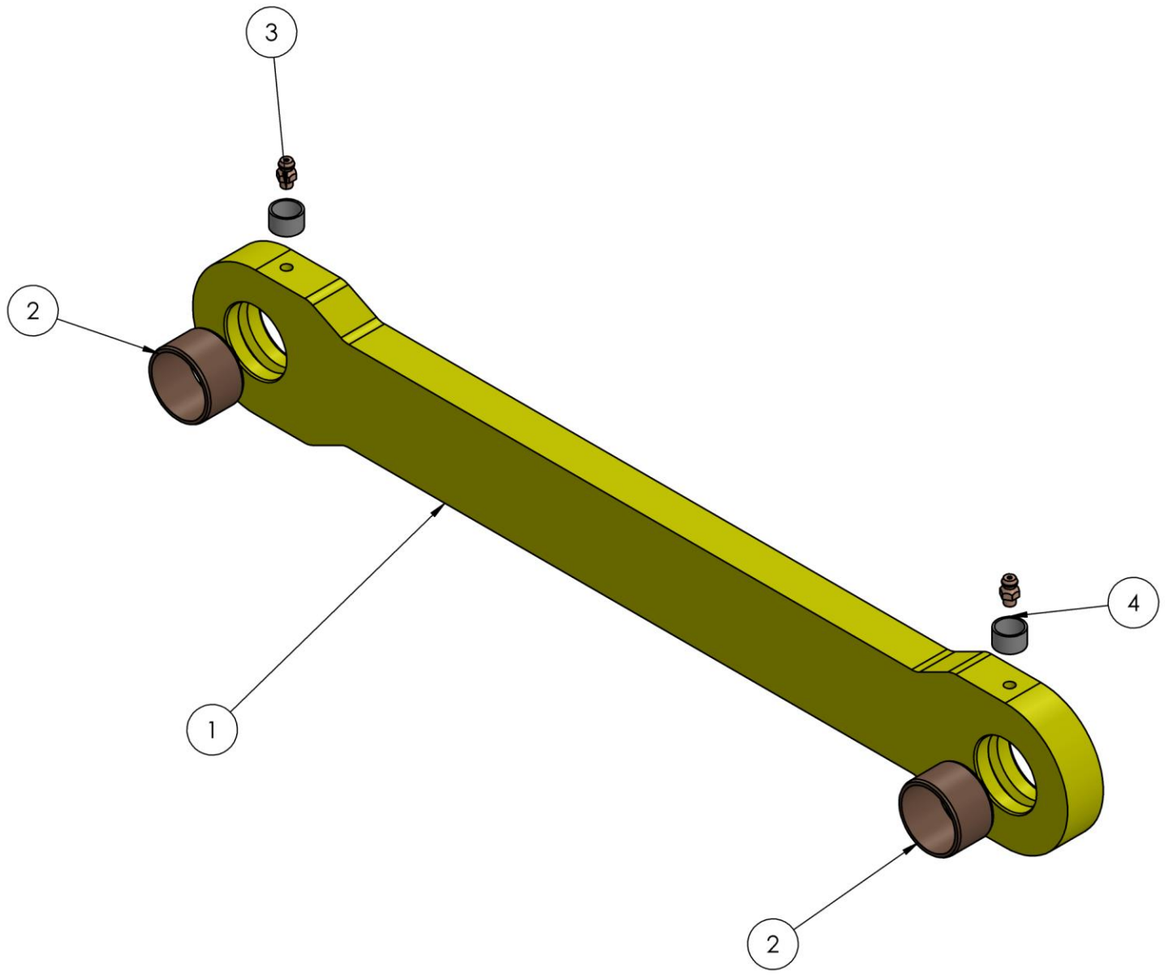


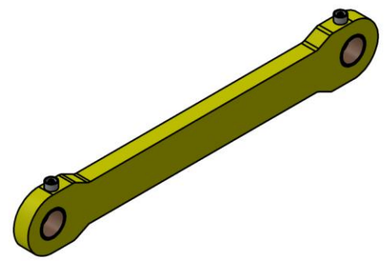




**SolidWorks Student Edition.**
**For Academic Use Only.**

| Osa | Koodi | Nimitys | Muoto/mitat | Materiaali | Kpl |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | p10 | Leuan poskilevy | | Durostat 400 | 2 |
| 2 | p16 | Leuan saranaholkki | Ø65x65 | | 2 |
| 3 | p08 | Kapea kiinnike | | Durostat 400 | 3 |
| 4 | p08 | Kapea kiinnike, lukitusreiällä | | Durostat 400 | 1 |
| 5 | p07 | Kapean leuan lappu | | Durostat 400 | 1 |
| 6 | p14 | Leukojen ainesputki | Ø70x390 | | 1 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | **Kappalemäärä** | **Yleistoleranssit** | |
| | | | | **Nimitys**<br>Leuka, kapea<br>Osakokoonpano, räjäytyskuva | |
| | **Nimi** | **Pvm** | **Materiaali** | **Numero/koodi** | **A3** |
| Piirt. | TPi | 10.5.2015 | | | |
| Tark. | | | | | |
| Hyv. | | | **Massa** 34,4 kg | **Mittakaava: 1:5** | 1 / 1 |

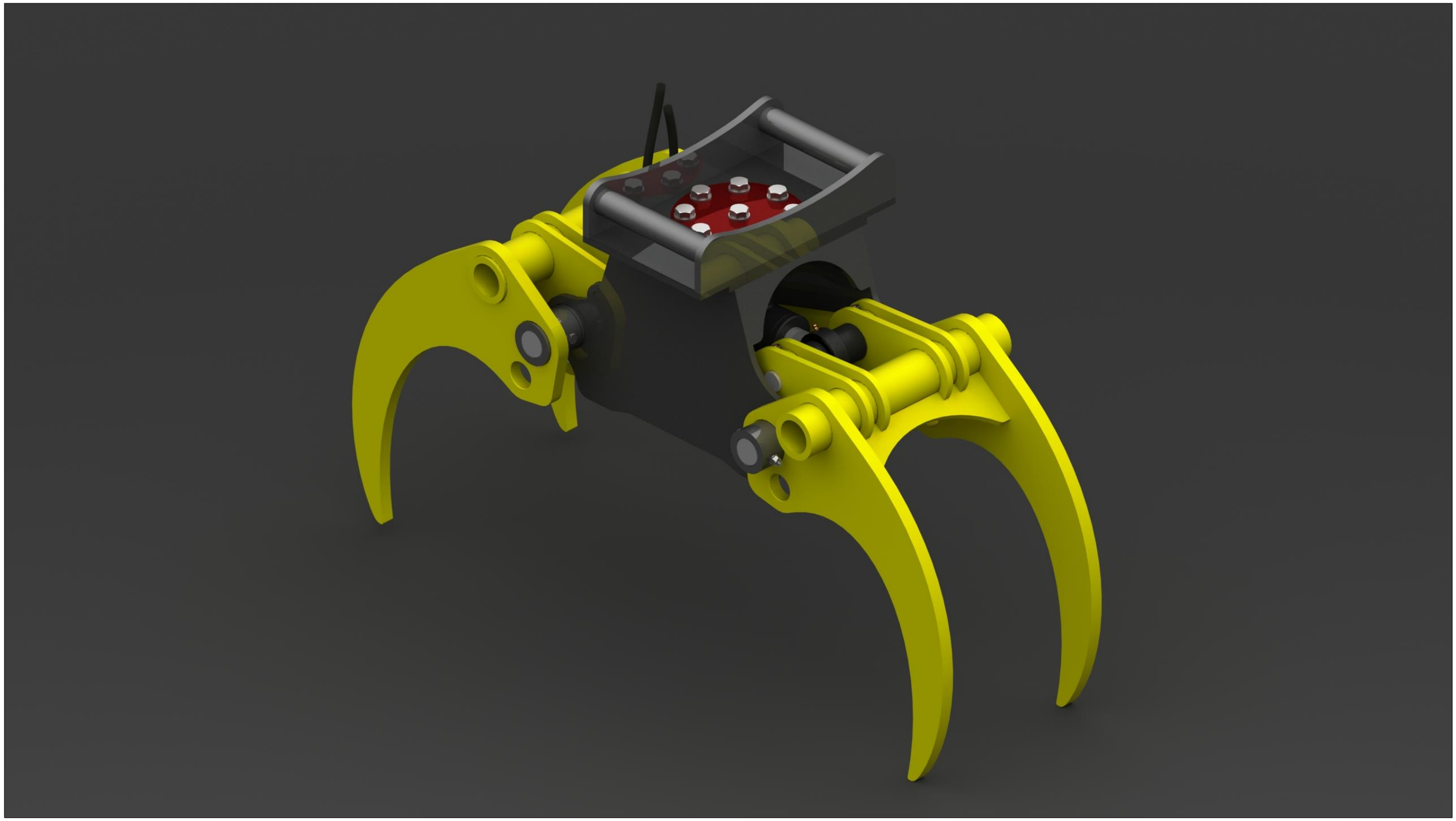


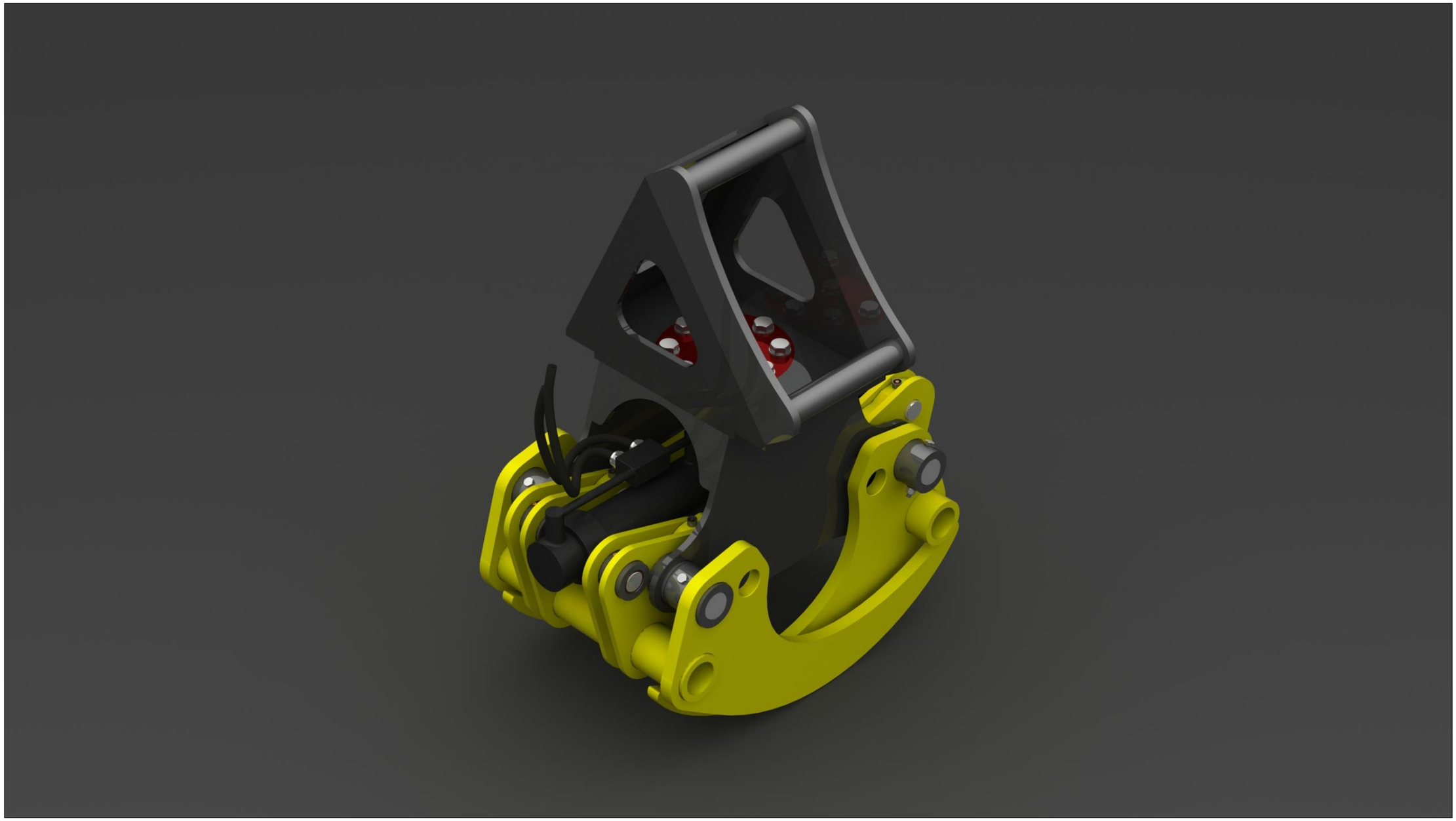



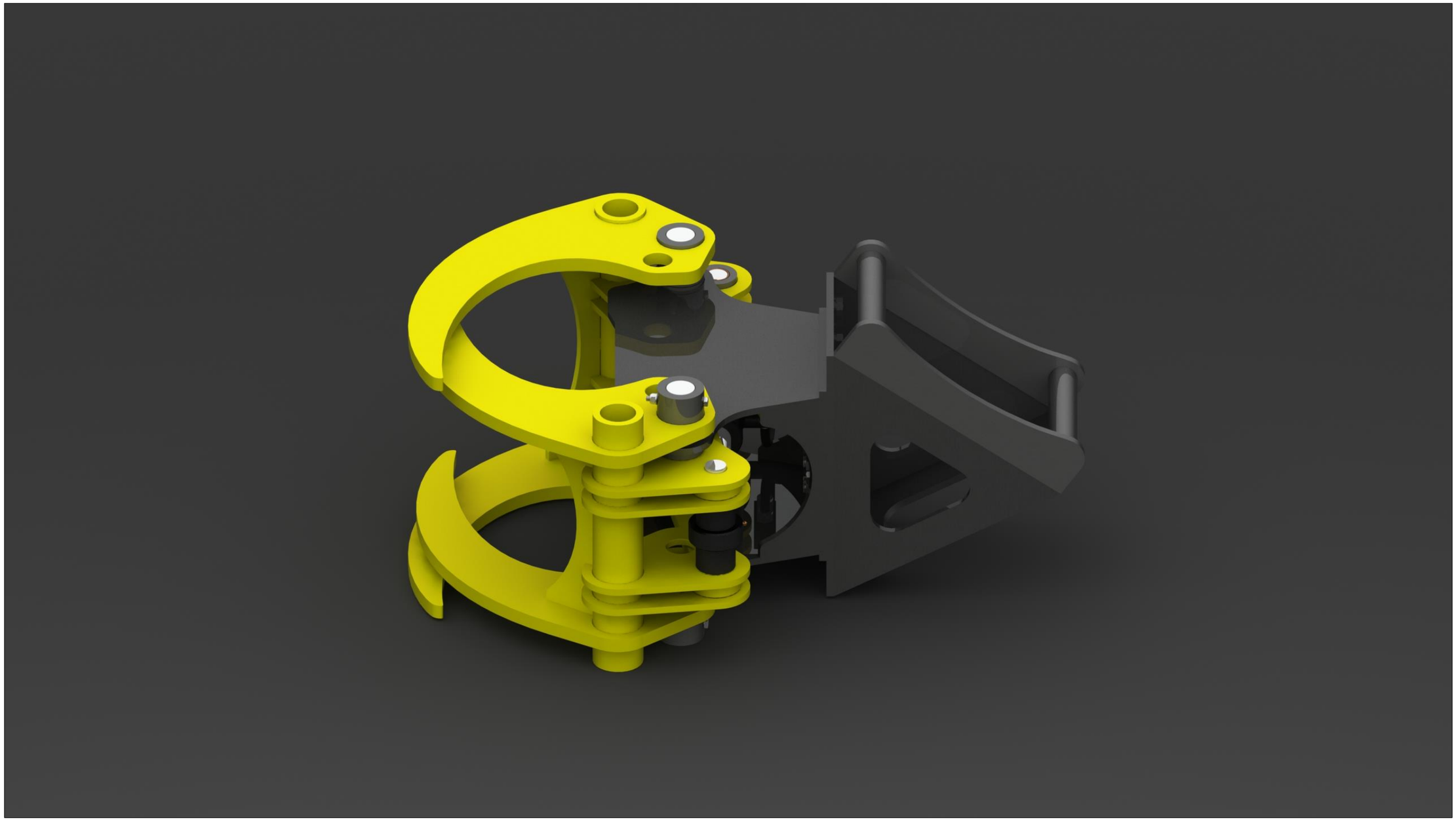
**SolidWorks Student Edition.**
**For Academic Use Only.**

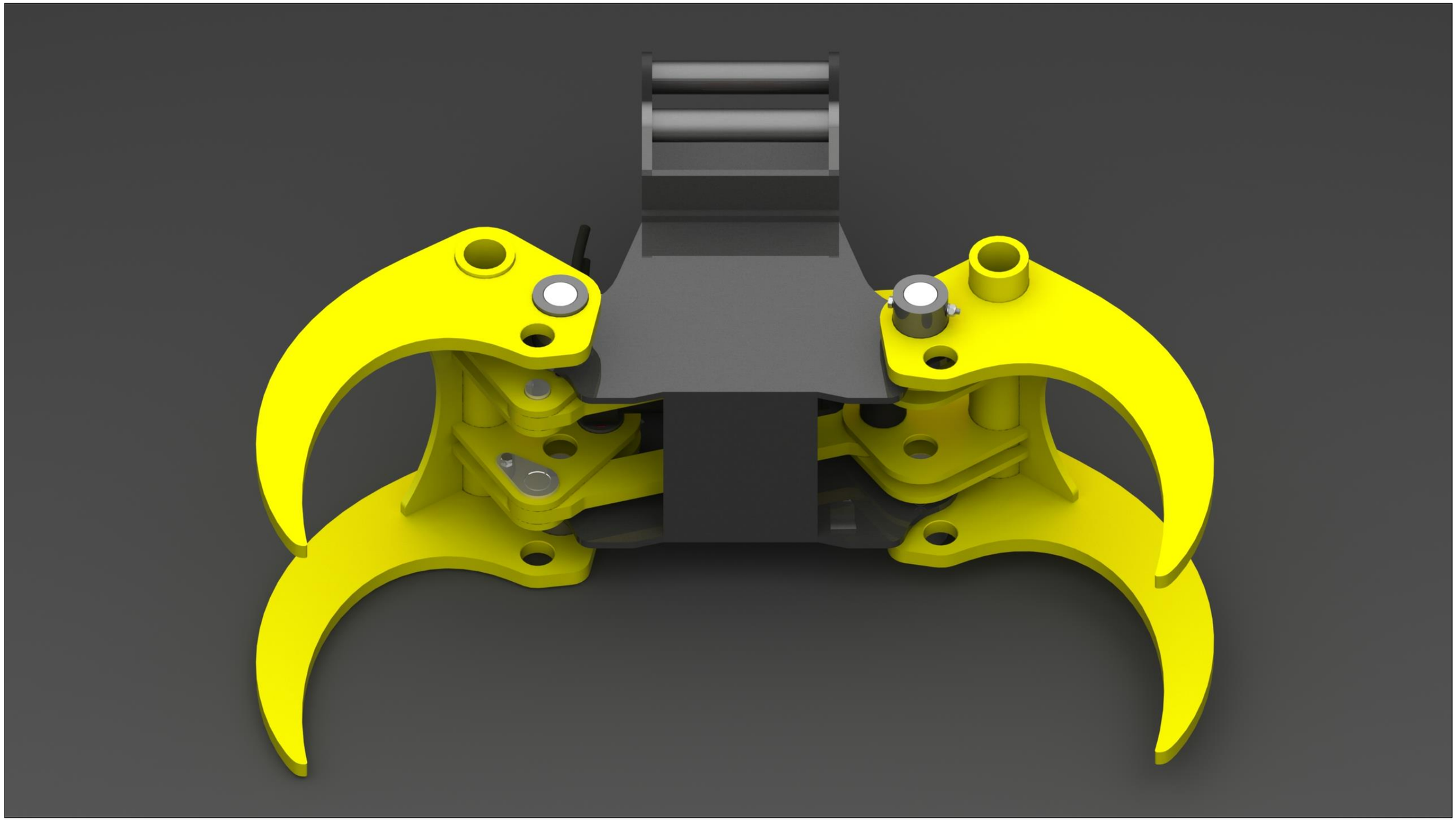
| Osa | Koodi | Nimitys | Muoto/mitat | Materiaali | Kpl |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | p11 | Reaktiotanko | | Durostat 400 | 1 |
| 2 | | Läpireiällinen liukulaakeri | 30x34x20 | Tinapronssi | 2 |
| 3 | | Rasvanippa, suora | M6 | | 2 |
| 4 | | Rasvanipan suojus | | | 2 |

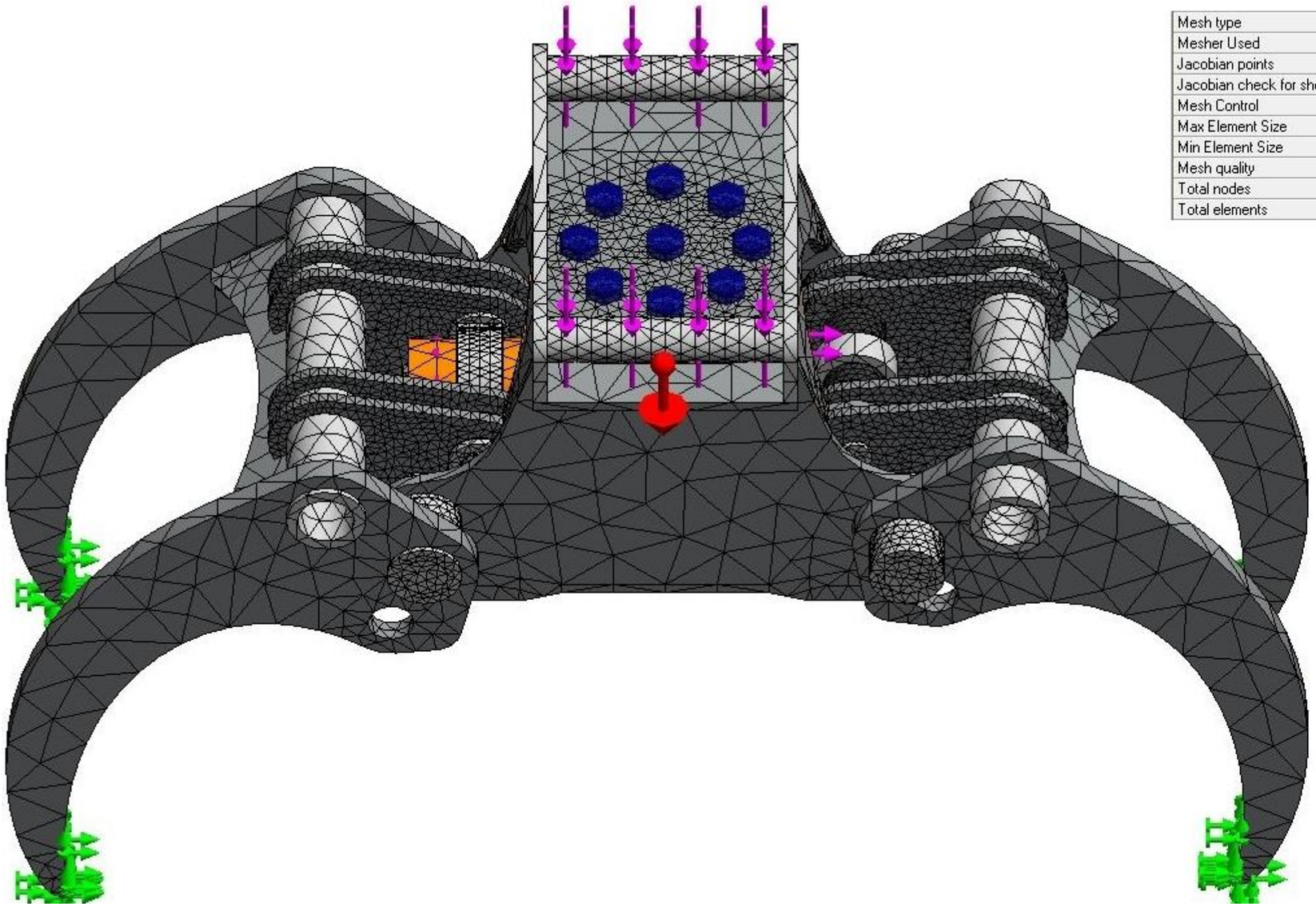
| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| | | | **Kappalemäärä** 2 kpl | **Yleistoleranssit** |
| | | | | **Nimitys**<br>Reaktiotanko<br>Osakokoonpano, räjätyskuva |
| | **Nimi** | **Pvm** | **Materiaali** | **Numero/koodi** |
| Piirt. | TPI | 6.5.2015 | | **A3** |
| Tark. | | | | |
| Hyv. | | | **Massa** 3,9 kg | **Mittakaava: 1:2** 1 / 1 |



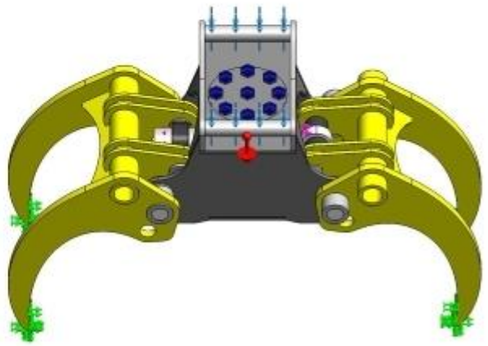


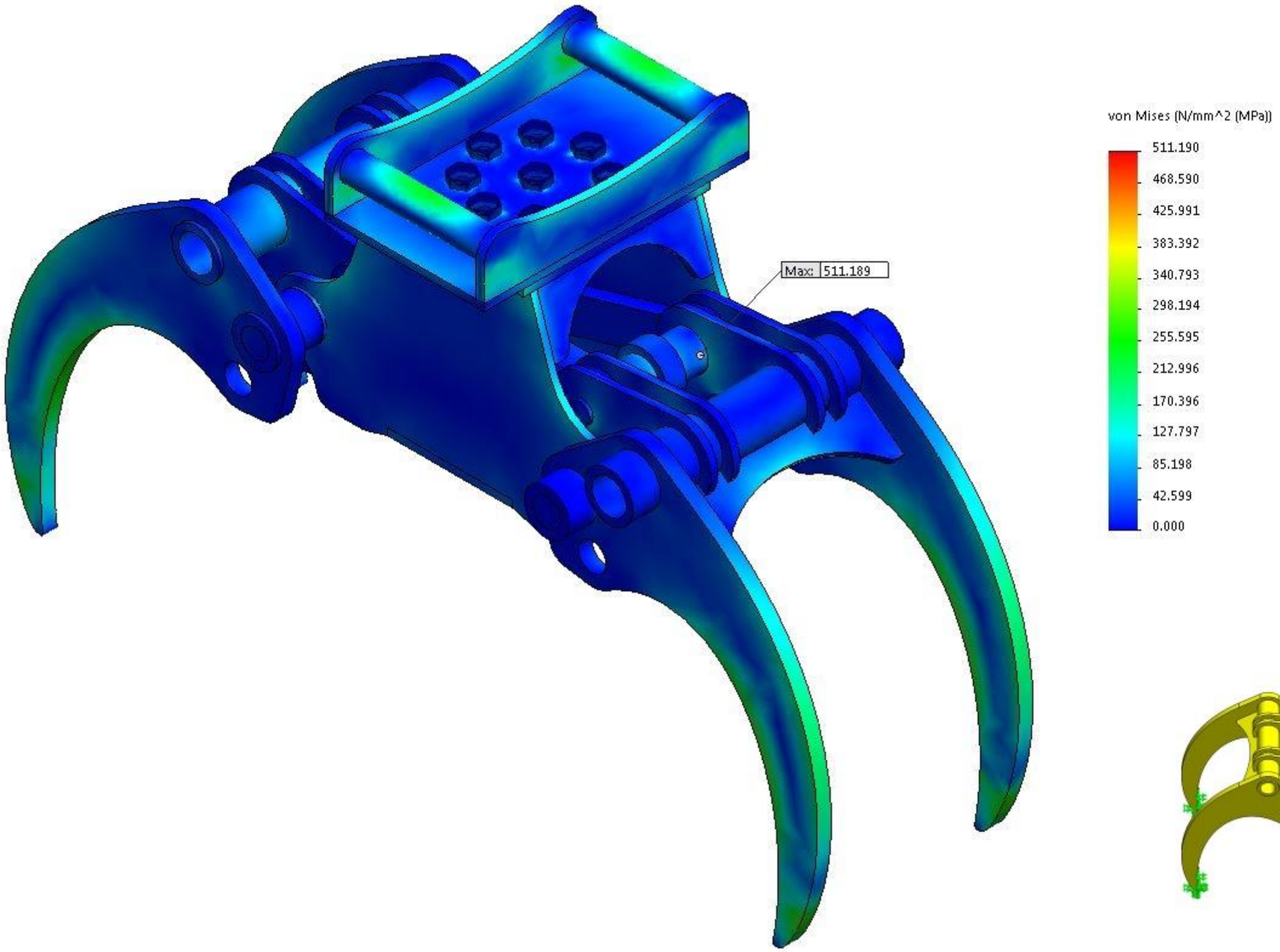


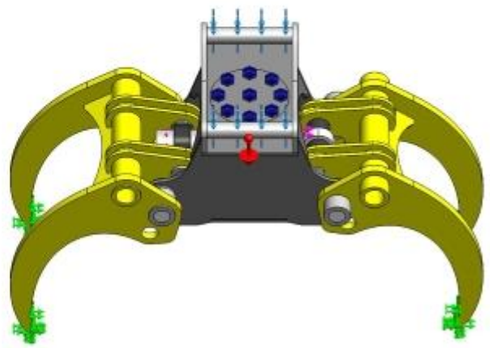


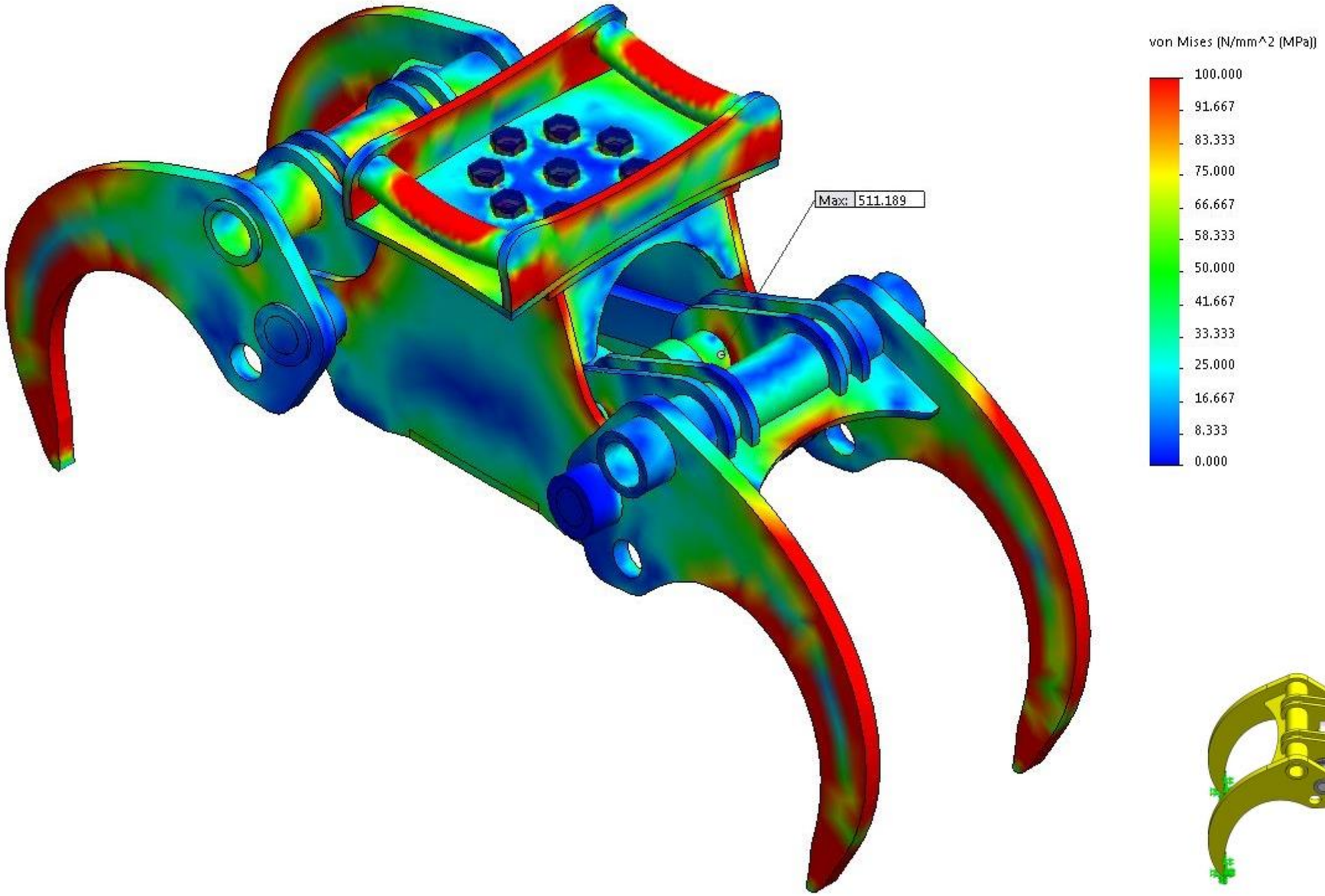


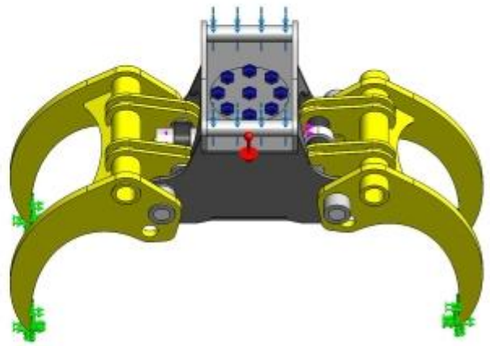
| | |
|---|---|
| Mesh type | Mixed Mesh |
| Mesher Used | Curvature based mesh |
| Jacobian points | 29 points |
| Jacobian check for shell | On |
| Mesh Control | Defined |
| Max Element Size | 50 mm |
| Min Element Size | 10 mm |
| Mesh quality | High |
| Total nodes | 111329 |
| Total elements | 57948 |

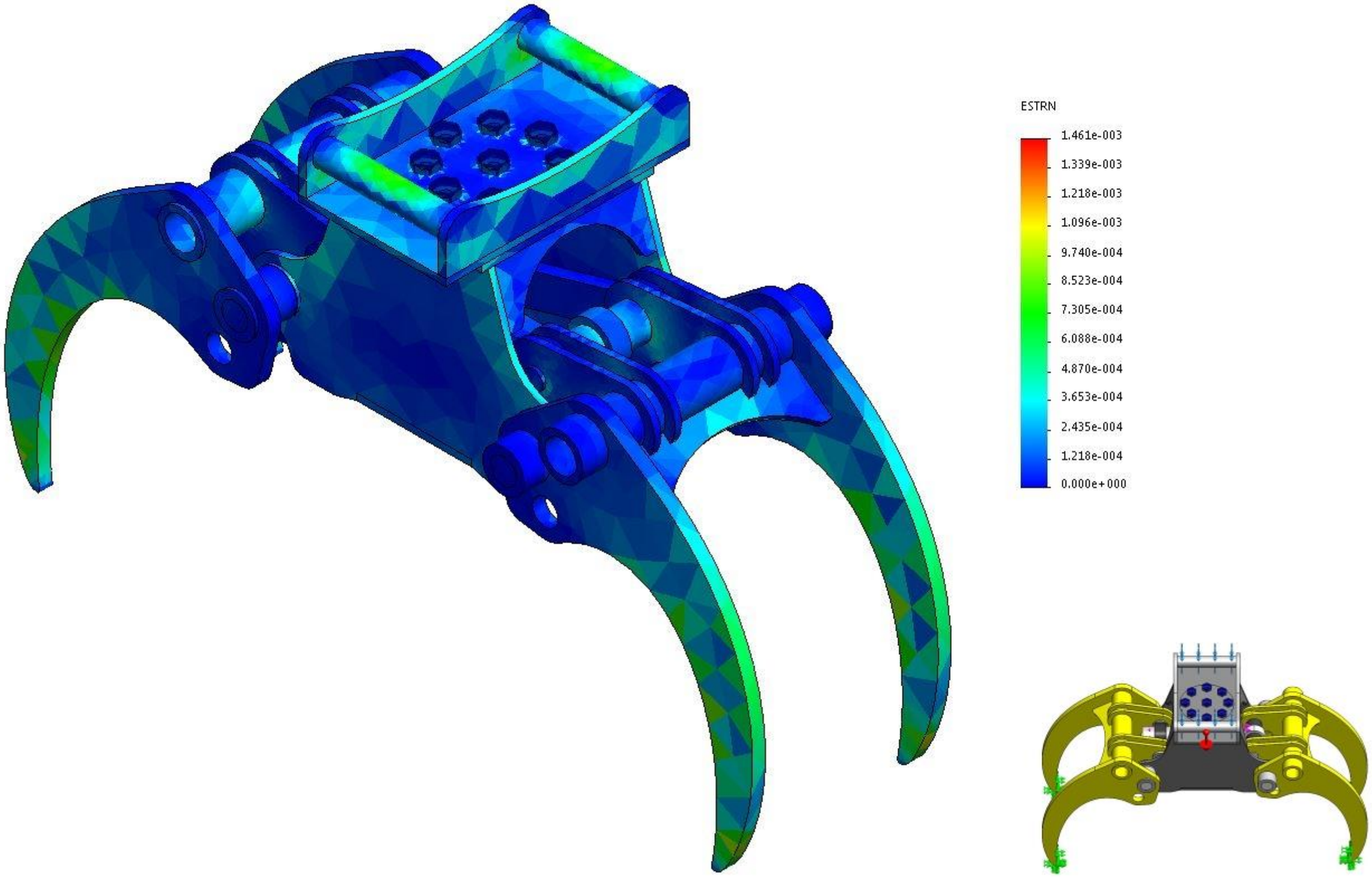


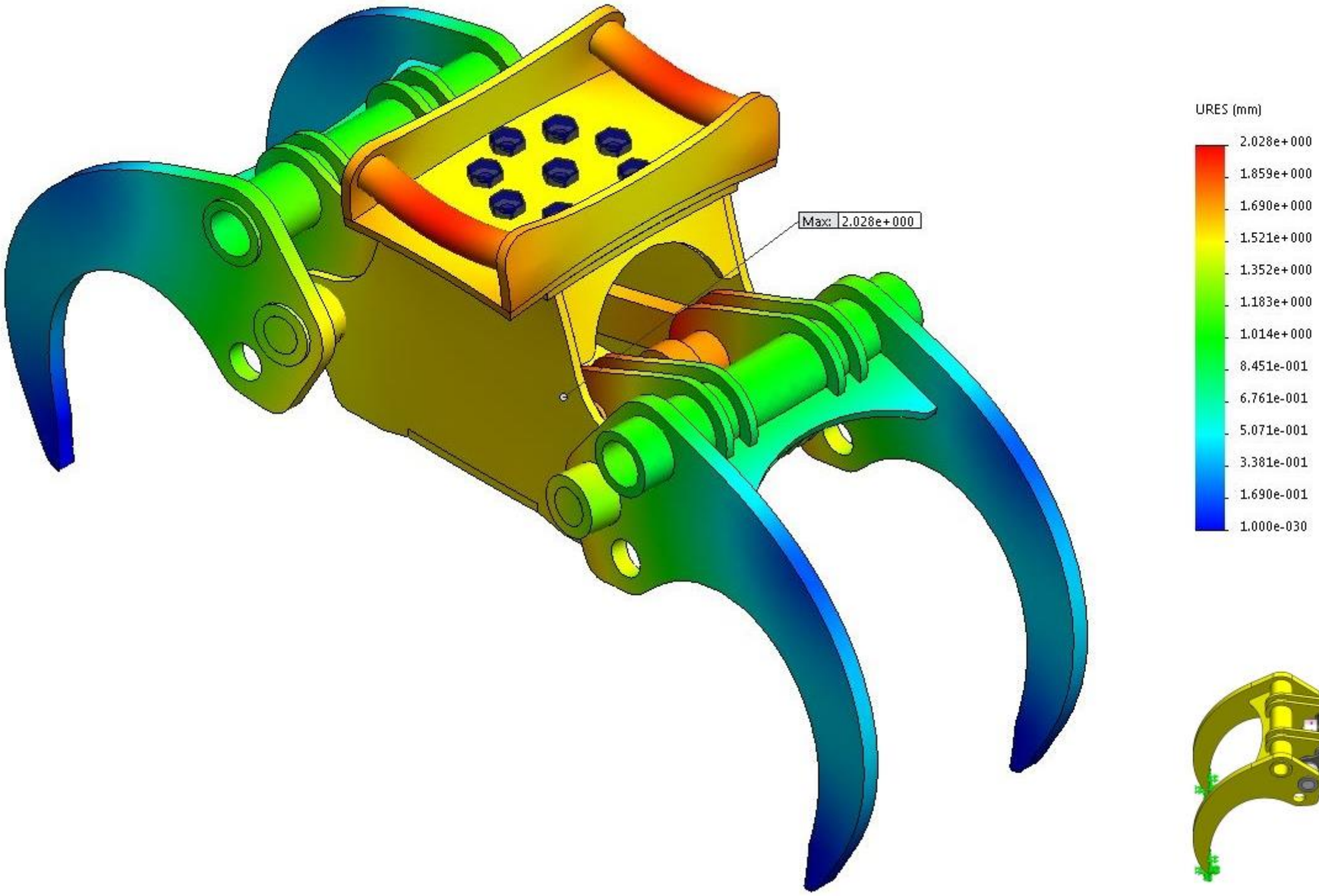

Max: 511.189
von Mises (N/mm^2 (MPa))
511.190
468.590
425.991
383.392
340.793
298.194
255.595
212.996
170.396
127.797
85.198
42.599
0.000

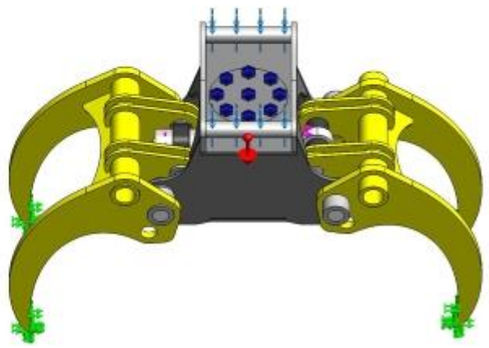


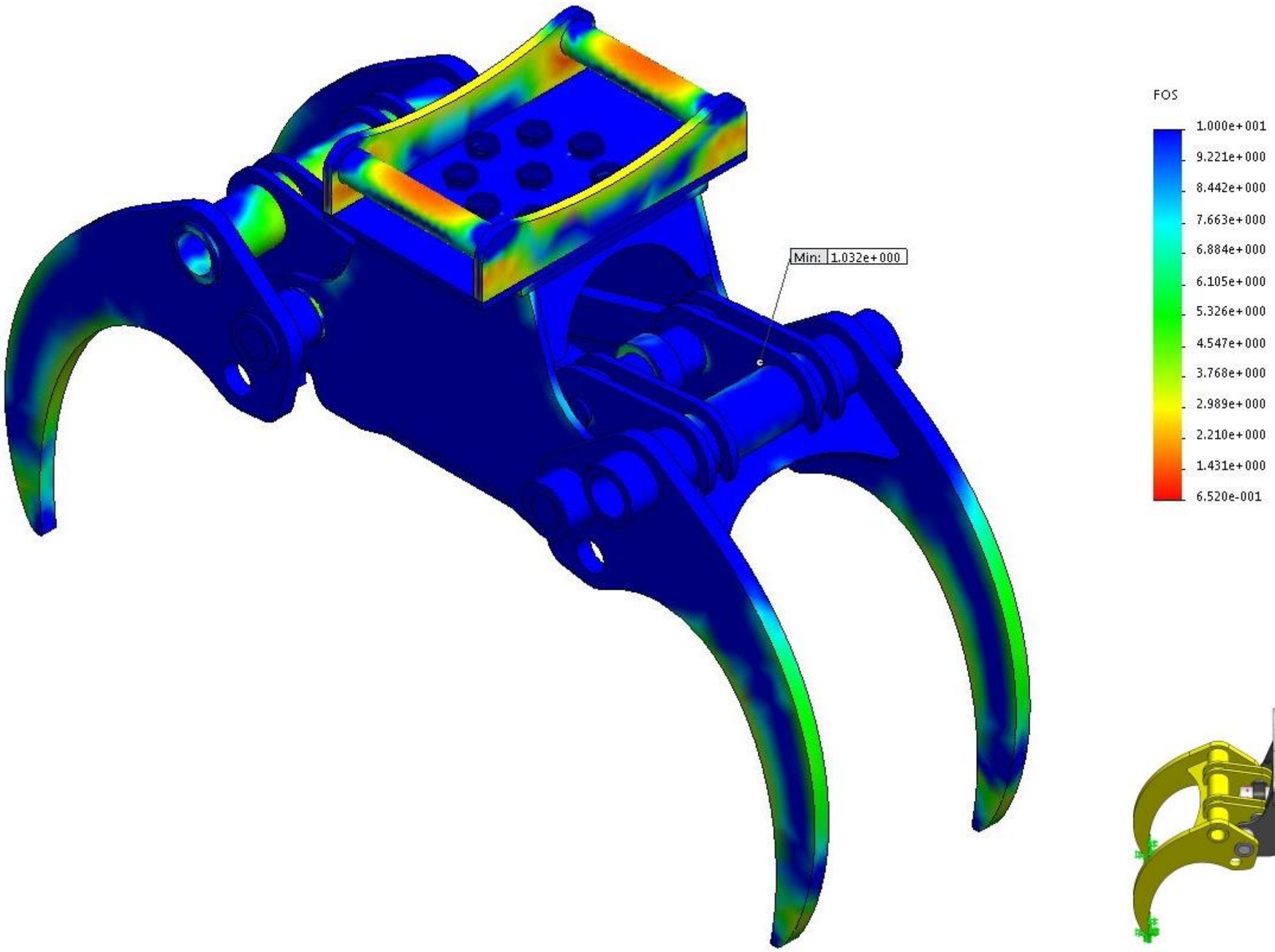

Max: 511.189
von Mises (N/mm^2 (MPa))
100.000
91.667
83.333
75.000
66.667
58.333
50.000
41.667
33.333
25.000
16.667
8.333
0.000

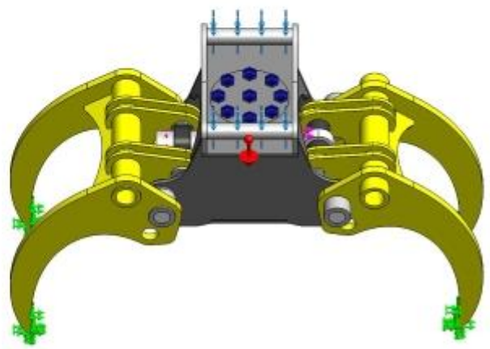


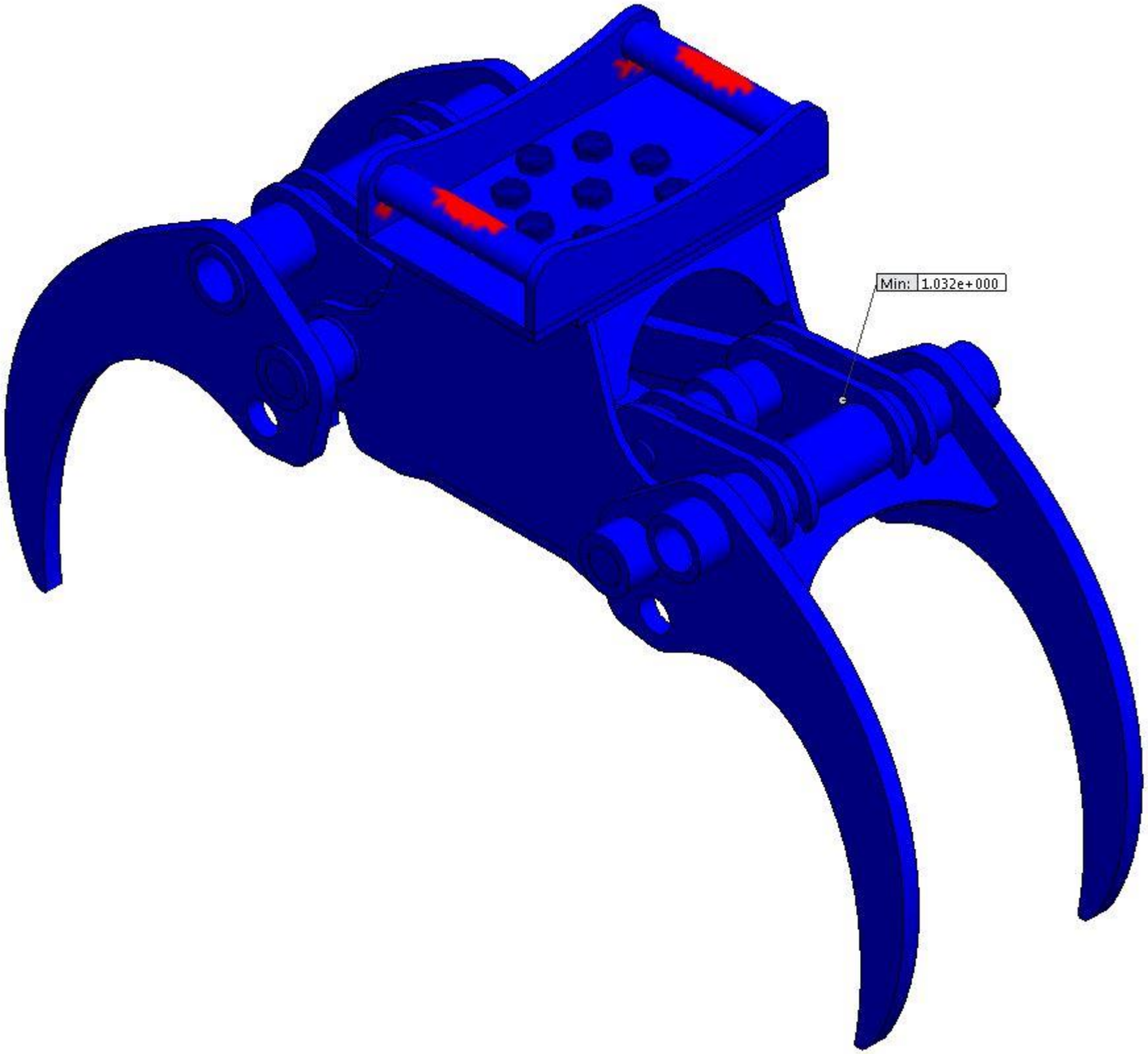

ESTRN
1.461e-003
1.339e-003
1.218e-003
1.096e-003
9.740e-004
8.523e-004
7.305e-004
6.088e-004
4.870e-004
3.653e-004
2.435e-004
1.218e-004
0.000e+000

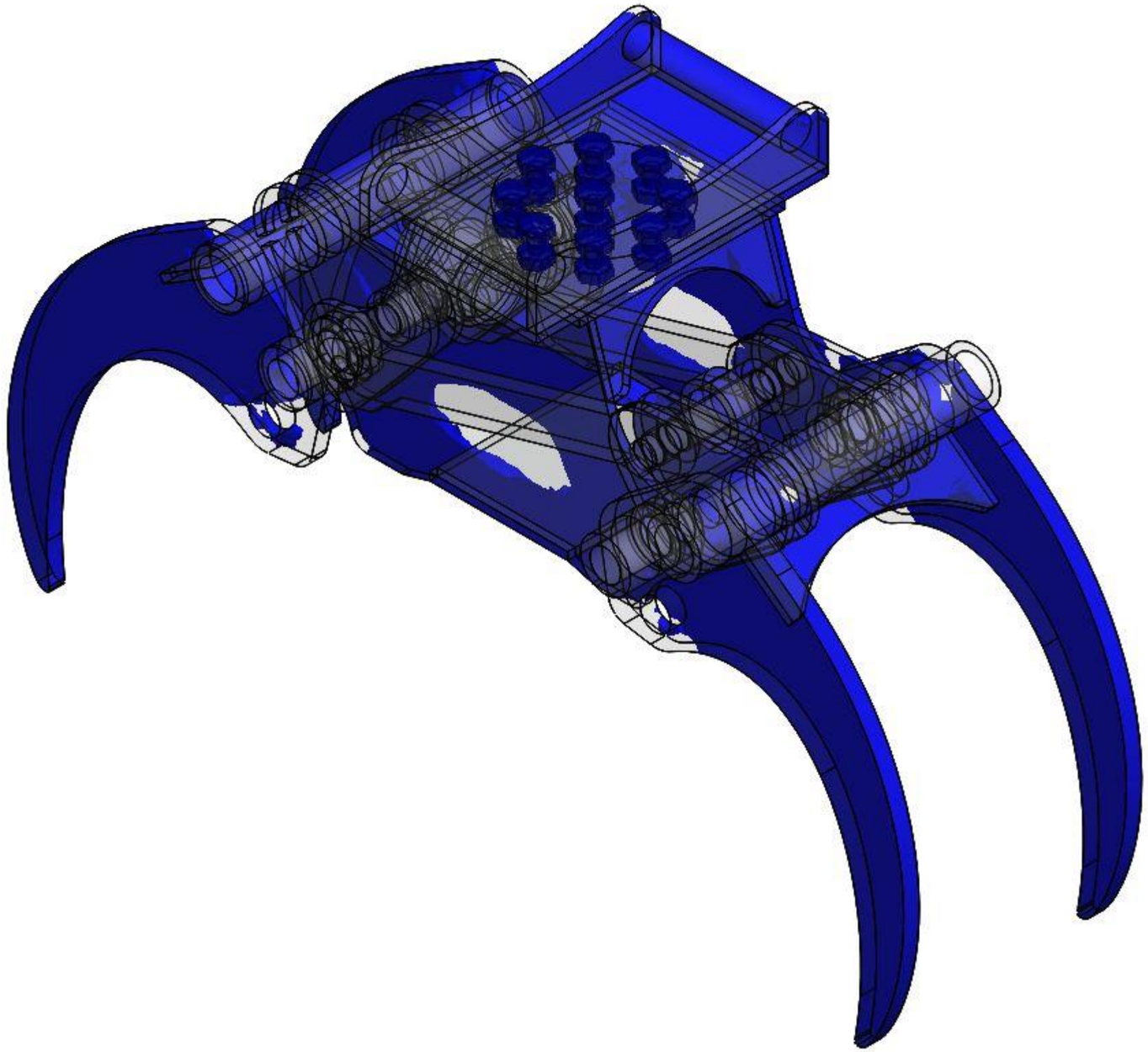

Max: 2.028e+000
URES (mm)
2.028e+000
1.859e+000
1.690e+000
1.521e+000
1.352e+000
1.183e+000
1.014e+000
8.451e-001
6.761e-001
5.071e-001
3.381e-001
1.690e-001
1.000e-030

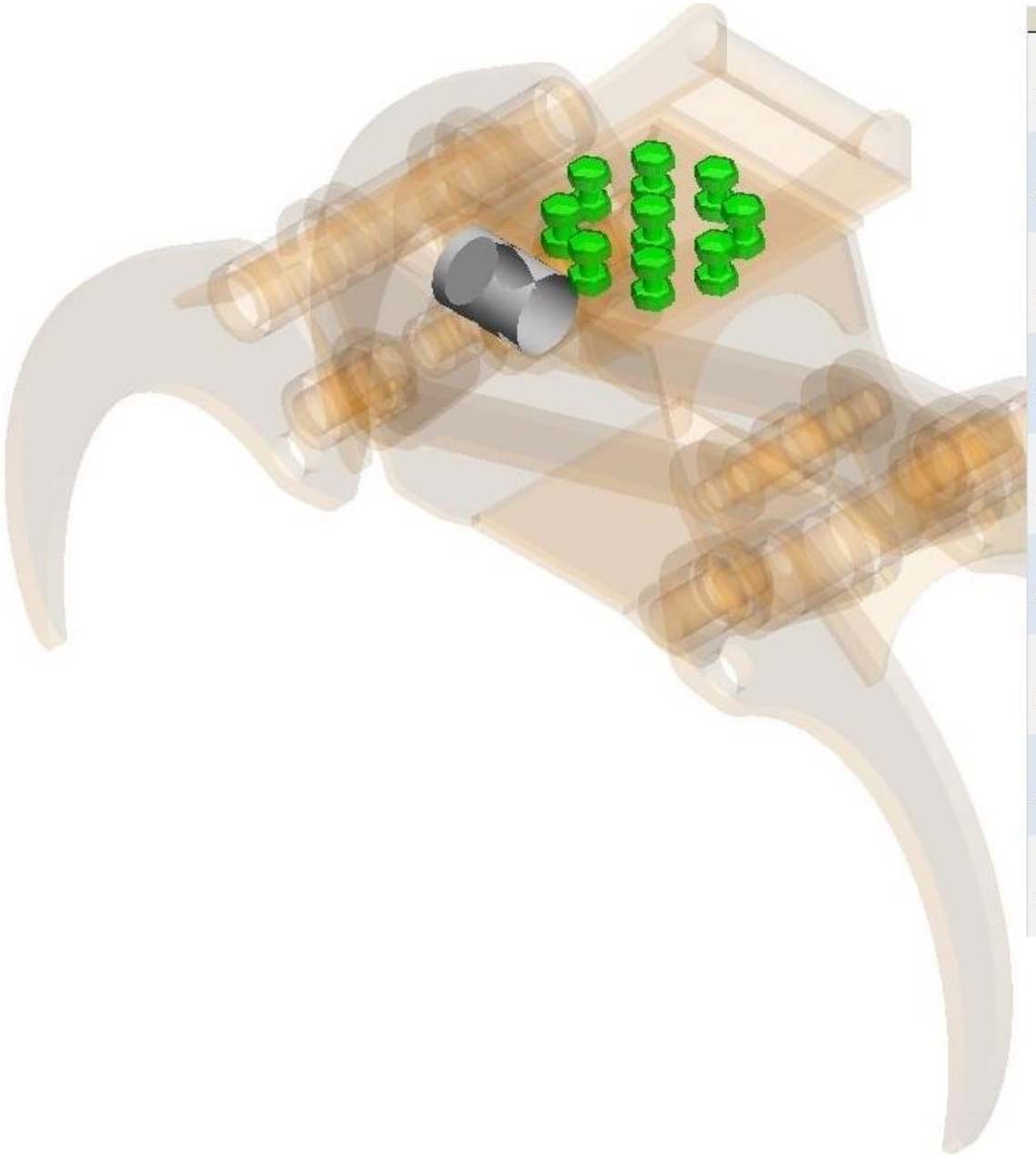



Min: 1.032e+000
FOS
1.000e+001
9.221e+000
8.442e+000
7.663e+000
6.884e+000
6.105e+000
5.326e+000
4.547e+000
3.768e+000
2.989e+000
2.210e+000
1.431e+000
6.520e-001

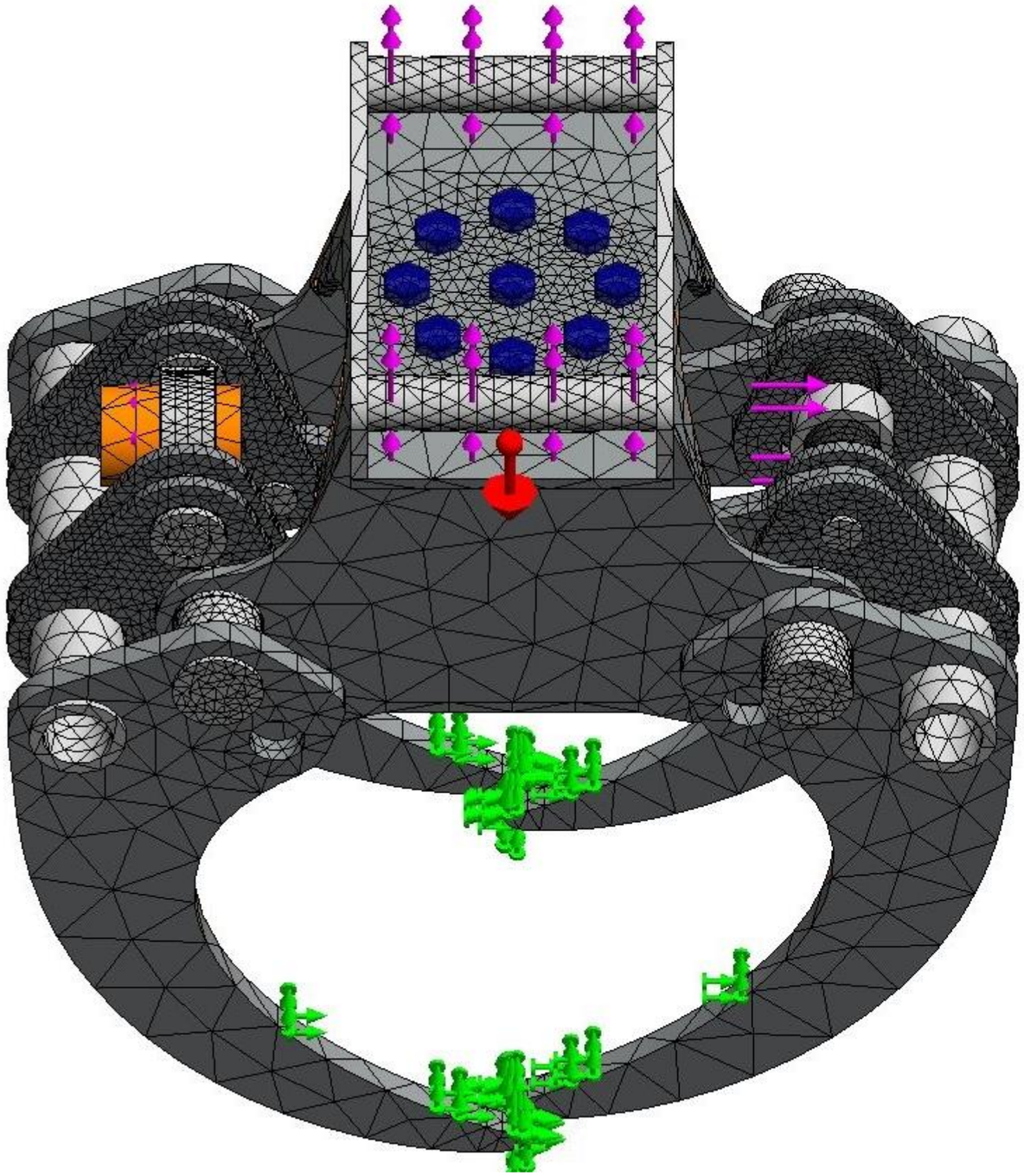



Min: 1.032e+000

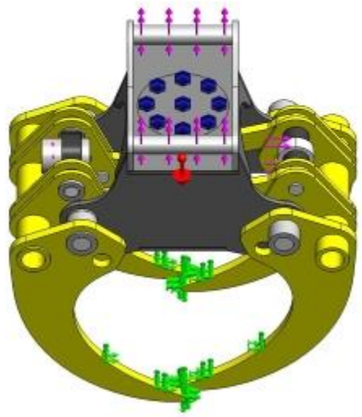


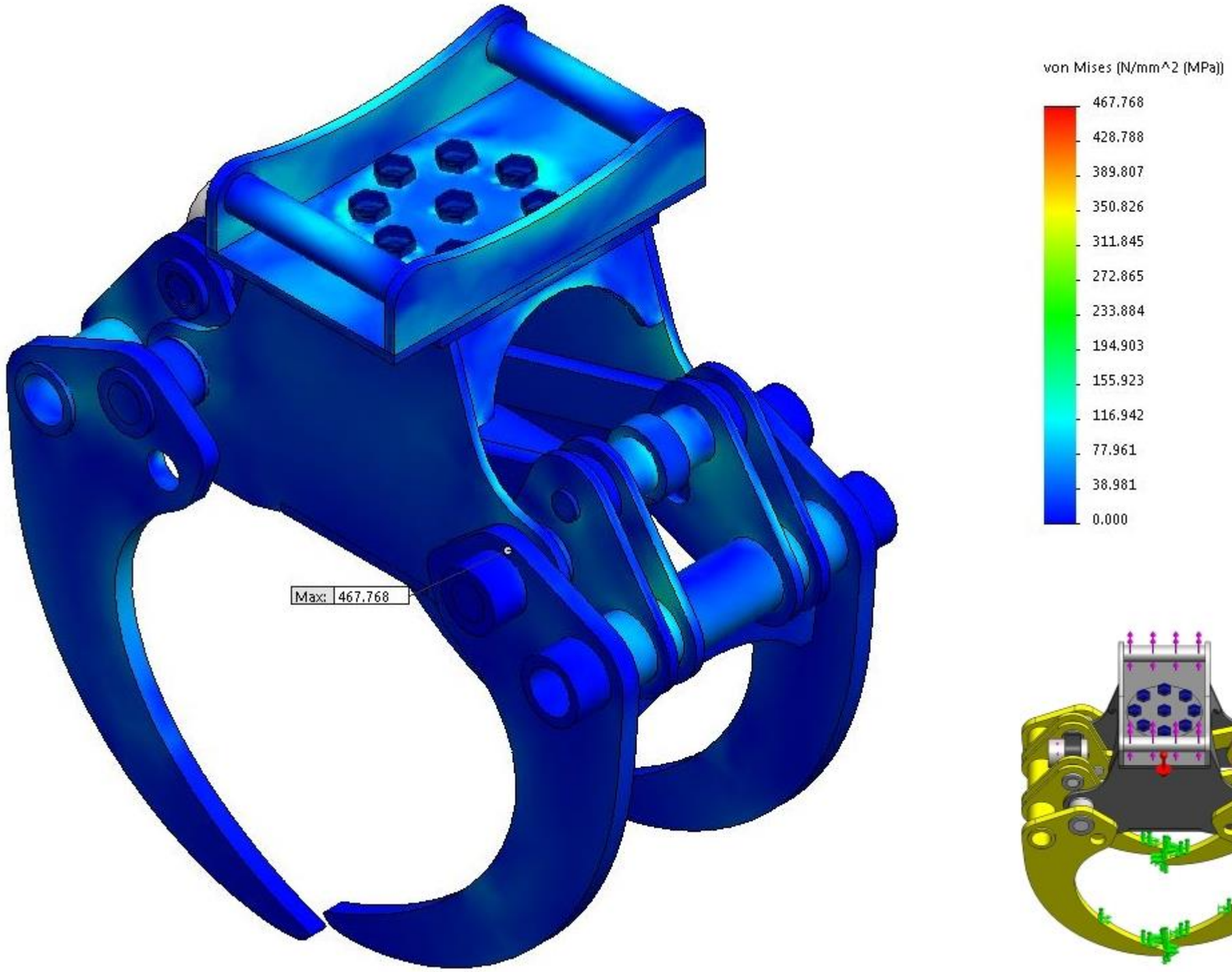


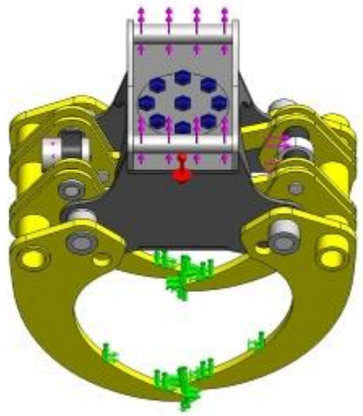
| Type | X-Component | Y-Component | Z-Component | Resultant | Connector |
|---|---|---|---|---|---|
| Shear Force (N) | -170,7 | 0 | -130,37 | 214,79 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Axial Force (N) | 0 | 87934 | 0 | 87934 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Bending moment (N,m) | 1,7884 | 0 | -2,5992 | 3,155 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Shear Force (N) | 616,67 | 0 | 193,56 | 646,33 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Axial Force (N) | 0 | 88215 | 0 | 88215 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Bending moment (N,m) | -2,9215 | 0 | 6,7679 | 7,3716 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Shear Force (N) | 777,96 | 0 | -2410,8 | 2533,2 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Axial Force (N) | 0 | 87931 | 0 | 87931 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Bending moment (N,m) | 23,228 | 0 | 7,4622 | 24,397 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Shear Force (N) | -48,918 | 0 | -1847,9 | 1848,6 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Axial Force (N) | 0 | 87605 | 0 | 87605 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Bending moment (N,m) | 19,269 | 0 | 1,8808 | 19,361 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Shear Force (N) | -979,52 | 0 | -2636,3 | 2812,4 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Axial Force (N) | 0 | 88065 | 0 | 88065 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Bending moment (N,m) | 26,656 | 0 | -10,428 | 28,623 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Shear Force (N) | -400,18 | 0 | -77,598 | 407,64 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Axial Force (N) | 0 | 88275 | 0 | 88275 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Bending moment (N,m) | 0,49036 | 0 | -3,8009 | 3,8324 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Shear Force (N) | -649,76 | 0 | 2505,3 | 2588,2 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Axial Force (N) | 0 | 87955 | 0 | 87955 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Bending moment (N,m) | -25,533 | 0 | -4,784 | 25,977 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Shear Force (N) | -39,2 | 0 | 2044,7 | 2045,1 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Axial Force (N) | 0 | 87534 | 0 | 87534 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Bending moment (N,m) | -20,699 | 0 | 0,040019 | 20,699 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Shear Force (N) | 893,65 | 0 | 2359,5 | 2523,1 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |
| Axial Force (N) | 0 | 87934 | 0 | 87934 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |
| Bending moment (N,m) | -22,461 | 0 | 9,1097 | 24,238 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |

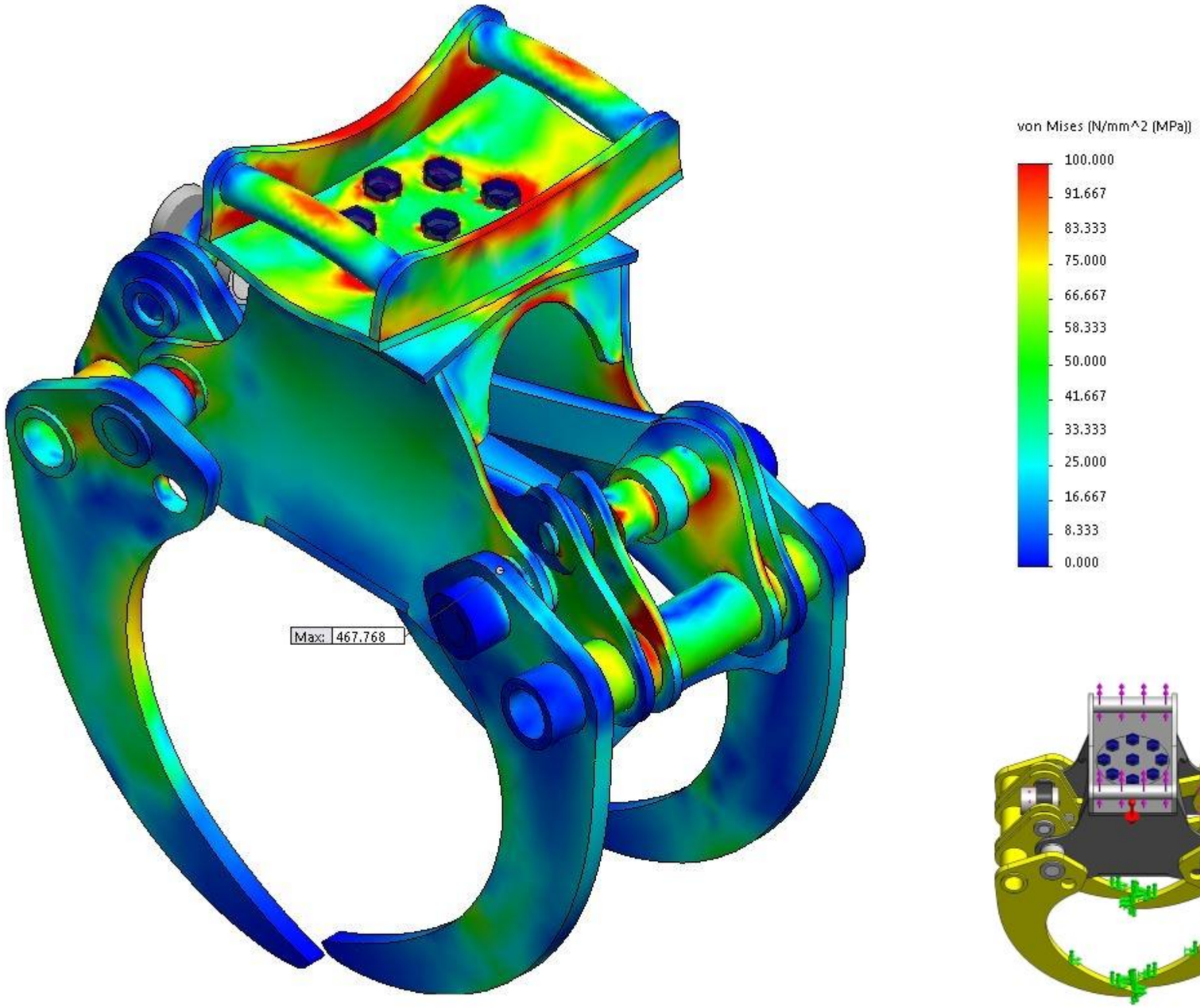


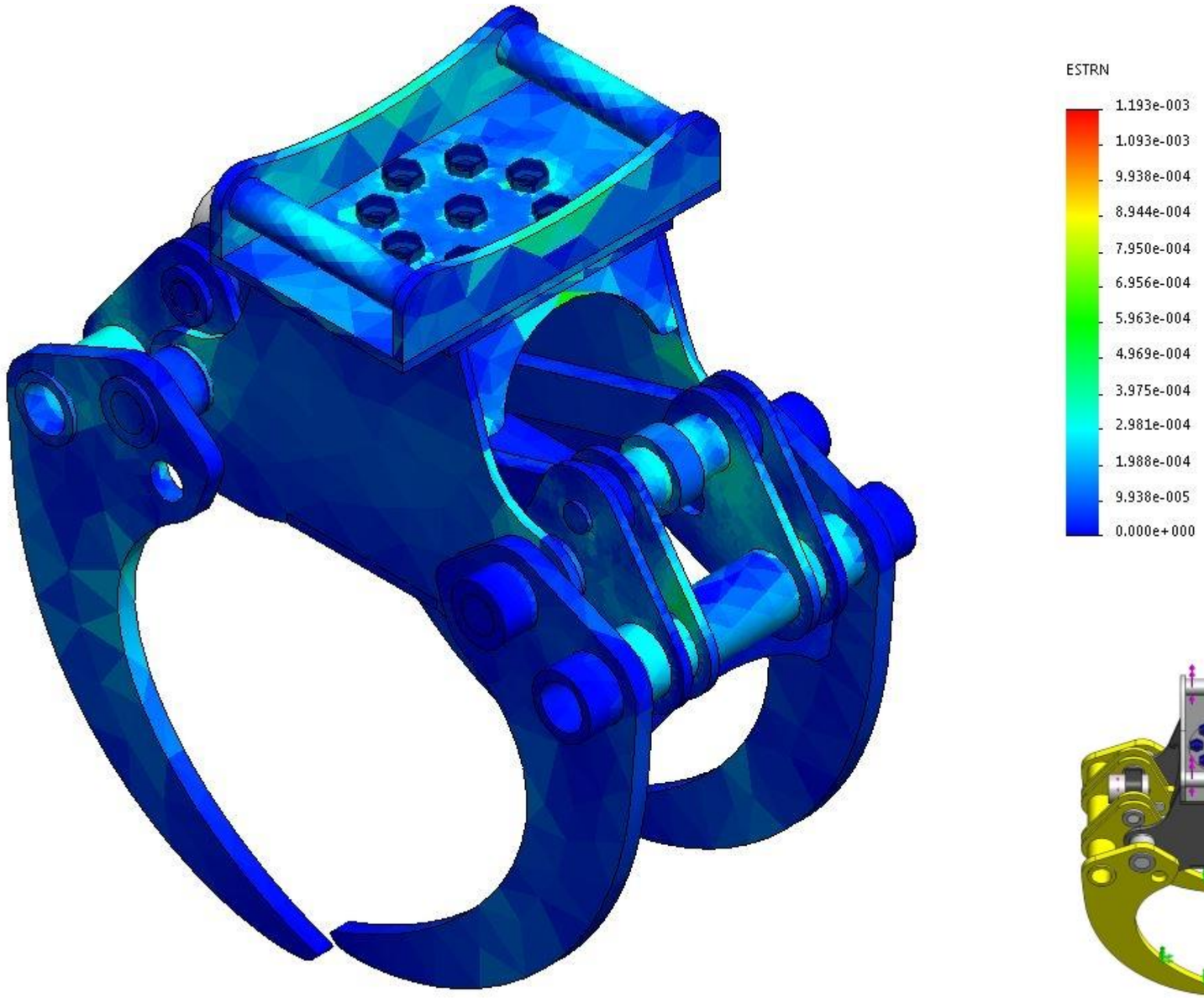
| | |
|---|---|
| Mesh type | Mixed Mesh |
| Mesher Used | Curvature based mesh |
| Jacobian points | 29 points |
| Jacobian check for shell | On |
| Mesh Control | Defined |
| Max Element Size | 50 mm |
| Min Element Size | 10 mm |
| Mesh quality | High |
| Total nodes | 111832 |
| Total elements | 58204 |

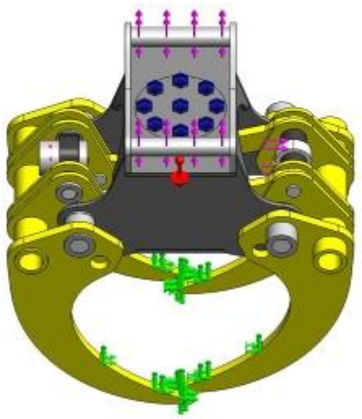


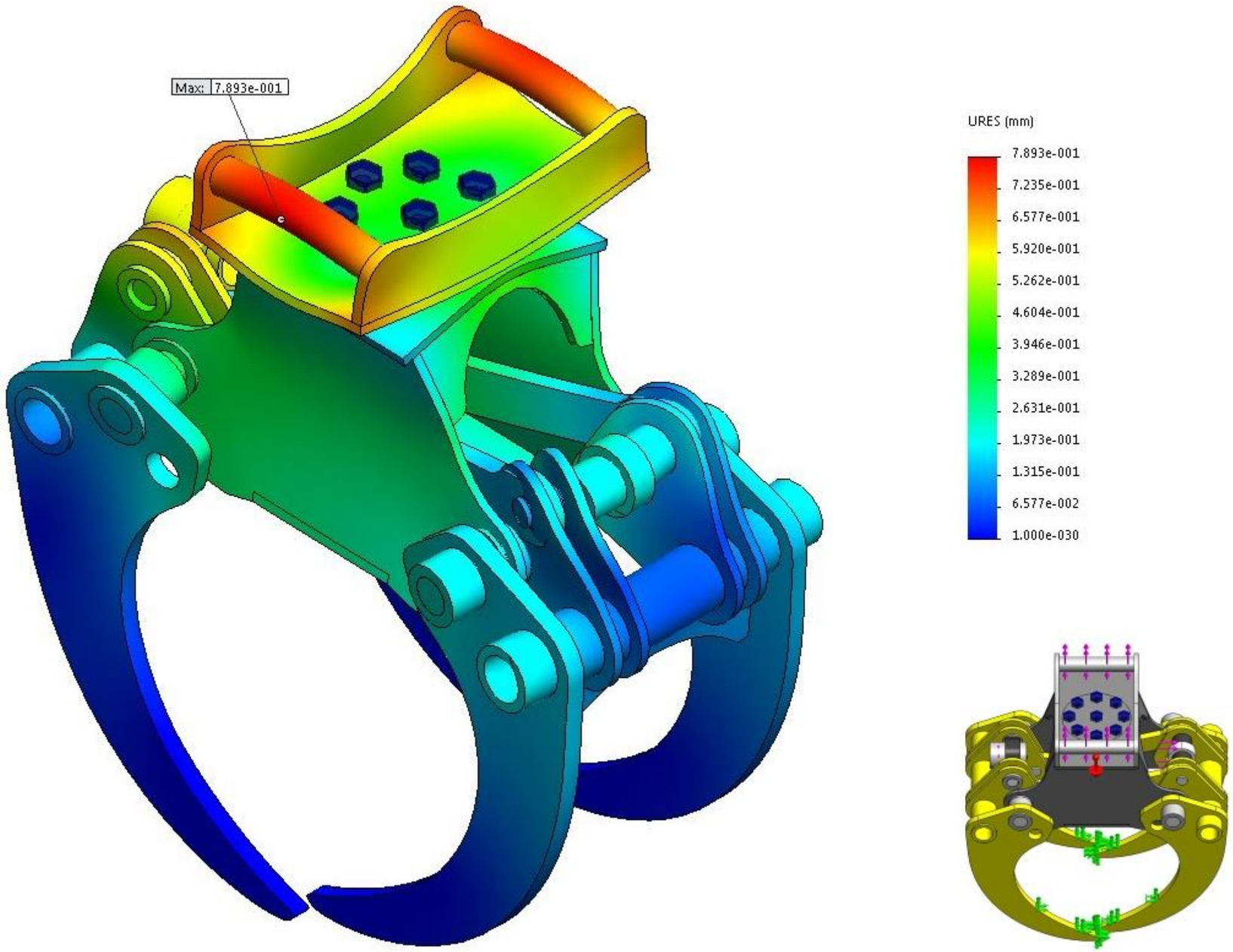

von Mises (N/mm^2 (MPa))
467.768
428.788
389.807
350.826
311.845
272.865
233.884
194.903
155.923
116.942
77.961
38.981
0.000
Max: 467.768

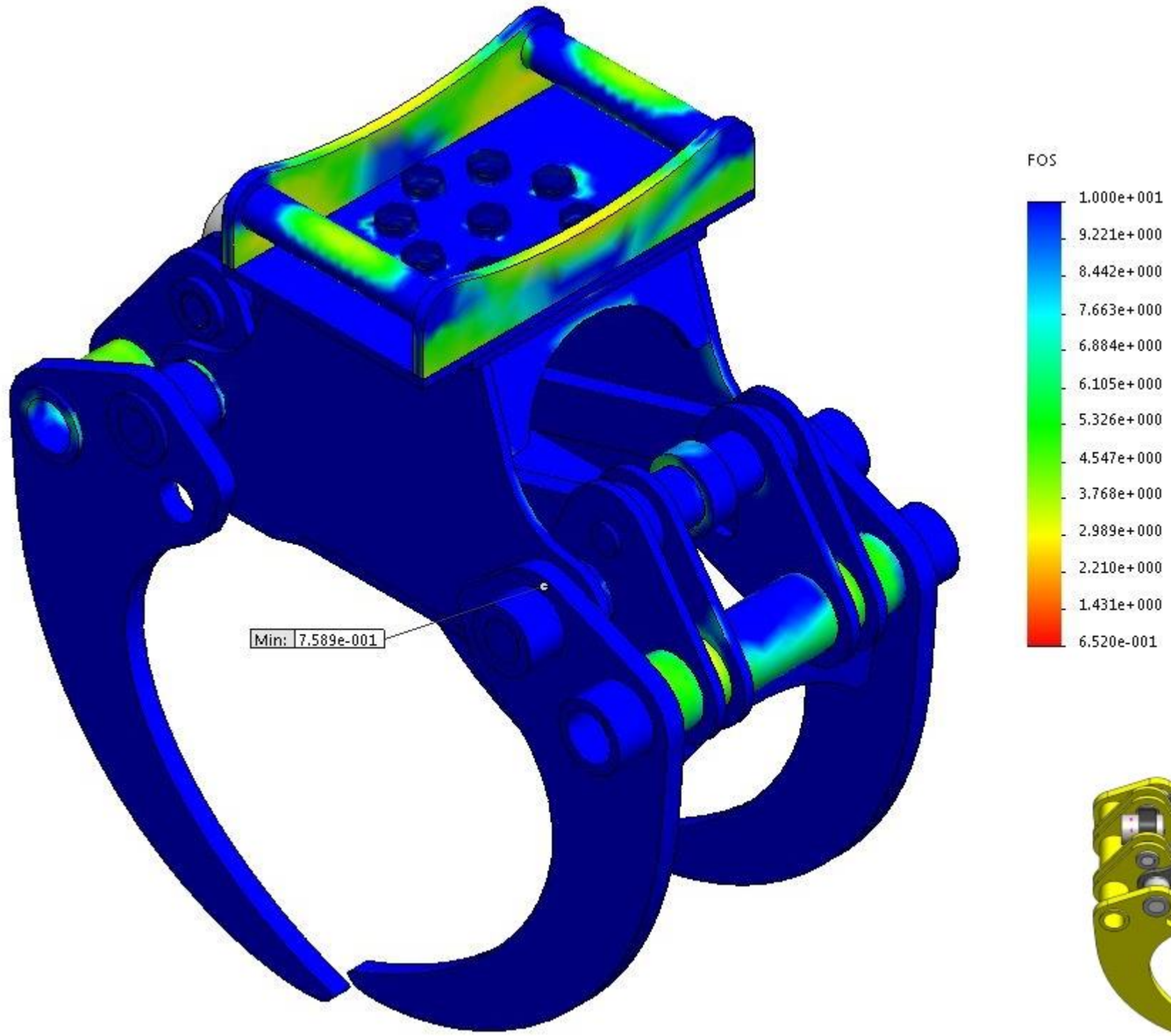


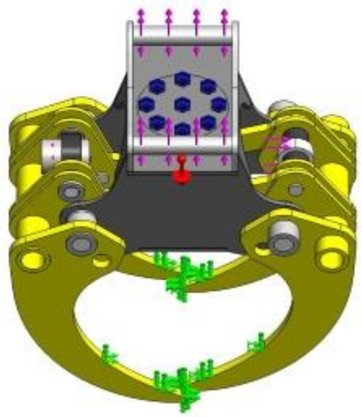

von Mises (N/mm^2 (MPa))
100.000
91.667
83.333
75.000
66.667
58.333
50.000
41.667
33.333
25.000
16.667
8.333
0.000
Max: 467.768

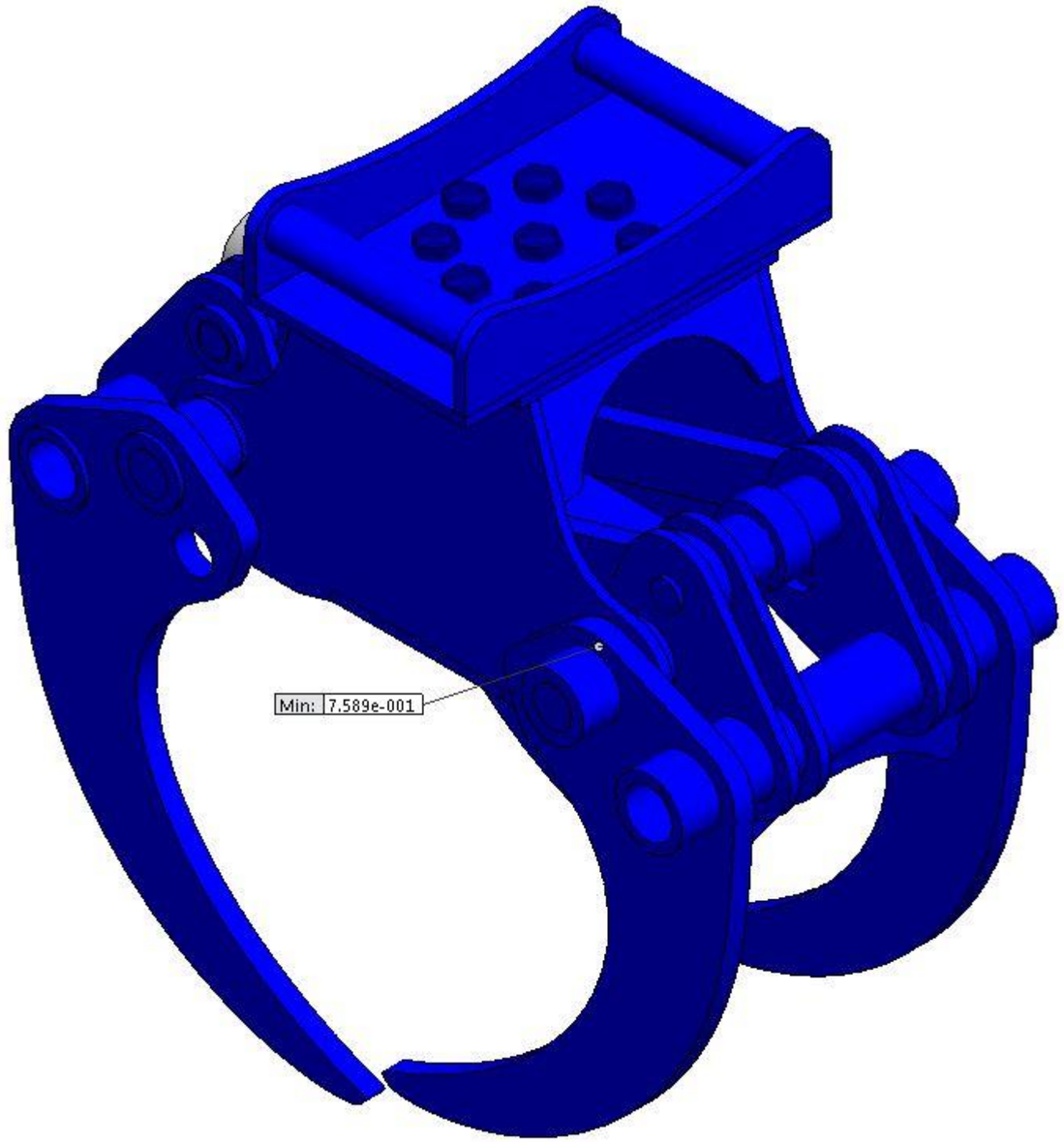

ESTRN
1.193e-003
1.093e-003
9.938e-004
8.944e-004
7.950e-004
6.956e-004
5.963e-004
4.969e-004
3.975e-004
2.981e-004
1.988e-004
9.938e-005
0.000e+000

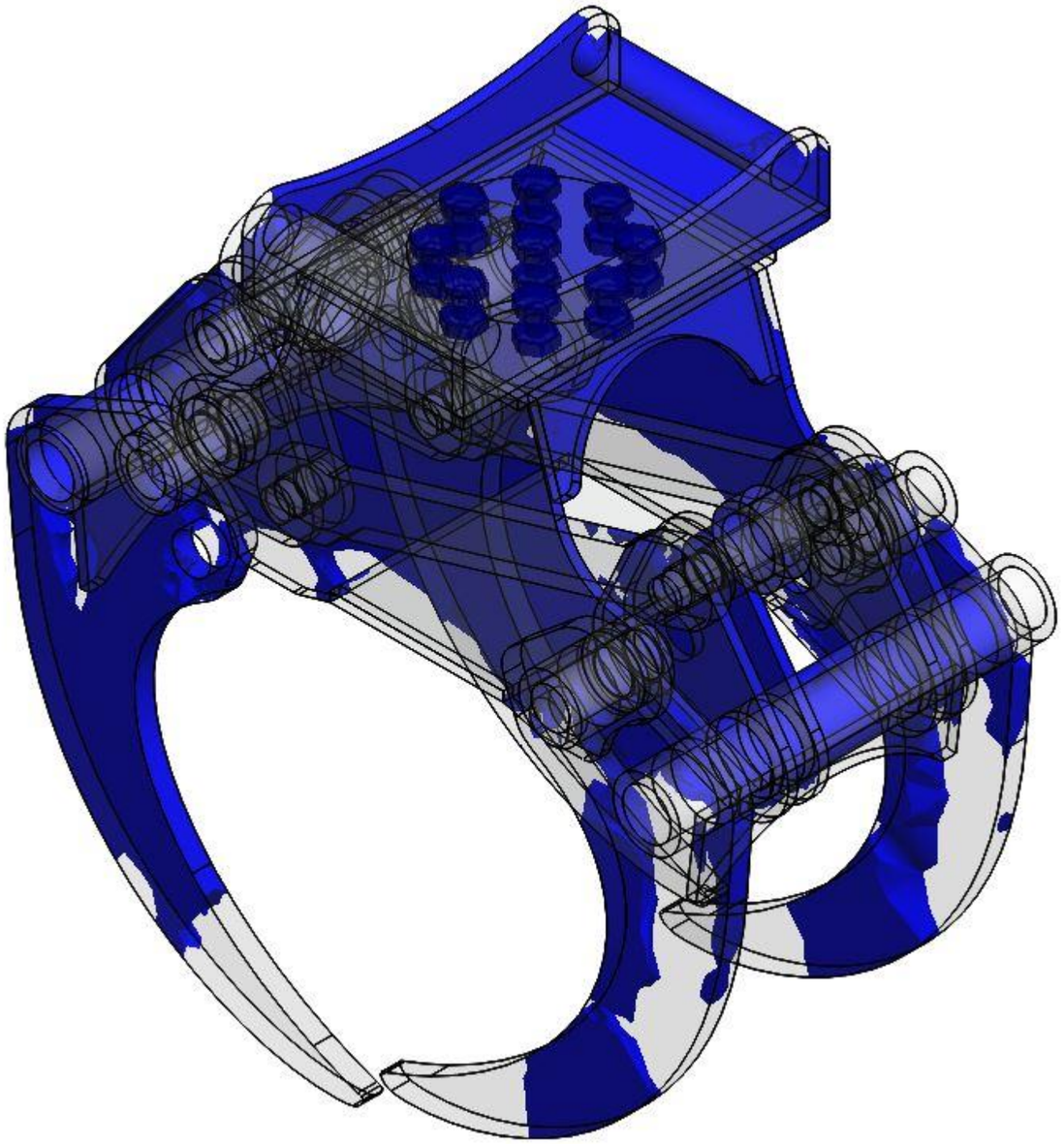


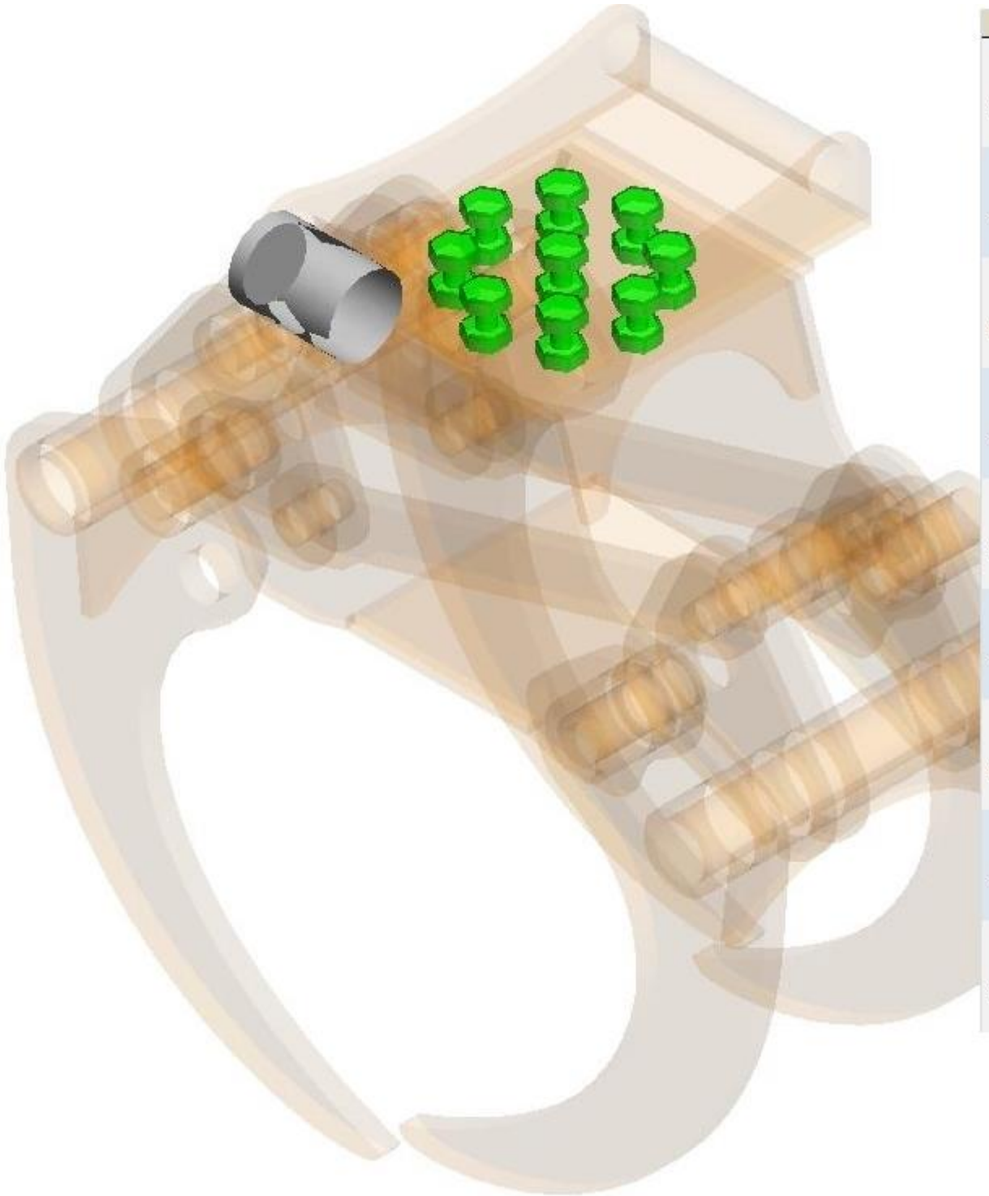

Max: 7.893e-001
URES (mm)
7.893e-001
7.235e-001
6.577e-001
5.920e-001
5.262e-001
4.604e-001
3.946e-001
3.289e-001
2.631e-001
1.973e-001
1.315e-001
6.577e-002
1.000e-030


FOS
1.000e+001
9.221e+000
8.442e+000
7.663e+000
6.884e+000
6.105e+000
5.326e+000
4.547e+000
3.768e+000
2.989e+000
2.210e+000
1.431e+000
6.520e-001
Min: 7.589e-001

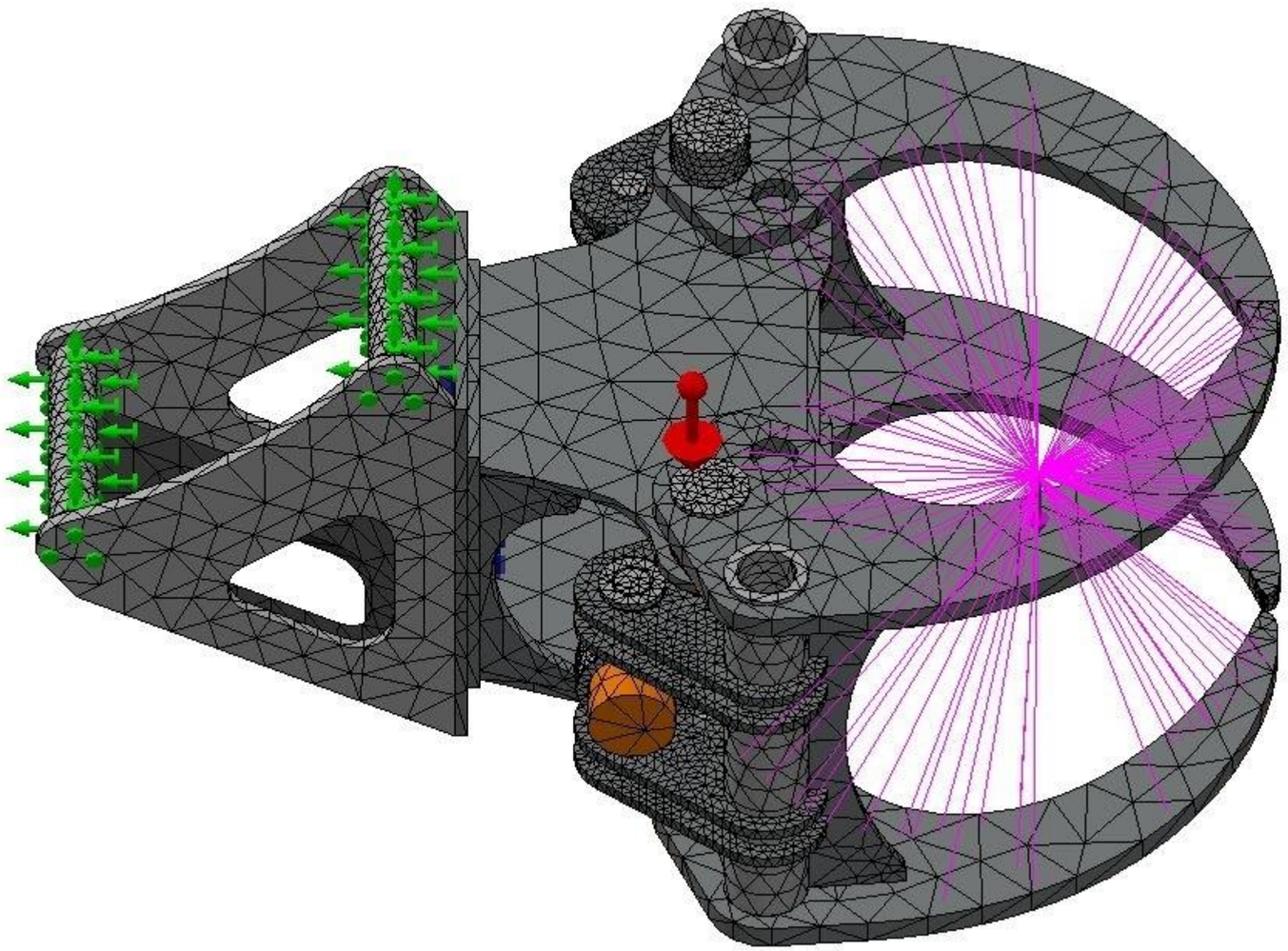



Min: 7.589e-001

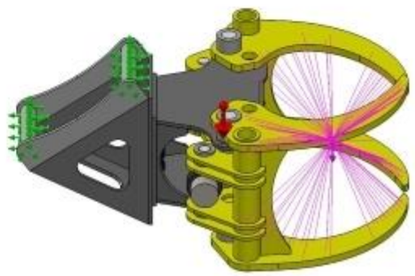


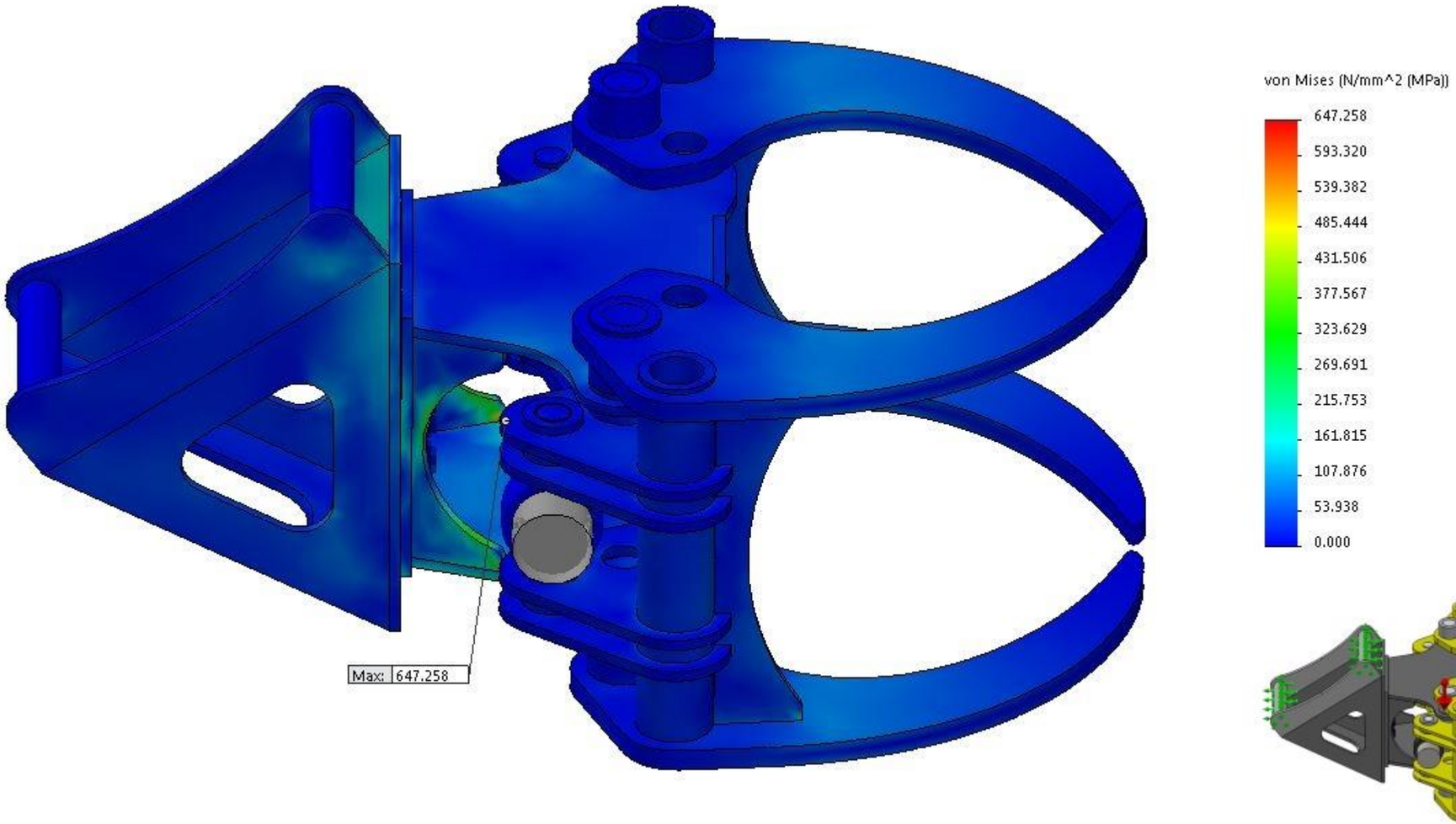


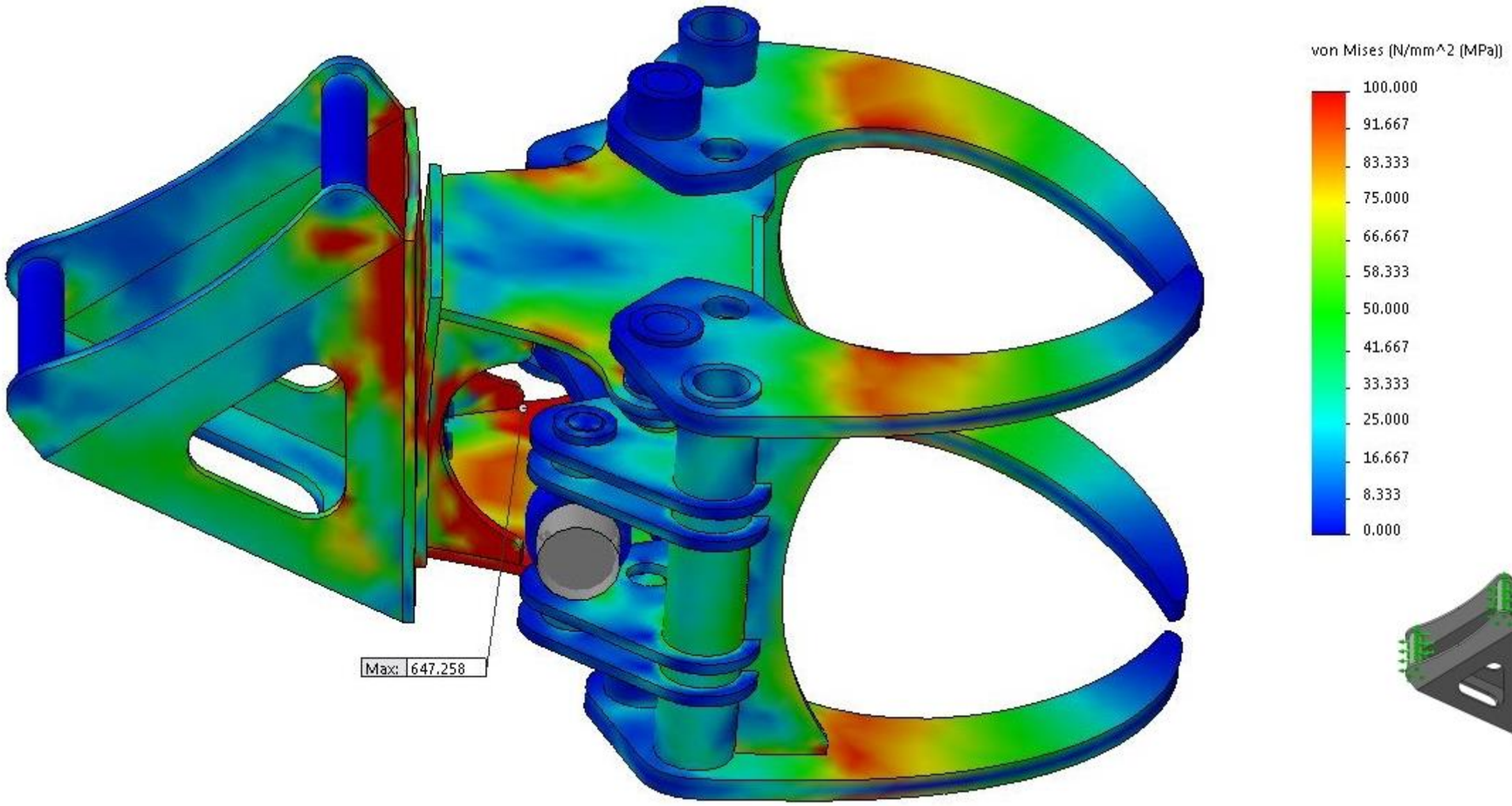
| Type | X-Component | Y-Component | Z-Component | Resultant | Connector |
|---|---|---|---|---|---|
| Shear Force (N) | -127,29 | 0 | -4,6008 | 127,37 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Axial Force (N) | 0 | 84907 | 0 | 84907 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Bending moment (N,m) | 0,84399 | 0 | -2,1028 | 2,2658 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Shear Force (N) | -3102,4 | 0 | 342,58 | 3121,3 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Axial Force (N) | 0 | 83581 | 0 | 83581 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Bending moment (N,m) | -4,6859 | 0 | -31,341 | 31,689 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Shear Force (N) | -4178,9 | 0 | -1721,4 | 4519,5 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Axial Force (N) | 0 | 85639 | 0 | 85639 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Bending moment (N,m) | 11,459 | 0 | -46,96 | 48,337 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Shear Force (N) | 36,045 | 0 | -2561,7 | 2562 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Axial Force (N) | 0 | 85207 | 0 | 85207 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Bending moment (N,m) | 20,7 | 0 | 3,2357 | 20,951 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Shear Force (N) | 3639,5 | 0 | -2232,7 | 4269,7 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Axial Force (N) | 0 | 85601 | 0 | 85601 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Bending moment (N,m) | 18,554 | 0 | 40,227 | 44,299 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Shear Force (N) | 3494,7 | 0 | -47,412 | 3495 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Axial Force (N) | 0 | 83748 | 0 | 83748 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Bending moment (N,m) | -0,11263 | 0 | 36,154 | 36,154 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Shear Force (N) | 4185,9 | 0 | 1996 | 4637,5 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Axial Force (N) | 0 | 85228 | 0 | 85228 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Bending moment (N,m) | -15,681 | 0 | 48,252 | 50,736 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Shear Force (N) | 17,356 | 0 | 2561,1 | 2561,1 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Axial Force (N) | 0 | 85749 | 0 | 85749 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Bending moment (N,m) | -21,154 | 0 | 1,0974 | 21,183 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Shear Force (N) | -3964,9 | 0 | 1668,2 | 4301,6 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |
| Axial Force (N) | 0 | 85342 | 0 | 85342 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |
| Bending moment (N,m) | -11,542 | 0 | -44,255 | 45,736 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |

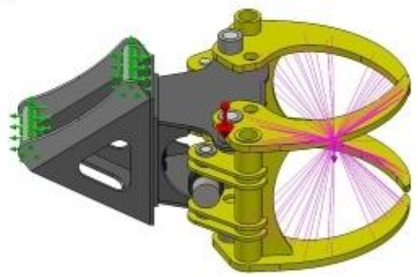


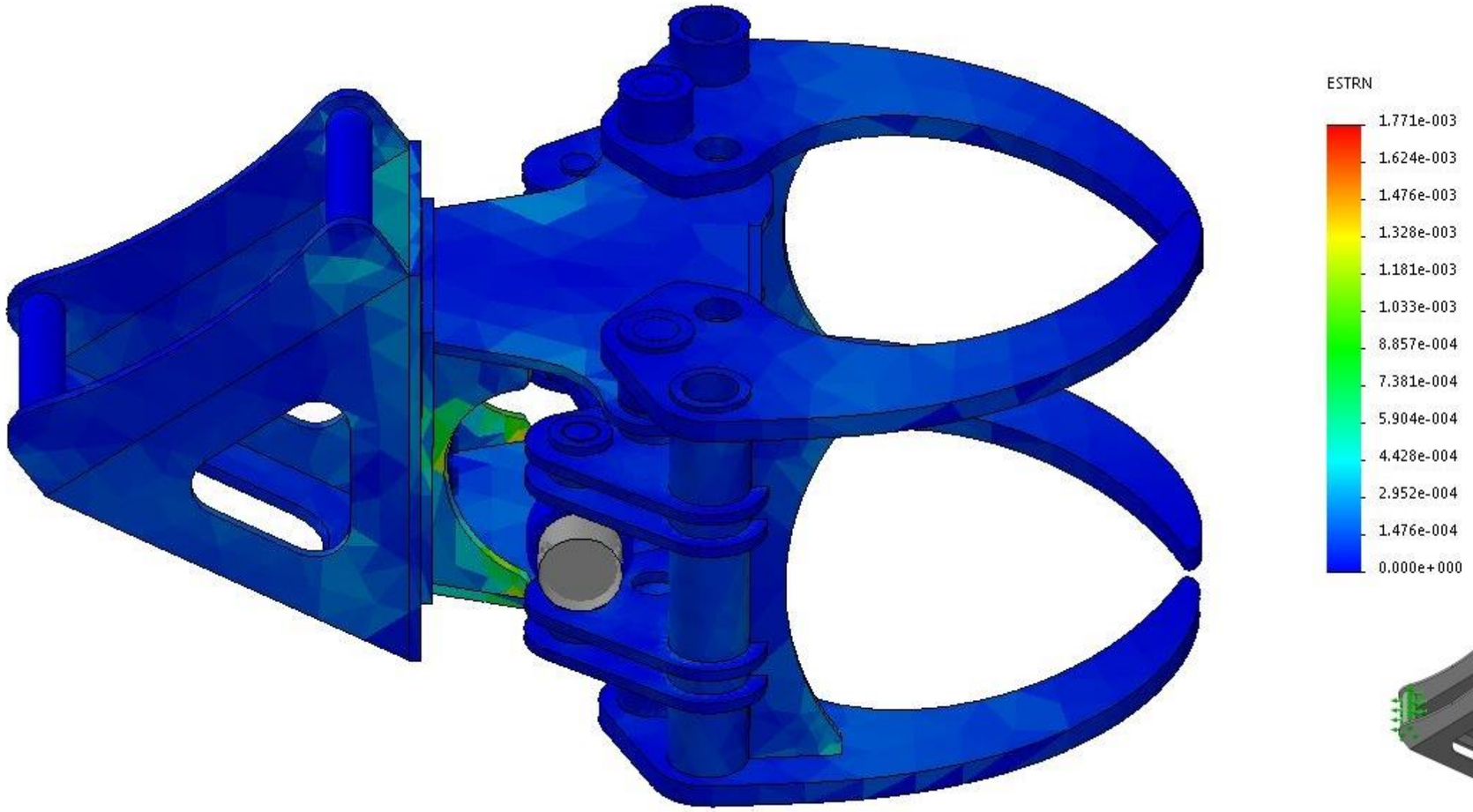
| | |
|---|---|
| Mesh type | Mixed Mesh |
| Mesher Used | Curvature based mesh |
| Jacobian points | 29 points |
| Jacobian check for shell | On |
| Mesh Control | Defined |
| Max Element Size | 50 mm |
| Min Element Size | 10 mm |
| Mesh quality | High |
| Total nodes | 112301 |
| Total elements | 58073 |

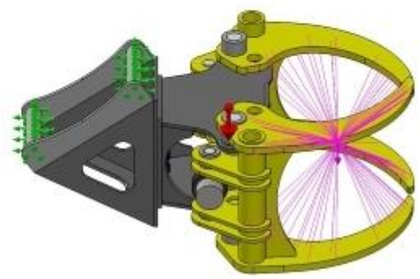


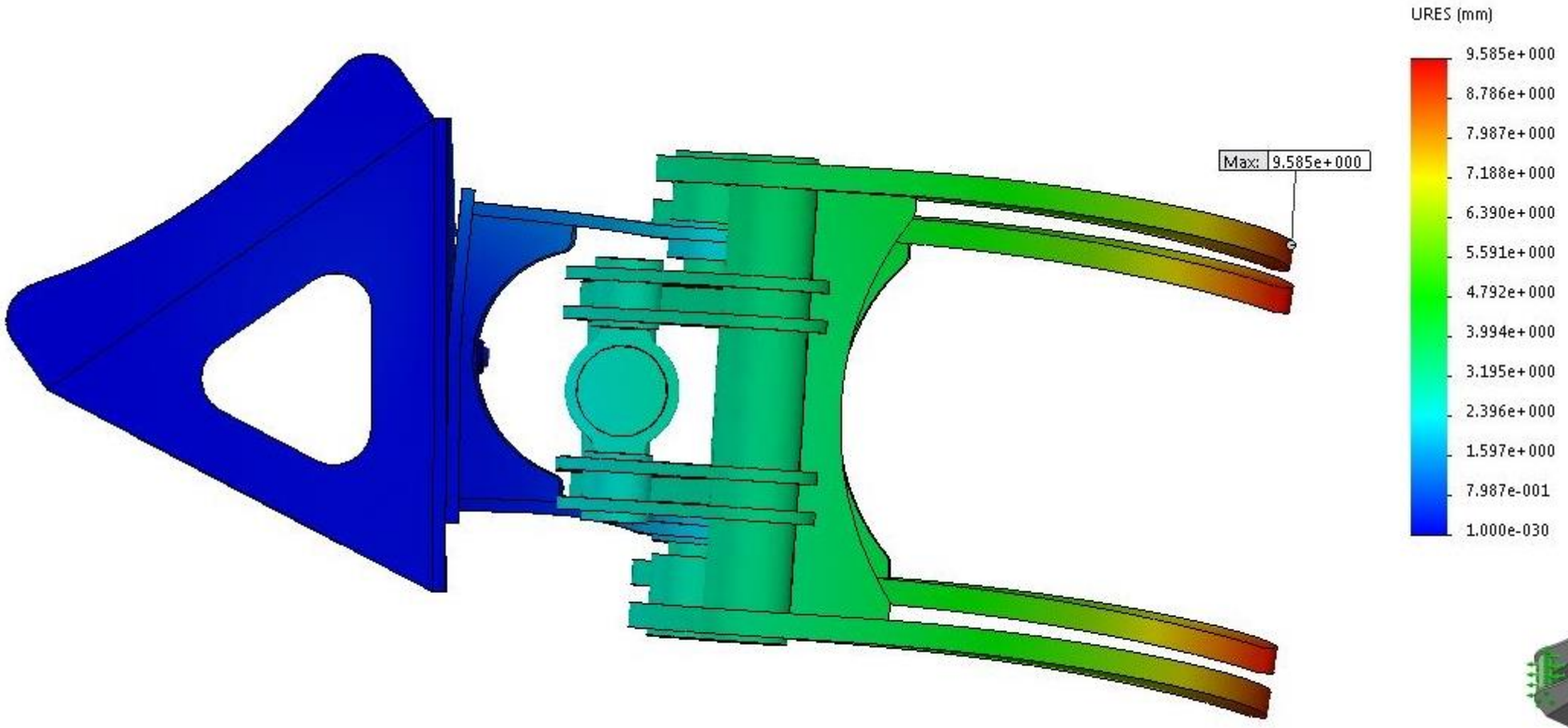

von Mises (N/mm^2 (MPa))
647.258
593.320
539.382
485.444
431.506
377.567
323.629
269.691
215.753
161.815
107.876
53.938
0.000
Max: 647.258

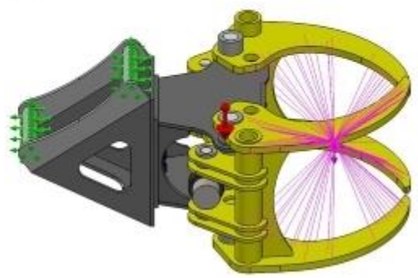

von Mises (N/mm^2 (MPa))
100.000
91.667
83.333
75.000
66.667
58.333
50.000
41.667
33.333
25.000
16.667
8.333
0.000
Max: 647.258

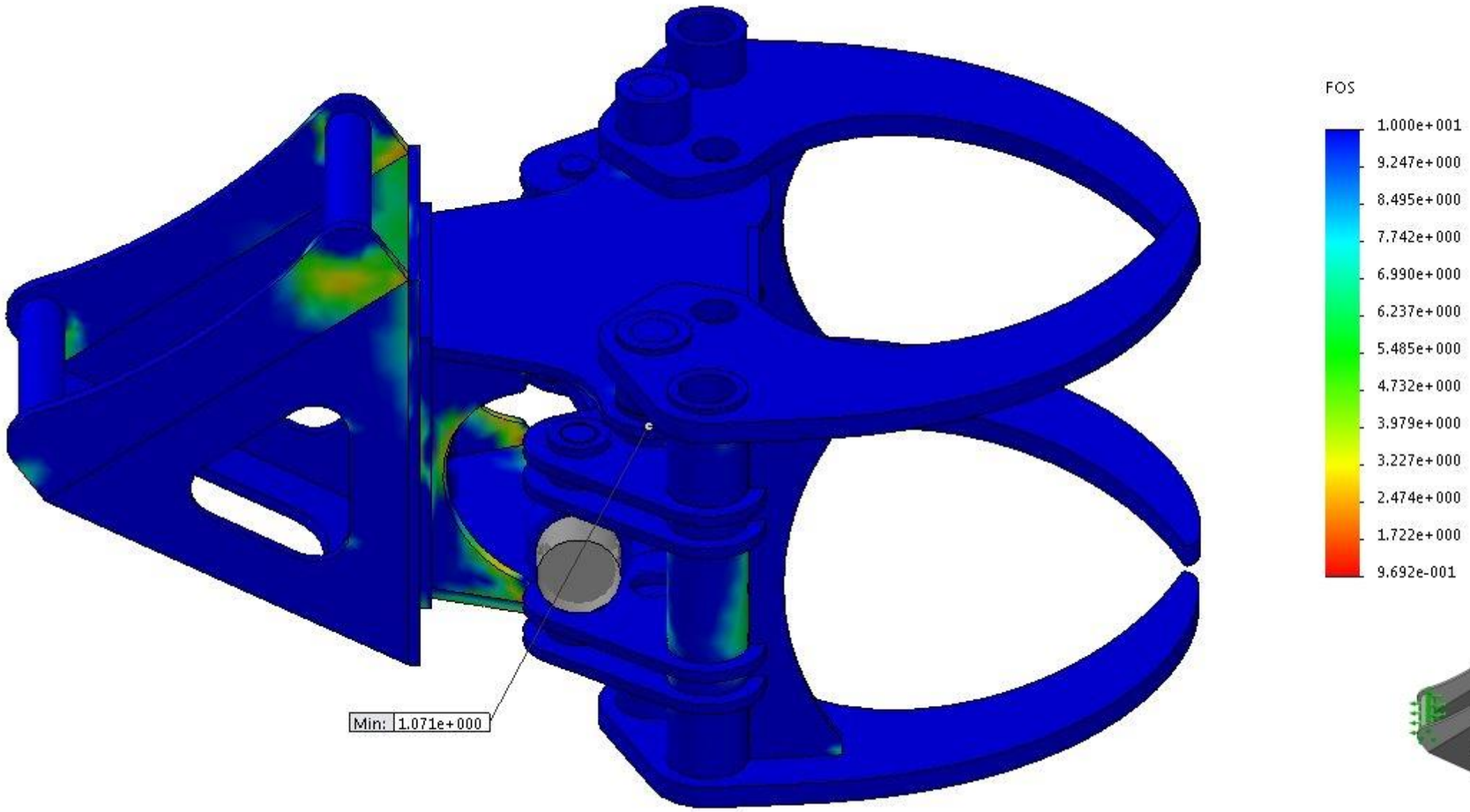


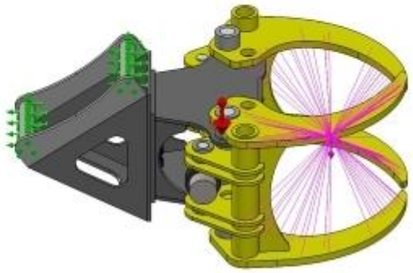

ESTRN
1.771e-003
1.624e-003
1.476e-003
1.328e-003
1.181e-003
1.033e-003
8.857e-004
7.381e-004
5.904e-004
4.428e-004
2.952e-004
1.476e-004
0.000e+000

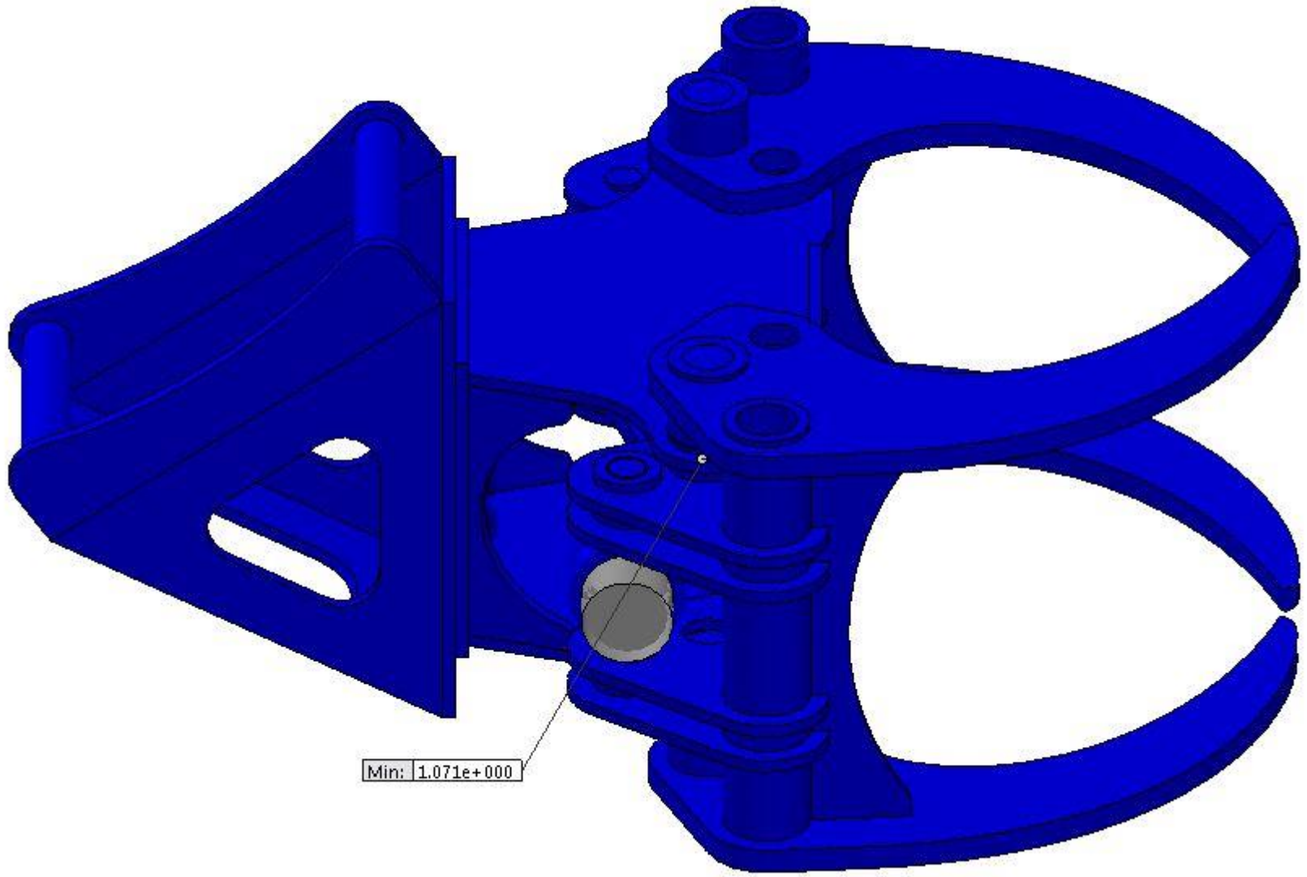


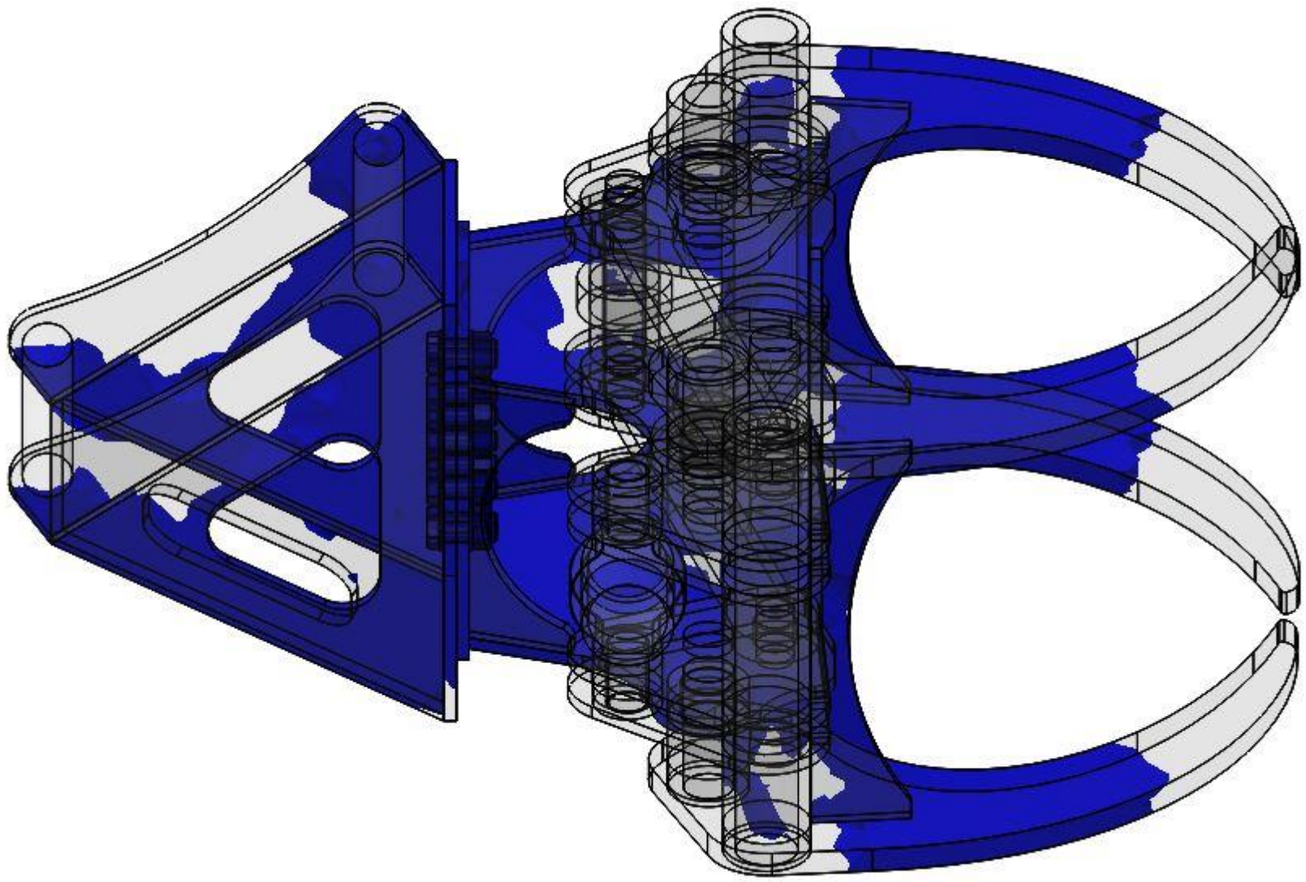

URES (mm)
9.585e+000
8.786e+000
7.987e+000
7.188e+000
6.390e+000
5.591e+000
4.792e+000
3.994e+000
3.195e+000
2.396e+000
1.597e+000
7.987e-001
1.000e-030
Max: 9.585e+000

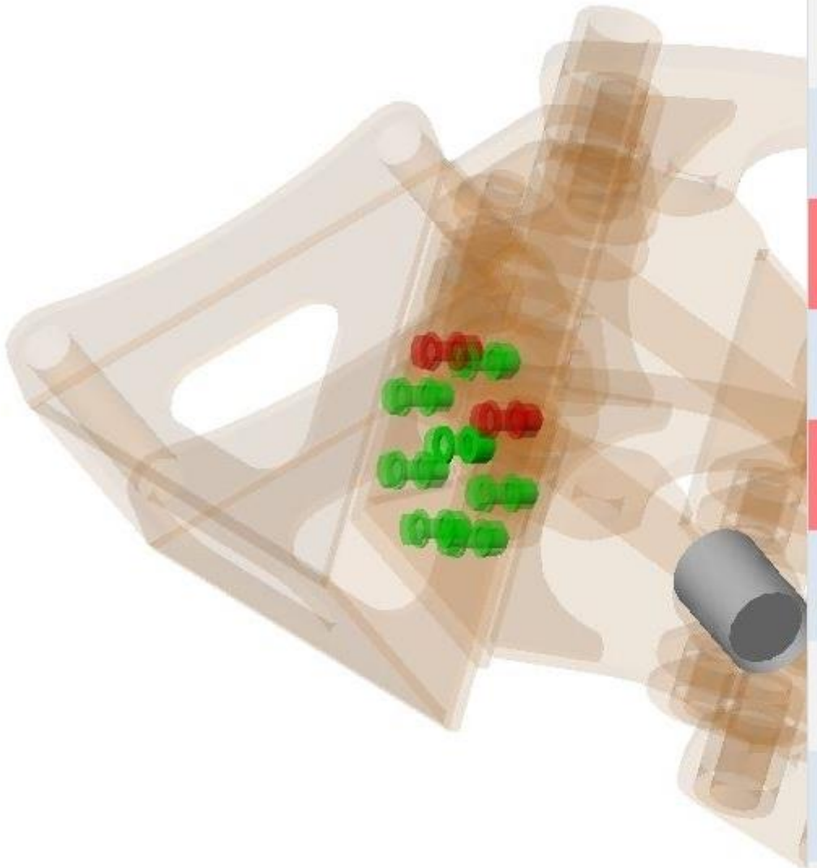



FOS
1.000e+001
9.247e+000
8.495e+000
7.742e+000
6.990e+000
6.237e+000
5.485e+000
4.732e+000
3.979e+000
3.227e+000
2.474e+000
1.722e+000
9.692e-001
Min: 1.071e+000




Min: 1.071e+000





| Type | X-Component | Y-Component | Z-Component | Resultant | Connector |
|---|---|---|---|---|---|
| Shear Force (N) | 83,386 | 0 | 1273,6 | 1276,3 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Axial Force (N) | 0 | 86861 | 0 | 86861 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Bending moment (N,m) | -12,783 | 0 | 0,55404 | 12,795 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 1 |
| Shear Force (N) | -3901,9 | 0 | 8045,4 | 8941,6 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Axial Force (N) | 0 | 86843 | 0 | 86843 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Bending moment (N,m) | -82,87 | 0 | -43,115 | 93,415 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 2 |
| Shear Force (N) | -8105,2 | 0 | -591,29 | 8126,7 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Axial Force (N) | 0 | 95039 | 0 | 95039 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Bending moment (N,m) | -16,471 | 0 | -103,38 | 104,68 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 3 |
| Shear Force (N) | 416,53 | 0 | -2508,9 | 2543,2 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Axial Force (N) | 0 | 92933 | 0 | 92933 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Bending moment (N,m) | 1,3391 | 0 | 7,454 | 7,5734 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 4 |
| Shear Force (N) | 7385,4 | 0 | -1320,4 | 7502,6 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Axial Force (N) | 0 | 93065 | 0 | 93065 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Bending moment (N,m) | -3,4021 | 0 | 90,851 | 90,914 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 5 |
| Shear Force (N) | 4087,2 | 0 | 7224,5 | 8300,5 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Axial Force (N) | 0 | 87043 | 0 | 87043 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Bending moment (N,m) | -73,142 | 0 | 44,075 | 85,395 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 6 |
| Shear Force (N) | 366,66 | 0 | 6722,6 | 6732,6 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Axial Force (N) | 0 | 86652 | 0 | 86652 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Bending moment (N,m) | -67,317 | 0 | 3,3931 | 67,403 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 7 |
| Shear Force (N) | -29,186 | 0 | 5587,9 | 5587,9 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Axial Force (N) | 0 | 87113 | 0 | 87113 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Bending moment (N,m) | -56,214 | 0 | 0,2796 | 56,215 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 8 |
| Shear Force (N) | -303,01 | 0 | 6701,5 | 6708,4 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |
| Axial Force (N) | 0 | 86795 | 0 | 86795 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |
| Bending moment (N,m) | -65,765 | 0 | -2,6375 | 65,818 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |
| Torque (N,m) | 0 | 0 | 0 | 0 | ISO 4017 - M16 x 45-N - 9 |