

Aatu Impiö

**AURINKOPANEELIN KÄÄNTÖLAITTEEN PROTOTYYPIN
MEKANIKKASUUNNITTELU**

**AURINKOPANEELIN KÄÄNTÖLAITTEEN PROTOTYYPIN
MEKANIKKASUUNNITTELU**

Aatu Impiö
Opinnäytetyö
Kevät 2024
Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Konetekniikan tutkinto-ohjelma, koneautomaation suuntautumisvaihtoehto

Tekijä: Aatu Impiö

Opinnäytetyön nimi: Aurinkopaneelin kääntölaitteen prototyypin mekaniikkasuunnittelu

Työn ohjaaja: Jyrki Savela

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2024

Sivumäärä: 32 + 4 liitettä

Tämän opinnäytetyön aiheena on tehdä aurinkopaneelien kääntölaitteen prototyypin mekaniikkasuunnittelu. Työn toimeksiantajana on Kempeleessä sijaitseva Professional Mechanics Finland Oy, joka tarjoaa muun muassa koneistus- sekä tuote- ja laitesuunnittelupalveluita. Työ on toimeksiantajayrityksen tavanomainen asiakastyö.

Aurinkopaneelien kääntölaitteen on tarkoitus kääntää kahden liikeakselin avulla kahta rinnakkain asennettua aurinkopaneelia aurinkoa kohti vuorokauden- ja vuodenajan suhteen. Tällä saavutetaan kiinteästi asennettuihin aurinkopaneelisiin nähden suurempi sähköntuotto, sillä paneelit osoittavat aina kohtisuoraan aurinkoa kohti.

Opinnäytetyössä esitetään prototyypilaitteen eri toiminnallisuuksien suunnitteluvaiheita ja perustellaan valittuja suunnitteluratkaisuja kuvien havainnollistaen. Teoriaosuudessa käsitellään aurinkokennotekniikkaa ja aurinkokennojen ja -paneelien hyötysuhdetta.

Tuotteeseen haluttu perusrakenne saatiin asiakkaalta, minkä pohjalta suunnittelutyö tehtiin. Suunnittelun päätyökaluna käytettiin Solidworks 2022 -3D-mallinnusohjelmaa. Mekaniikkasuunnittelun tuotoksena syntyi 3D-malli laitteesta ja sen osista sekä karkeat lujuuslaskelmat ja kevyt dokumentaatio. Laitteen automaatio- ja sähkösuunnittelun teki pääosin automaatio-suunnittelija.

Opinnäytetyö jouduttiin tekemään keskeneräisestä projektista aikataulusyistä. Projekti jatkuu opinnäytetyön valmistumishetkellä ja prototyypilaitte tullaan rakentamaan. Suunnittelutyön tuloksia voidaan arvioida helpommin, kun prototyypilaitte on saatu valmiiksi.

Asiasanat: aurinkovoima, aurinkokenno, aurinkopaneeli, mekaniikkasuunnittelu, uusiutuva energia

ABSTRACT

Oulu University of Applied Sciences
Degree Programme in Mechanical Engineering, Option of Machine Automation Engineering

Author: Aatu Impiö

Title of thesis: Mechanical design of solar panel rotation device prototype

Supervisor: Jyrki Savela

Term and year when the thesis was submitted: Spring 2024

Number of pages: 32 + 4 appendices

The topic of this thesis was to perform mechanical design for solar panel rotation device prototype. The principal of this project was Professional Mechanics Finland Oy which offers for example mechanical design and machining services. The work was an ordinary customer work of principal.

The idea of the solar panel rotation device is to rotate installed solar panels towards sun by two movable axes. Therefore, the panels will generate more power than fixed installed solar panels.

In the thesis several design solutions are presented and justified why such solutions was selected. The theory section includes review of solar panel technology an efficiency.

The basic shape of the rotation device was given by the customer of principal. Mechanical design was conducted based on that. The main design tool was Solidworks 2022 3D-modeling software. Result of the thesis was 3D-model of device and its parts, rough strength calculations and slight documentation. Automation and electrical design were conducted mainly by automation design engineer.

The thesis was conducted from unfinished project due to scheduling reasons. The project is continued after thesis is finished and prototype device will be built. The results of design work will be easier to evaluate when prototype device is built.

Keywords: solar energy, solar cell, solar panel, mechanical design, renewable energy

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	6
2	AURINKOKENNON TOIMINTAPERIAATE	7
2.1	Aurinkokenno	7
2.2	Aurinkokennojen käyttötavat	8
2.3	Aurinkokennojen ja -paneelien hyötysuhde	8
3	PROTOTYYPIN MEKANIKKASUUNNITTELU	10
3.1	Konseptointi ja esisuunnittelu	10
3.2	Runkorakenne	11
3.3	Kääntöakselit.....	13
3.4	Moottorit	16
3.5	Voimansiirto.....	17
3.6	Kotelointi.....	20
3.7	Kaapelointi.....	22
3.8	Lujuustarkastelut	24
4	YHTEENVETO	28
	LÄHTEET	30
	LIITTEET	32

1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön aihe on aurinkopaneelin kääntölaitteen prototyypin mekaniikkasuunnittelu. Suunniteltu aurinkopaneelin kääntölaite on maahan asennettava aurinkopaneelilinen, jossa on kaksi rinnakkaista aurinkopaneelia. Kääntölaitteen tarkoitus on kääntää aurinkopaneelia kahden akselin suhteen aurinkoa kohti, jotta paneelien tuottama sähköteho saataisiin maksimoitua.

Opinnäytetyöhön sisältyy kääntölaitteen prototyypin mekaniikkasuunnittelu ja kriittisten rakenteiden lujustustarkastelut. Opinnäytetyön laajuudesta on rajattu pois kääntölaitteen sähkö- ja automaatio-suunnittelu. Sähkö- ja automaatio-suunnittelun suorittaa toimeksiantajayritykselle työskentelevä automaatio-suunnittelija. Mekaniikka-, sähkö- ja automaatio-suunnittelu etenee samaan aikaan yhteistyössä automaatio-suunnittelijan kanssa. Opinnäytetyönä tehtävä suunnittelu on toimeksiantajayrityksen normaali asiakastyö.

Työn toimeksiantajana toimii Kempeleessä sijaitseva Professional Mechanics Finland Oy, markkinointinimeltään Promec. Promecin toimenkuvaan kuuluvat mekaniikka- ja automaatio-suunnittelu-palvelut, kokoonpanot, tuotteiden lopputestaus sekä metallien ja muovien koneistuspalvelut. Yrityksen konekantaan kuuluu CNC-jyrsimiä ja -sorveja. Kilpailuvaltina yrityksellä ovat palveluiden nopeus ja ketteruus. (1.)

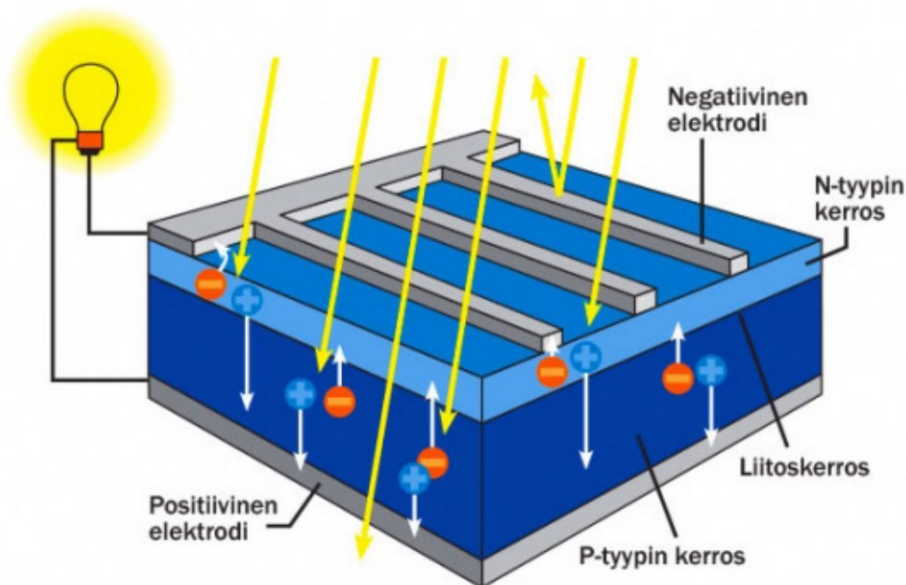
2 AURINKOKENNON TOIMINTAPERIAATE

2.1 Aurinkokenno

Aurinkokenno on puolijohdeteknologiaan perustuva, auringon säteilyenergiaa sähköksi muuttava laite. Useista aurinkokennoista koostuvaa kokonaisuutta kutsutaan aurinkopaneeliksi. (2.)

Auringon säteilyenergian sähköksi muuttamisen mahdollistaa valosähköinen ilmiö. Aurinkokennossa valosähköisen ilmiön aikaansaamiseksi tarvitaan P-N-liitos. P-N-liitos muodostuu, kun P-materiaali ja N-materiaali asetetaan päällekkäin. P-materiaali on positiivisesti ja N-materiaali negatiivisesti varautunut puolijohdemateriaali. P- ja N-materiaali saadaan tehtyä seostamalla eri tavoin puolijohdemateriaalia, joka aurinkokennon tapauksessa on usein piitä. (3, s. 10–11.)

Valosähköisessä ilmiössä auringonvalosta tuleva fotoni irrottaa aurinkokennon puolijohdemateriaalista elektronin liikkeelle (kuva 1). Tämä aiheuttaa elektroniaukkoparien muodostumisen. Aurinkokennon P-N-liitoksen välinen sisäinen sähkökenttä johtaa elektronin liikkumiseen kohti N-materiaalia ja elektroniaukon liikkumiseen kohti P-materiaalia. Fotonin virittämän elektronin erotessa elektroniaukosta muodostuu sähkövirta, jos sisäinen sähkökenttä estää näiden yhdistymisen. (3, s. 10–11.)



KUVA 1. Aurinkokennon toimintaperiaate (4, s. 22)

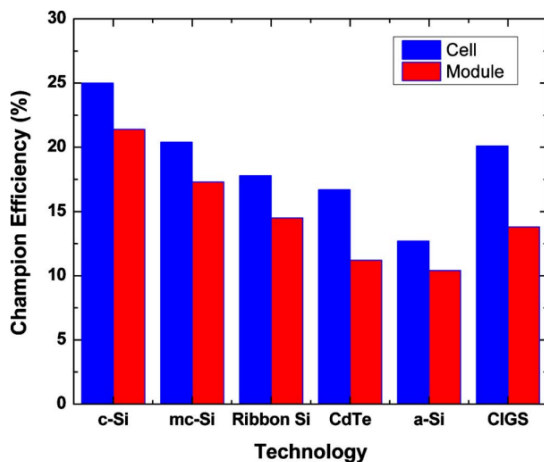
2.2 Aurinkokennojen käyttötavat

Aurinkokennoja käytetään pääsääntöisesti aurinkopaneeleissa. Aurinkopaneelien pääkäyttötyyppejä on kaksi: sähköverkkoon kytketyt järjestelmät ja sähköverkkoon kytkemättömät, niin sanotut stand-alone-järjestelmät. (5, luku 1.6.)

Sähköverkkoon kytkettyjen järjestelmien tavallisia sovellutuksia ovat rakennusten, kuten asuintalojen, toimistojen tai teollisuusrakennusten, katolle asennettavat useista aurinkopaneeleista koostuvat aurinkovoimalat ja laajempaan sähköntuotantoon tarkoitettut maahan asennetut aurinkosähkövoimalat. Sähköverkkoon kytkemättömien stand-alone-järjestelmien tavallisia sovellutuksia ovat sähköverkkoon kytkemättömät talot ja mökit, veden pumppaus- ja kastelujärjestelmät sekä etäiset telekommunikaatiojärjestelmät. (5, luku 1.6.)

2.3 Aurinkokennojen ja -paneelien hyötysuhde

Aurinkokennon tai -paneelin hyötysuhdetta kuvataan prosenttilukemalla, joka kertoo, kuinka monta prosenttia auringon säteilyenergiasta muuttuu sähköksi kennossa. Vuonna 2023 parhaiden sarjavalmisteisten aurinkopaneelien hyötysuhde oli 21–23 %. (6.) Huomionarvoista on se, että kokonaisen aurinkopaneelin eli kennomoduulin hyötysuhde on aina yksittäistä aurinkokennoa huonompi, kuten kuvasta 2 voidaan havaita (5, luku 2.4).



KUVA 2. Yksittäisen aurinkokennon hyötysuhde verrattuna kennomoduulin hyötysuhteeseen (7)

Aurinkokennojen hyötysuhde riippuu käytetystä aurinkokennotyypistä (taulukko 1). Yleisimmät sarjatuotannossa olevat aurinkokennotyypit ovat yksikiteinen ja monikiteinen pii. Piikiteiset kennot ovat

suorassa auringonvalossa tehokkaimmin sähköä tuottavia kennotyyppejä, mutta hyvin alttiita varjostuksen aiheuttamalle tehon laskemiselle. Piikiteisten kennojen hyötysuhde laskee pilvisellä säällä suhteessa huomattavasti enemmän kuin esimerkiksi amorfisesta piistä valmistettujen ohutkalvokennojen. (5, luku 2.1–2.3.)

Myös ohutkalvotekniikkaa hyödyntäviä aurinkokennoja käytetään. Niiden hyötysuhde suorassa auringonvalossa jää selvästi piikidekennoja alhaisemmaksi, mutta niiden etuina ovat tehokas hajavalon hyödyntäminen verrattuna piikidekennoihin ja mahdollisuus valmistaa taipuvia, esimerkiksi rullalle kerättäviä kennoja. (5, luku 2.1–2.3.)

Vuonna 2022 korkein laboratorio-olosuhteissa saavutettu aurinkokennon hyötysuhde oli 47,6 %. Ennätyskennon kehittivät Fraunhofer-aurinkoenergiainstituutin tutkijat. (8.) Laboratorio-olosuhteissa mitattuihin eri kennotyyppien maksimihyötysuhteisiin ei kuitenkaan päästä sarjavalmisteisilla kennoilla, sillä niiden valmistuskustannukset ja valmistukseen vaadittu teknologia eivät sovellu sarjavalmistukseen (5, luku 2.4).

TAULUKKO 1. Yleisten aurinkokennotyyppien hyötysuhde (3, s.12)

Ominaisuudet	Kiteinen pii		Ohutkalvo			Orgaaninen
	Monikiteinen	Yksikiteinen	Amorfinen pii	CIS/CIGS	CdTe	
Hyötysuhde (%)	13–16 %	15–20 %	5–10 %	7–16 %	7–16 %	3–5 %
Lämpötilan vaikutus (STC) tehoon (% / +1 °C)	-0,42	-0,40	-0,1...-0,3	-0,35...-0,40	-0,25...-0,36	...
Mekaaninen kestävyys	hauras	hauras	joustava	joustava	joustava	joustava
Varjostus	herkkä	herkkä	sietää	sietää	sietää	sietää
Käyttöikä (vuotta)	yli 30	yli 30	yli 30	yli 30	yli 30	0,5–3
Hinta	€€	€€€	€€€	€€€	€€€	€

3 PROTOTYYPIN MEKANIKKASUUNNITTELU

3.1 Konseptointi ja esisuunnittelu

Suunniteltavan laitteen tuoteidea on lähtöisin toimeksiantajayrityksen asiakkaalta. Tuotteen mekaanisesta perusrakenteesta ja pääkomponenteista oli tehty karkea konseptimalli ennen opinnäytetyöosuuden alkamista, mutta tämä jätti kuitenkin paljon vapauksia tarkempaan suunnitteluun.

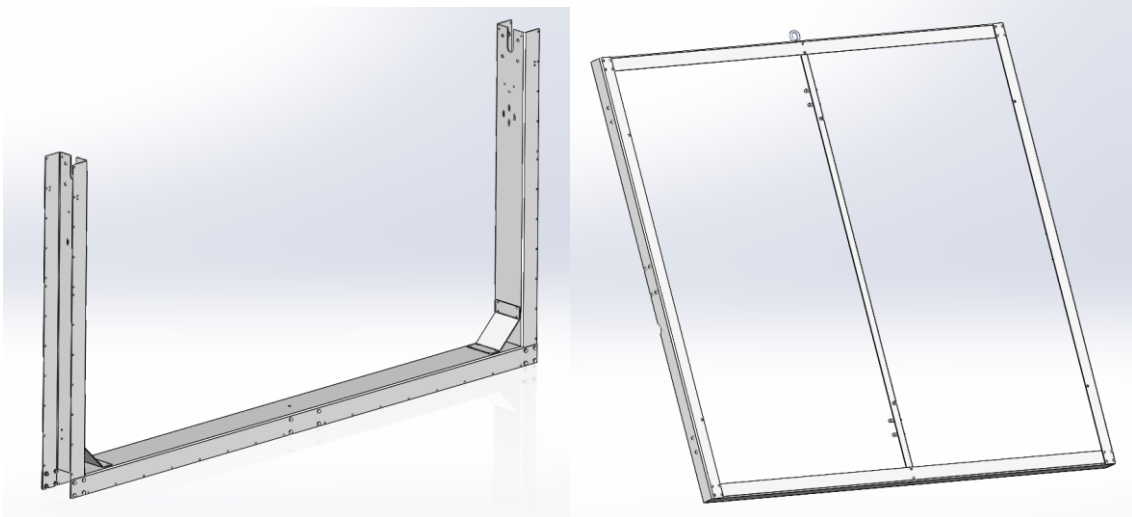
Asiakkaalta saadun tuoteidean perusteella saatiin lähtökohdat suunnittelulle. Aurinkopaneelin kääntölaitteen tulisi kääntää kahta rinnakkain asennettua aurinkopaneelia aurinkoa kohden kahden akselin suhteen. Kaksiakselinen kääntö mahdollistaa paneelien suuntaamisen aurinkoa kohden korkeus- ja sivusuunnassa. Tämän avulla voidaan lisätä aikaikkunaa, jossa aurinko pääsee paistamaan kohtisuoraan aurinkopaneeleja kohti.

Muita laitteeseen haluttuja ominaisuuksia olivat esimerkiksi asentaminen maahan, hyvä ulkonäkö, edulliset valmistuskustannukset ja lepotilaominaisuus. Käytettäväksi aurinkopaneelityypiksi asiakkaan puolelta annettiin kaksipuolinen aurinkopaneeli. Kaksipuolisten aurinkopaneelien takapuolelle tulisi kaareva pelti- tai muovikaukalo, jonka sisäpinnalle laitettaisiin heijastavaa maalia. Tässä ideana olisi, että paneelin takapuolelta saataisiin enemmän tehoa ja heijastava kaukalo toimisi samalla roska- ja lumisuojana. Suojana toimiessa laite olisi käännettynä vaaka-asentoon, jolloin lumi ja roskat jäisivät suojakaukaloiden päälle, josta ne olisi helppo puhdistaa pois.

Myös turvallisuuteen piti kiinnittää huomiota heti esisuunnitteluvaiheessa, sillä mitä pitemmälle suunnittelu etenee, sen hankalampi turvaominaisuuksia on lisätä ilman merkittävää lisäsuunnittelutarvetta. Laitteelle tehtiin kevyt riskienarviointi heti projektin alussa. Prototyypivaiheessa turvaominaisuuksia ei kuitenkaan suunniteltu loppuun asti, sillä prototyypin valmistuttua laitteen rakenne voi muuttua vielä moneen kertaan. Jos turvaominaisuudet pyritään hiomaan täydellisiksi jo prototyypivaiheessa, menee suunnittelu usein liian raskaaksi.

3.2 Runkorakenne

Asiakkaalla oli jo konseptivaiheessa selkeä visio rungon perusrakenteesta. Runkorakenteen tulisi olla haarukkamainen ja juurestaan laakeroitu, jotta lepotilaominaisuus voitaisiin toteuttaa ja heijastinkaukaloita käyttää. Runkorakenteeseen kuuluu myös kehikko aurinkopaneelien kiinnittämiseksi. (kuva 3)



KUVA 3. Runkohaarukka ja aurinkopaneelikehikko

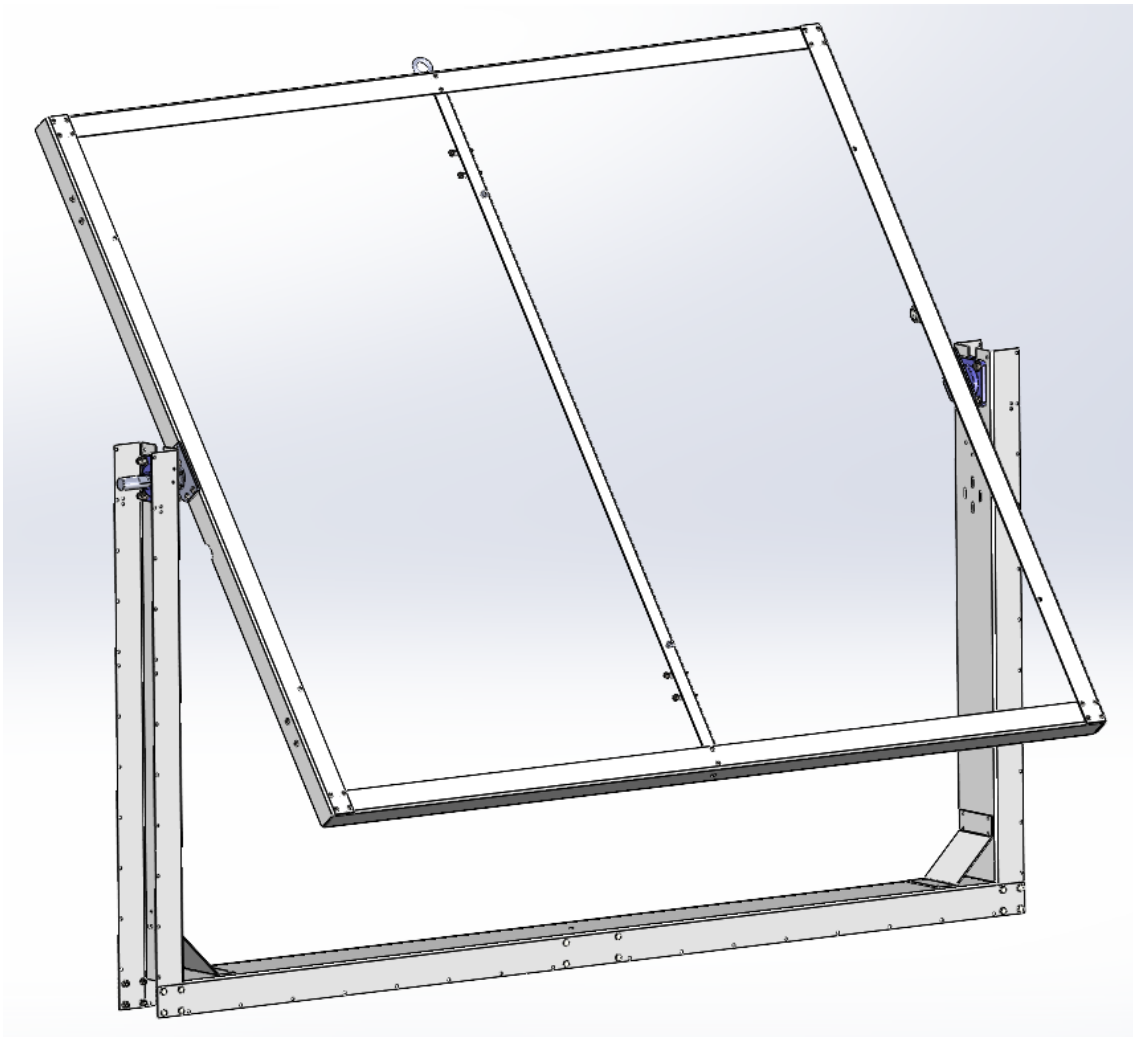
Ensimmäinen suunniteltava asia runkorakenteessa oli käytettävä runkomateriaali ja työstömenetelmä. Projektin ollessa kustannuskriittinen olennaista oli valita mahdollisimman edullinen toteutus tapa. Vaihtoehtoisia toteutustapoja haarukkaosaan olivat esimerkiksi putkirunko, U-profiilirunko ja ohutlevyrunko. Kehikko-osaan vaihtoehtoina olivat esimerkiksi putkirunko, L-profiilirunko ja ohutlevyrunko.

Haarukkaosaan päädyttiin valitsemaan teräksisestä ohutlevystä tehty poikkileikkaukseltaan U-profiilin kaltainen rakenne. Etuina tässä ratkaisussa on kustannustehokkuus, erityisesti isommissa valmistussarjoissa, sekä se, että ohutlevyyn saadaan tehtyä kaikki tarvittavat ruuvinreiät ja leikkaukset suoraan laser-leikkaamalla tai levytyöstökeskuksessa osan valmistusvaiheessa.

Kehikko-osa suunniteltiin alun perin valmistettavaksi alumiinisesta L-profiilista, jota olisi löytynyt suoraan työn toimeksiantajan varastosta, mutta lopulta päädyttiin käyttämään vastaavan mallista teräksistä ohutlevyosaa pienemmällä seinämävahvuudella. L-profiilin ongelmina olivat se, että pitkien profiilien kiinnitys CNC-jyrsimeen vaatisi erikoistoimenpiteitä, L-profiilin kalleus ja vaatimus

erillisestä koneistusvaiheesta kiinnitysreikien tekemiseksi. Ohutlevyosa on halvempi valmistaa ja reiät saadaan tehtyä suoraan leikkeen leikkausvaiheessa.

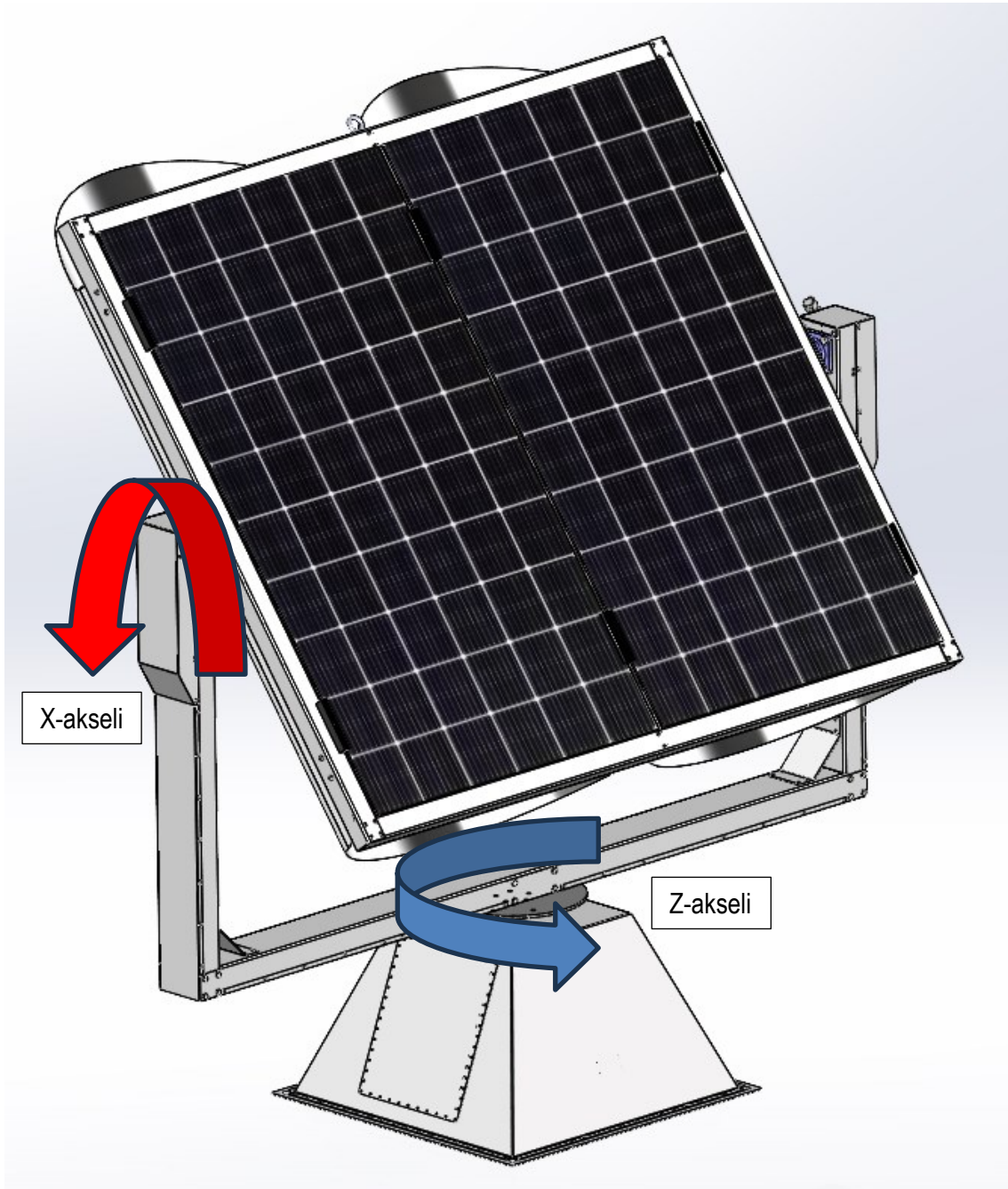
Rungon kaikki osat, joita tulee kahdelle puolelle laitetta, suunniteltiin samanlaisiksi, sillä samanlaisten osien käyttö alentaa valmistuskustannuksia merkittävästi paljon (kuva 4). Runko-osien lisäksi myös kaikki muut kahdelle puolelle tulevat osat suunniteltiin siten, että sama osa käy molemmille puolille laitetta. Tämä aiheuttaa pieniä ulkonäöllisiä kompromisseja ja vaatii suojatulppia tyhjien reikien peitoksi, mutta saavutettu kustannushyöty on sen arvoinen.



KUVA 4. Kääntölaitteen runkorakenne

3.3 Kääntöakselit

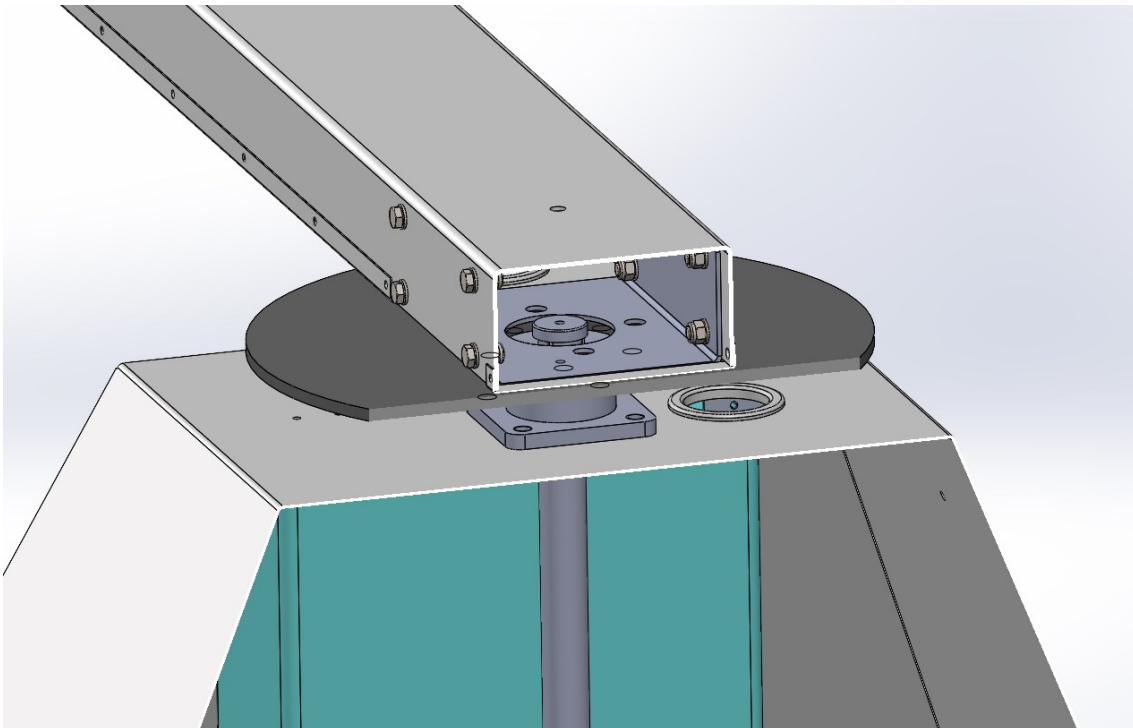
Kääntölaitteessa tulee olla kaksi kääntöakselia. X-akseli kääntää aurinkopaneeleja korkeussuunnassa aurinkoa kohti, kun taas z-akseli kääntää paneeleja vaakasuunnassa aurinkoa kohti. Akseleiden tulee olla laakeroituja ja kestävä vaaditut kuormat. (kuva 5)



KUVA 5. Kääntölaitteen x- ja z-akselit

Z-akselin laakerointia suunniteltaessa lähtökohtana oli käyttää kaupallista laakeriyksikköä. Melko nopeasti kävi selväksi, että järkevin vaihtoehto on käyttää henkilöauton pyöränlaakeriyksikköä, jossa on molemmissa päissä kiinnityslaippa ruuvinreikineen. Lisäksi laakeriyksikössä olisi valmiiksi booritus, jota voitaisiin käyttää voimansiirtoon. Tällöin säästytään erillisten kiinnityslaippojen ja akselin suunnittelulta sekä valmistukselta ja kustannukset pysyvät alhaisina. (kuva 6)

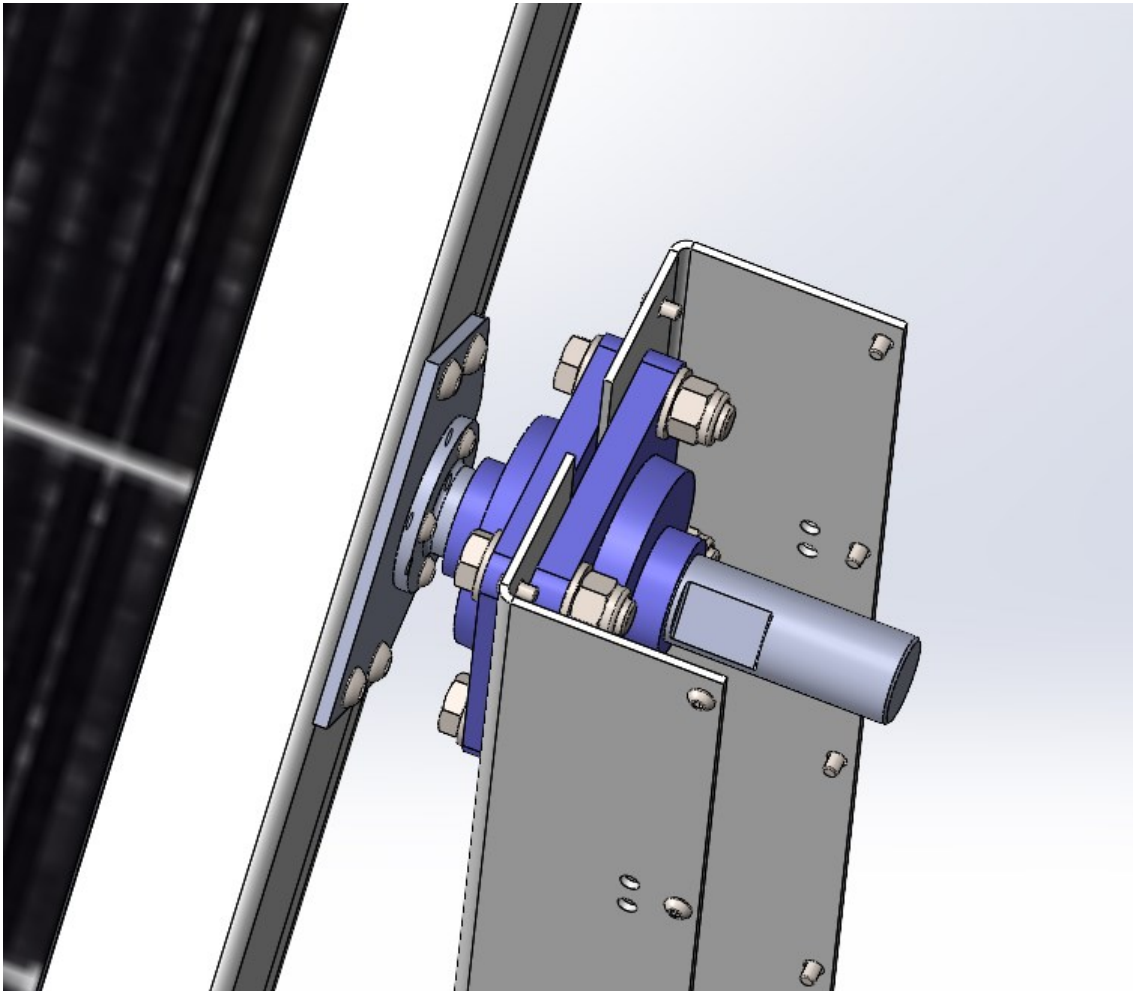
Auton pyörälaakeriyksikkö kestää myös riittävästi kuormitusta, sillä autokäytössä laakeri joutuu hyvin suurten kuormien alaiseksi. Esimerkiksi kovassa vauhdissa tehdyssä aggressiivisessa väistöliikkeessä töyssyn samalla iskeytyessä renkaaseen laakeriin kohdistuu hyvin suuri radiaalinen taivutusvoima. Kääntölaitteen tapauksessa kuormitus on juuri radiaalista taivutusta, sillä tuuli aiheuttaa laakeriin kuormituksen noin metrin mittaisen vipuvarren päässä. Kääntölaitteessa tuulen aiheuttama voima on kuitenkin suhteellisen pientä verrattuna siihen, millaisia kuormia laakeri on suunniteltu kestämään.



KUVA 6. Leikkauskuva z-akselin laakeroinnista

X-akselin laakeroinnissa haluttiin myös käyttää kaupallista laakeriyksikköä. Kaupallisten osien eli valmiiden komponenttien käyttäminen alentaa kustannuksia ja vähentää suunnittelutyötä lähes poikkeuksetta prototyyppi- ja piensarjavaiheessa.

X-akselille valikoitu rasvanipalla ja pidätinruuvilla varustettu kaupallinen laippalaakeriyksikkö Wurt-hilta. Laakeriyksikössä on neliön muotoinen kiinnityslaippa, jonka keskellä on itseasennoituva laa-keroitu holkki halkaisijaltaan 30 mm:n akselille. Koska laakeriyksikkö on itseasennoituva, eli se ei siedä akseliin kohdistuvaa radiaalista voimaa ilman toisen laakerin tukea, oli laakeriyksikköjä lai-tettava kaksi kappaletta kummallekin puolelle x-akselia. (kuva 7)

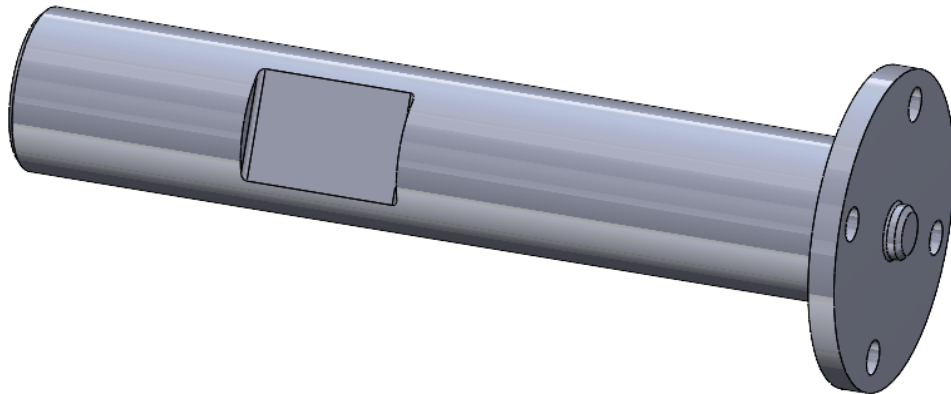


KUVA 7. X-akselin laakerointi

Itse akseli suunniteltiin sorvaamalla valmistettavaksi. Materiaaliksi valikoitui S355-rakenneteräs, sillä akselilta ei vaadita suurta lujuutta. Kiinnityslaippa aiheuttaa suuren materiaalinpoistotarpeen, koska akseli pitää sorvata halkaisijaltaan 60 mm:n tangosta. Tämän vuoksi helposti sorvattava ra-kenneteräs on esimerkiksi karkaistua terästä parempi vaihtoehto.

Korroosiosuojaus tapahtuu rasvaamalla akseli asennusvaiheessa. Jos tämä osoittautuu prototyyp-pilaitteessa riittämättömäksi korroosiosuojaksi, tehdään akseli ruostumattomasta teräksestä. Mah-dollisessa sarjatuotantovaiheessa käytetään ruostumattomasta teräksestä valmistettua akselia.

Akselissa on lovet anturihaitan ja liikeratastopparin kiinnittämistä varten sekä päätylaippa ruuvireikineen kiinnitystä varten. Kiinnityslaipan keskellä on pieni kohdistustappi asennuksen helpottamiseksi. (kuva 8)



KUVA 8. X-akselin akseli

3.4 Moottorit

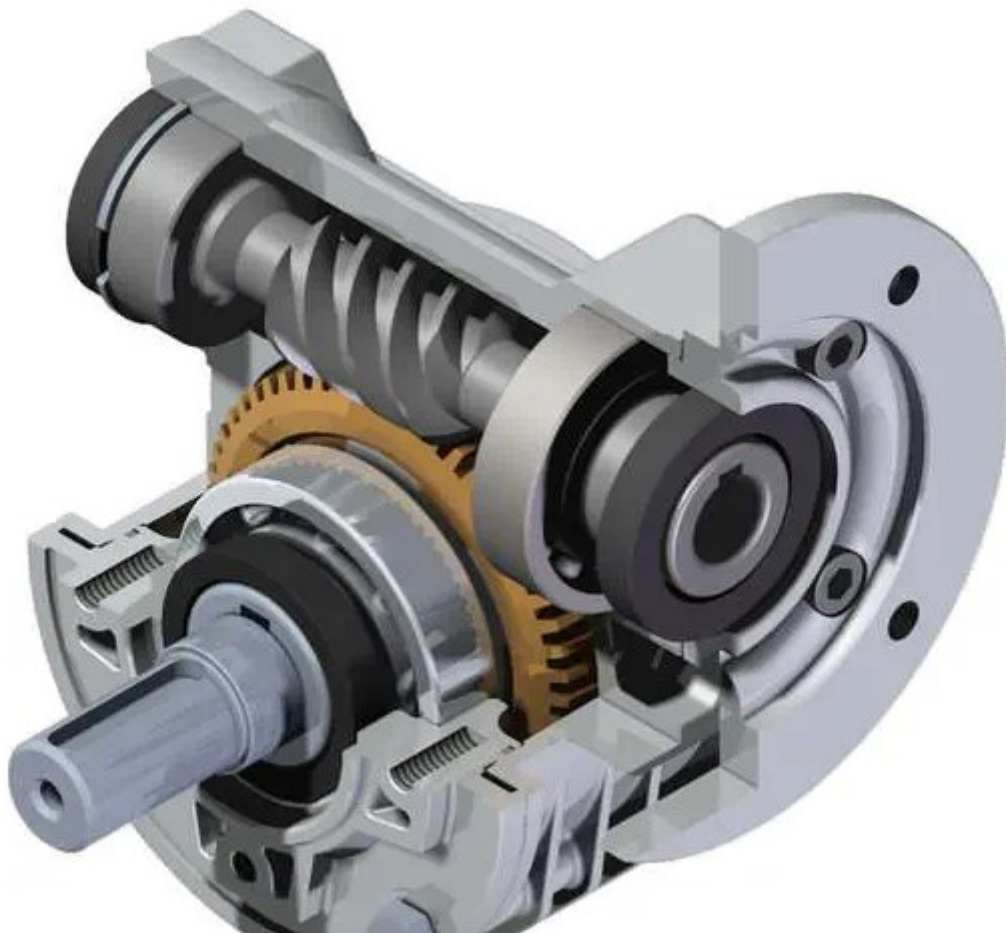
Moottorin ja voimansiirron valinta oli yksi haastavimmista työvaiheista. Suurimman haasteen siinä aiheuttivat riittävän vääntömomentin ja vääntömomentin kestävyuden saavuttaminen kohtuullisin kustannuksin. Pyörivä liikeakseliratkaisu esimerkiksi karamoottoreilla toteutetun rakenteen sijaan vaatii suuren vääntömomentin. Moottoreiden pitää jaksaa kääntää paneeleja kovasta tuulesta ja mahdollisesta lumesta huolimatta sekä kestää kovan tuulenpuuskan aiheuttama hetkellinen kuormitus.

Ensimmäinen vaihe moottorin valinnassa oli määrittää moottorin tyyppi. Vaihtoehtoisia moottorityyppejä olivat esimerkiksi tasavirtamoottori, yksivaihevaihtovirtamoottori, servomoottori ja askelmoottori. Valinta päättyi askelmoottoriin, sillä askelmoottoreilla on suuri vääntömomentti ja niitä voidaan pyörittää juuri haluttu matka toisin kuin esimerkiksi tasavirtamoottoria. Moottorin tuli olla myös vähintään IP-54-luokiteltu, eli pölytiivis ja roiskevesitiivis, koska sitä ei koteloida vesitiiviisti.

Moottorilta ja voimansiirrolta vaadittu vääntömomentti arvioitiin laskelmin. Laite mitoitettiin kestämään 21 m/s tuulenpuuska, joka täysin epäsymmetrisesti laitteeseen kohdistuessa aiheuttaisi noin 156 Nm:n vääntömomentin x-akselille. Tuulenpuuskan täysin epäsymmetrinen kohdistuminen laitteeseen on hyvin epätodennäköistä, joten voidaan olettaa, että todellinen tuulikuorman kestävyys on vielä mitoitettuaikin kestävyys suurempi. Tuulikuormalaskelmia käsitellään tarkemmin osiossa 3.8.

3.5 Voimansiirto

Moottorin yhteyteen tarvittiin vaihdelaatikko, sillä isojenkin moottorien vääntömomentti on vain muutamia newtonmetrejä ilman vaihdelaatikkoa. Vaihdelaatikoksi valittiin kierukkavaihte, sillä se on muodoltaan ja 90 asteen akselikulmaltaan optimaalinen tähän käyttötarkoitukseen (kuva 9). Lisäksi kierukkavaihte on itsepidättyvä, eli moottoriin ei tarvitse erillistä jarrua liikeakselin paikalla pitämiseksi.

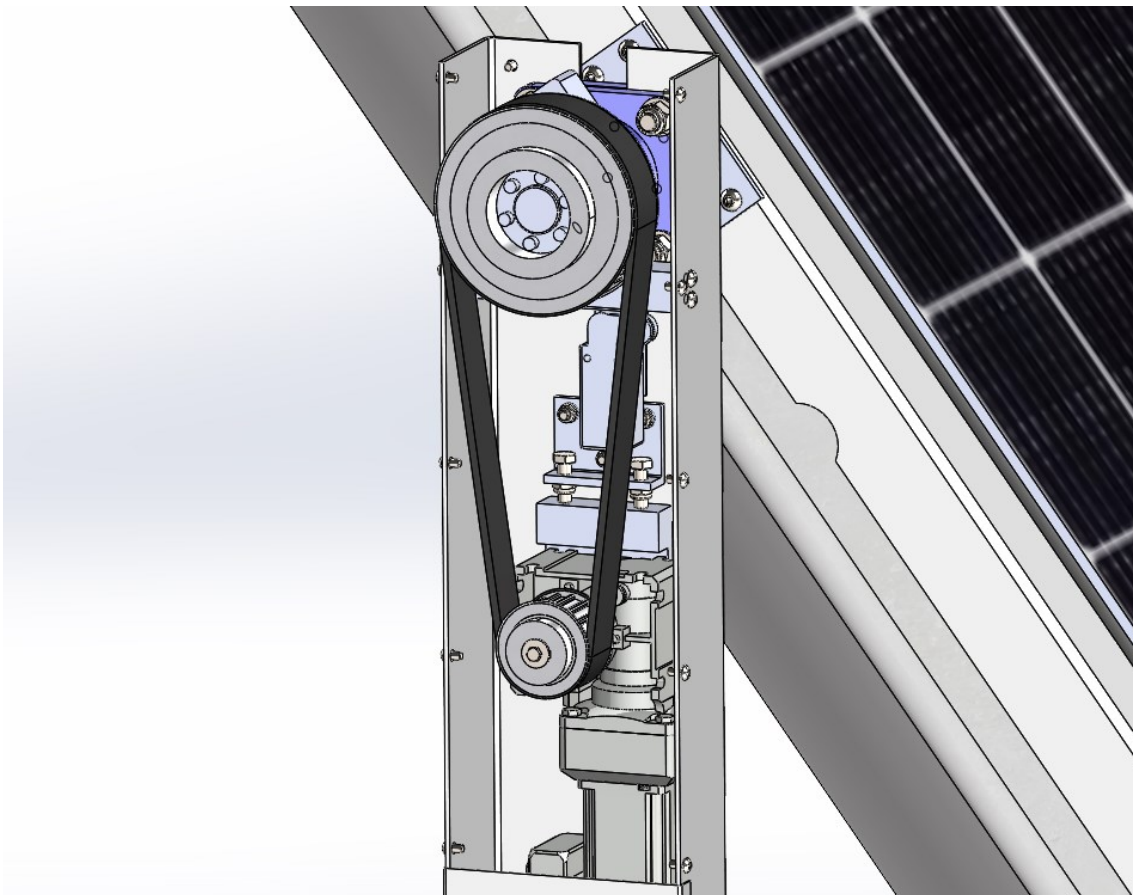


KUVA 9. Kierukkavaihteen toimintaperiaate (9)

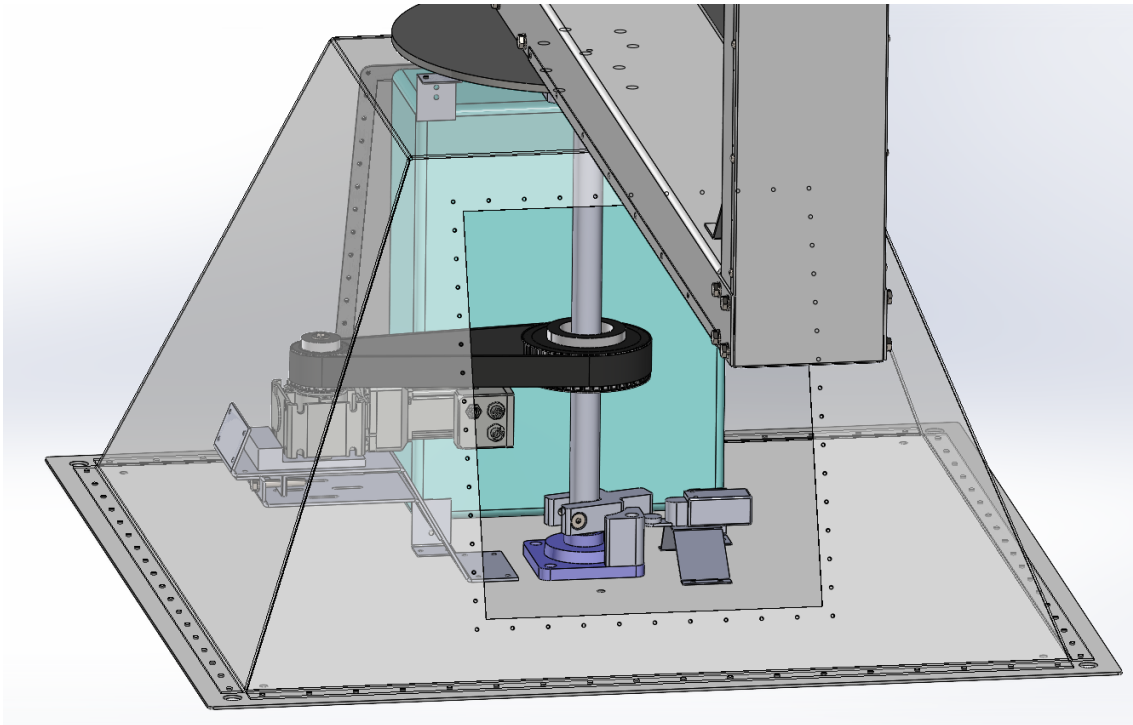
Eri vaihdelaatikkojen ongelmana oli se, että niiden vääntömomentin kesto oli vain muutamia kymmeniä newtonmetrejä. Kestävämpiä vaihdelaatikoja ei ollut saatavilla valitun kokoluokan moottorille. Tästä syystä moottorin ja vaihdelaatikon jälkeen tarvittiin vielä toisiovälitys. Vääntömomentin keston lisääminen erillisellä toisiovälityksellä on selvästi kustannustehokkaampaa kuin reilusti isompaan moottoriin ja vaihdelaatikkoon siirtyminen. Lisäksi toisiovälityksen olemassaolo helpottaa mahdollista liikeakselin hätävapautuksen toteutusta.

Erialaisten toisiovälityksen toteutustapojen kartoittamisen jälkeen päädyttiin toteuttamaan molempien liikeakseleiden toisiovälitys hammashihnalla (kuva 10 ja 11). Hammashihnalla ja hammashihnapyörillä saataisiin toisiovälitykseen välityssuhteeksi 2:1. Tämä tarkoittaa, että vääntömomentin kesto saadaan kaksinkertaistettua.

Hammashihnavälitys mitoitettiin Mulco belt-pilot -laskentaohjelmalla. Ohjelma laski annettujen lähtötietojen perusteella esimerkiksi välityksen voimansiirtokyvyn, hihnapyörien etäisyyden, hihnan pituuden, tarvittavan esikiristysvoiman ja hihnapyöriin kohdistuvan radiaalivoiman. Laskentaohjelman laskentatulokset löytyvät liitteestä 1.

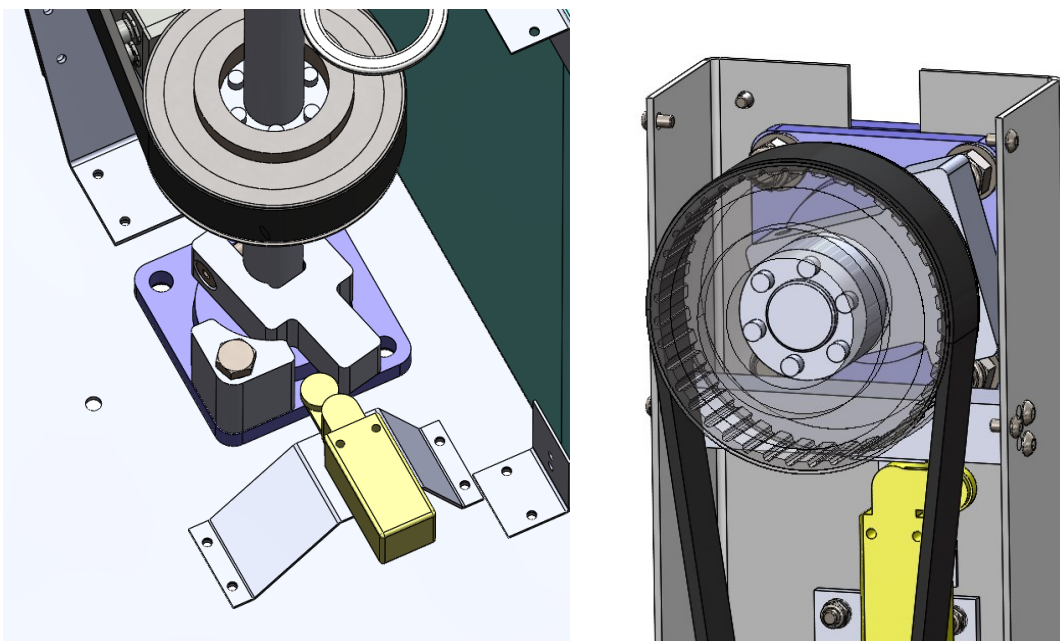


KUVA 10. X-akselin hammashihnavälitys



KUVA 11. Z-akselin hammashihnavälitys

Molemmille liikeakseleille tuli olla liikeratastopparit, jotta vikatilanteessa liikeakselit eivät voi kääntyä kääntöalojensa yli, jolloin johdotukset ja anturointi vaurioituisivat (kuva 12). Liikeratastopparit toteutettiin akseleihin asennetuin haitoin, jotka samalla aktivoivat liikeakselien raja-antureita. X-akselilla liikeratastopparin läpi menee pinni, jonka kautta raja-anturi aktivoituu. Z-akselin liikelaajuus on 270 astetta ja x-akselin 180 astetta.

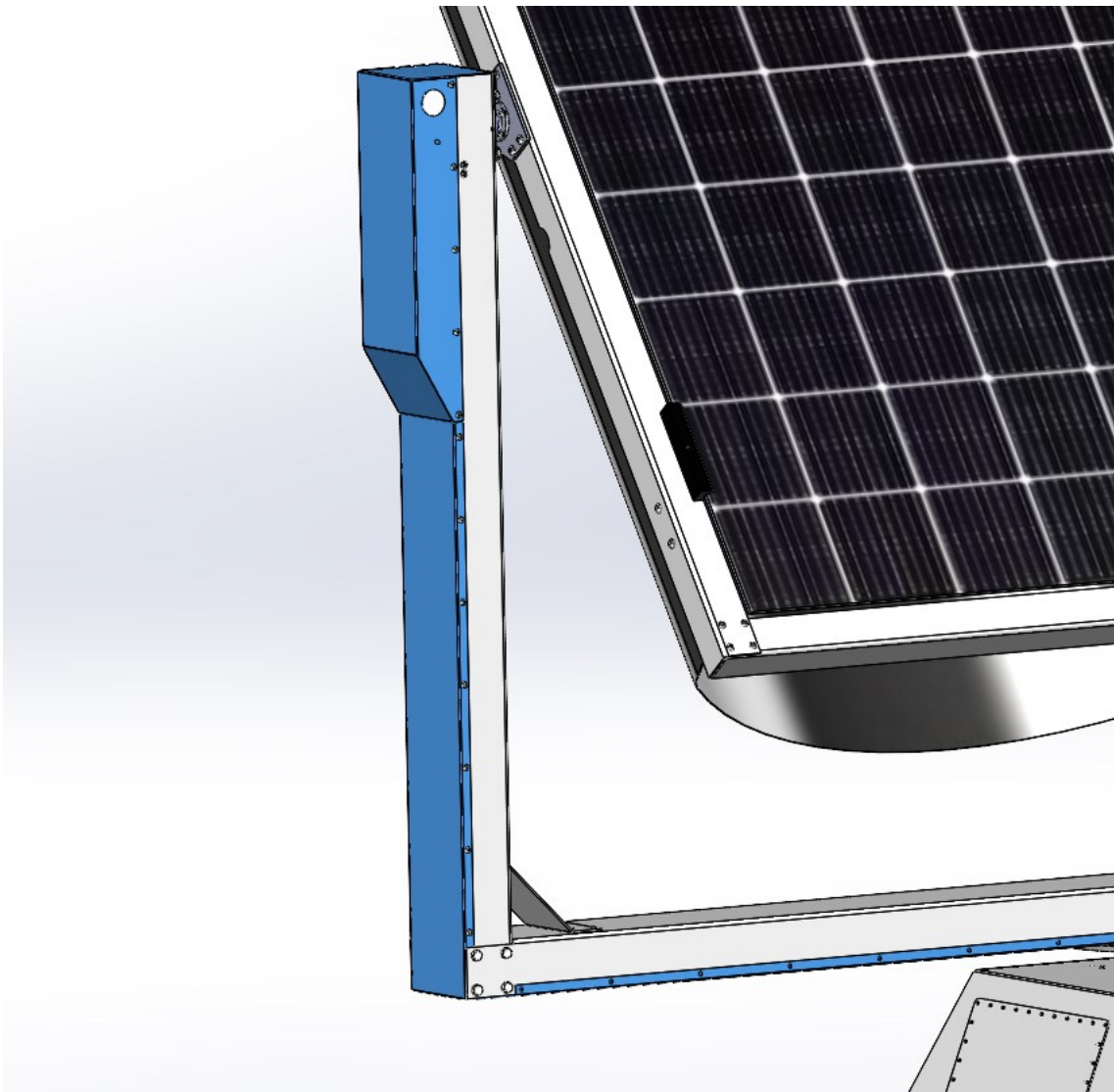


KUVA 12. Z- ja x-akseleiden liikeratastopparit ja raja-anturit

Prototyypilaitteessa liikeakselit käyvät kerran päivässä raja-antureilla kotiasemassa, jolloin akselilta saadaan paikkatieto. Jos raja-anturi ei tunnista liikeakselia, yrittää laite vielä hetken aikaa kääntää akselia. Jos liikeakseli ei saavu tällöinkään raja-anturille, laite tunnistaa vikatilän ja moottoreiden virransyöttö katkaistaan.

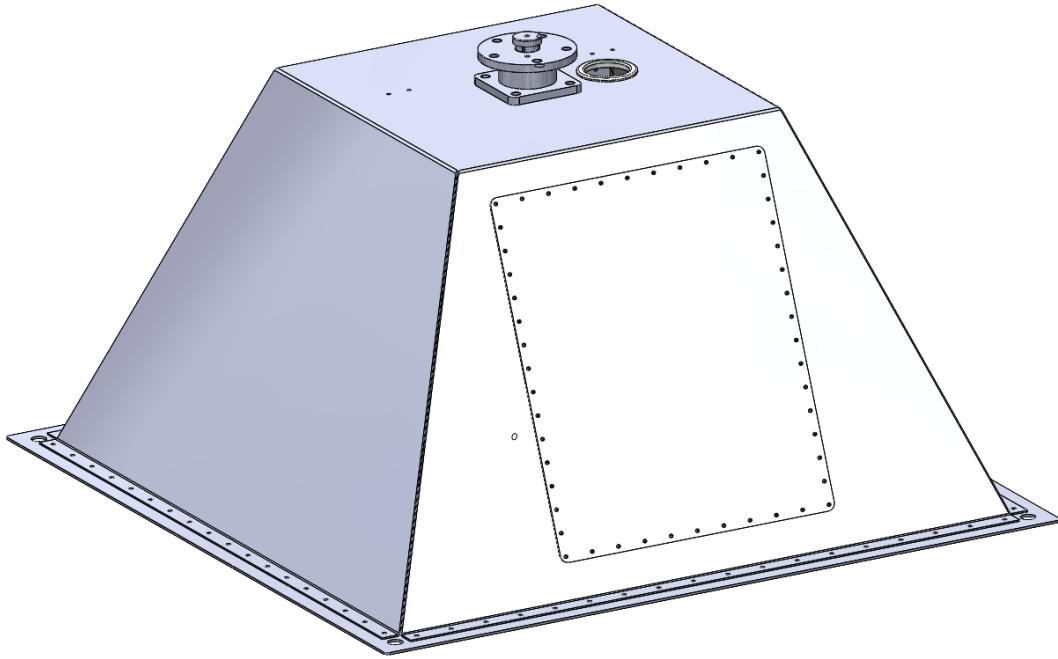
3.6 Kotelointi

Laitteen rungon kotelointi toteutettiin suojapellein (kuva 13). Runkokourujen päälle kantataan yksinkertaiset ohuet suojapellit, jotka tulevat pienillä ruuveilla kiinni. Ruuvikiinnitys mahdollistaa helpon huoltamisen ja kokoonpanon, kun pellit voidaan helposti irrottaa.

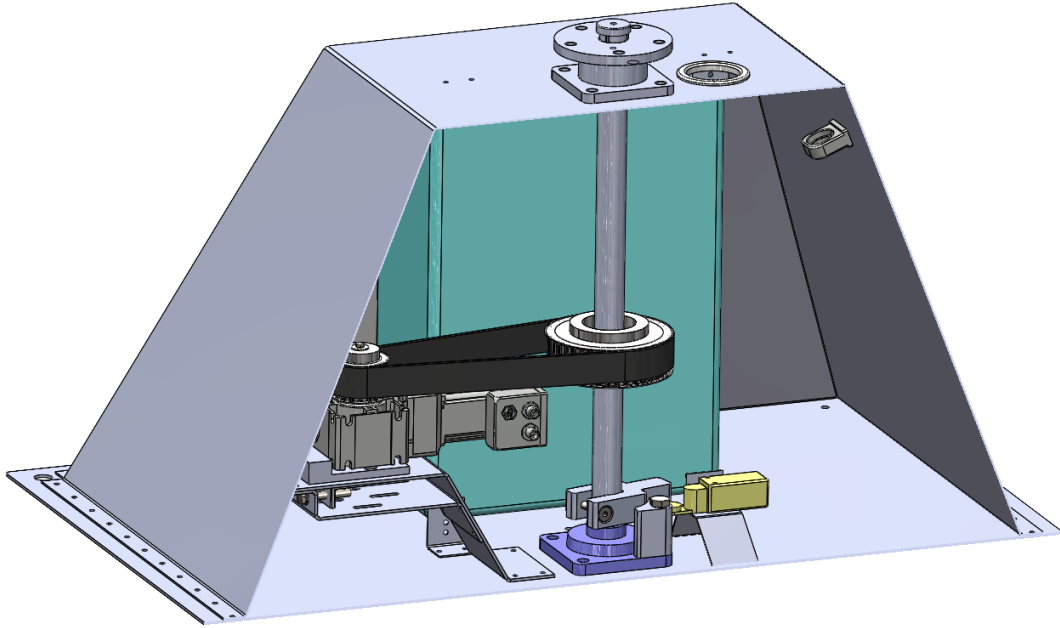


KUVA 13. Runkohaarukan suojapellit sinisellä värillä korostettuina

Kääntölaitteen jalusta toimii samalla runkorakenteena ja kotelointina (kuva 14). Jalustan koko on huomattavan suuri, koska sinne pitää saada mahtumaan kookas sähkökaappi. Jalustan iso koko ja kartiomainen rakenne tekevät rakenteesta jämäkän. Lisäksi z-akselin laakeroinnin läpi kulkeva voimansiirtoakseli jäykistää olennaisesti rakennetta tuulikuorman aiheuttamaa taivutusta vastaan (kuva 15). Jalustan molemmissa kyljissä on huoltoluukut, jotka ovat tiheällä ruuvikiinnityksellä kiinni, koska ne ovat osa kantavaa rakennetta.



KUVA 14. Kääntölaitteen jalusta

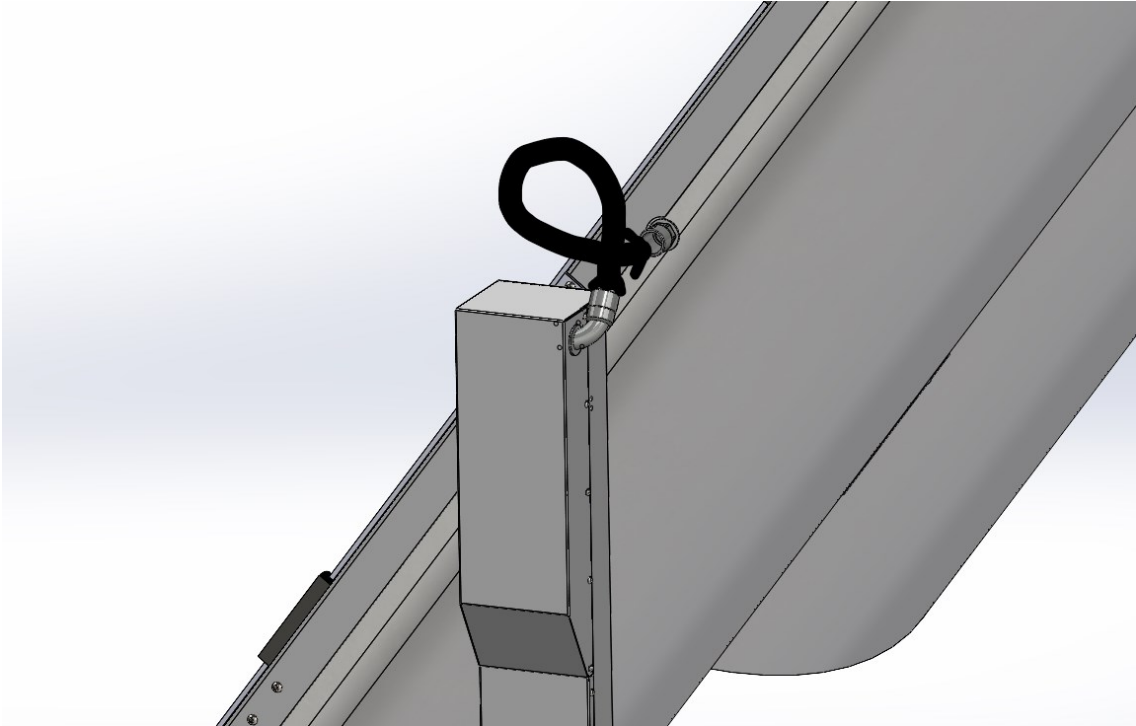


KUVA 15. Voimansiirtoakseli tukee z-akselin laakerointia

3.7 Kaapelointi

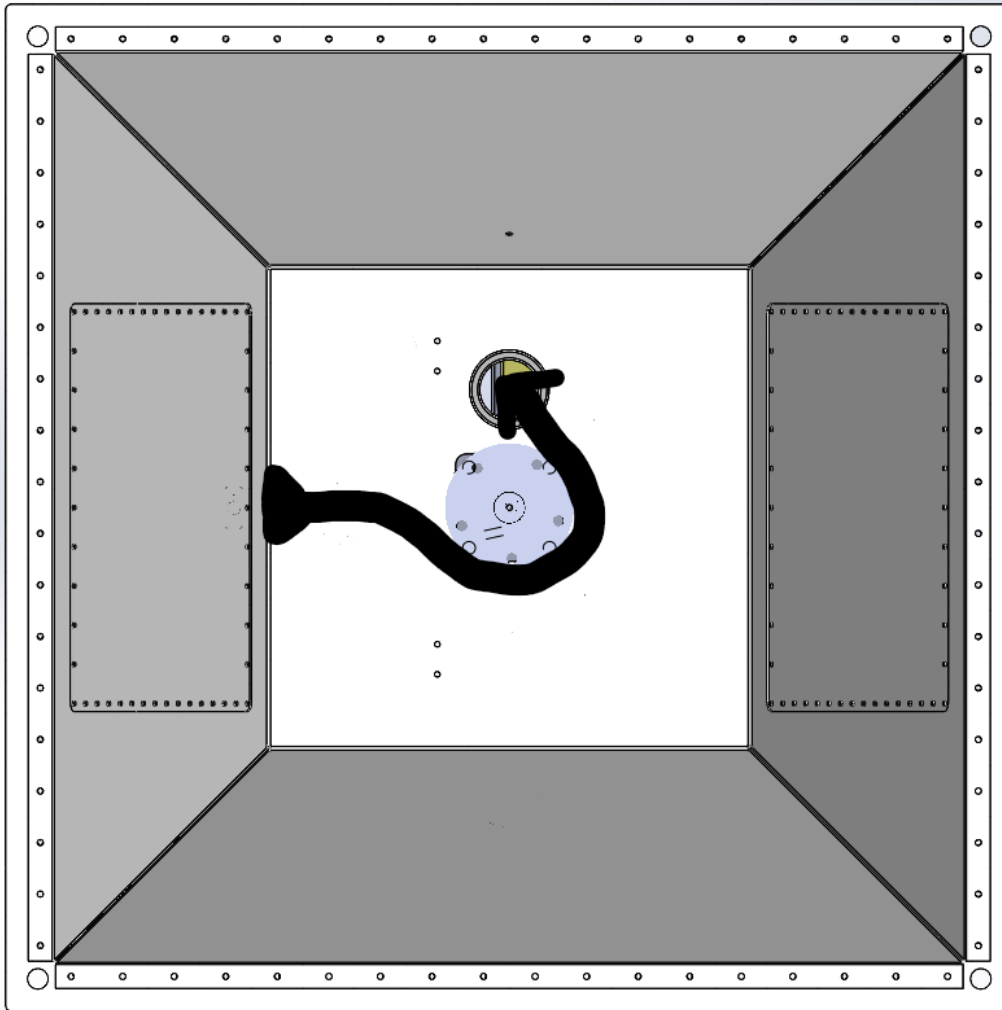
Laitteessa on kaapelointi aurinkopaneeleista invertterille, invertteriltä jalustaan, moottoreilta jalustaan ja antureilta jalustaan. Pääosin kaapelointi kulkee runkopeltien sisällä. Liikeakselien kaapelointi oli erityisen haastava suunnitella. Alun perin tarkoituksena oli tehdä molempien kääntöakselien akseleista onttoja, jolloin kaapelointi olisi voitu viedä akseleiden läpi, mutta tämä osoittautui liian kalliiksi ja monimutkaiseksi toteuttaa.

Ratkaisuksi keksittiin kaapeleiden vieni taipuisassa kaapelinsuojaputkessa liikeakselien ympäri. X-akselilla on kaapelinsuojaputkelle kaupalliset läpiviennit molemmissa päissä, ja suojaputki kierretään kiepille, jolloin siinä on liikevaraa akselin kääntymiseen. Kuvassa 16 havainnollistetaan kaapelinsuojaputken kulkureittiä mustalla viivalla.



KUVA 16. Kaapelinsuojaputken läpiviennit ja kulkureitti x-akselilla

Z-akselilla kaapelinsuojaputki kierretään yhden kierroksen verran laakeriyksikön ympäri, jolloin suojaputki purkautuu ja kiertyy takaisin laakeriyksikön ympäri akselin kääntyessä. Suojaputken kulkureitin yläpuolelle suunniteltiin myös suojakiekko, joka ohjaa suojaputken kulkua sekä suojaa suorralta lumen ja jään kertymiseltä suojaputken ympäristöön. Kuvassa 17 havainnollistetaan suojaputken kulkureittiä. Kuvassa ei näy runkopalkkia, josta suojaputken toinen pää lähtee, eikä suojakiekkoa.



KUVA 17. Kaapelisuoja-putken kulkureitti z-akselilla

3.8 Lujuustarkastelut

Prototyypilaitteen lujuustarkastelut tehtiin hyvin kevyen kaavan kautta. Projektin päätarkoituksena prototyypivaiheessa on todeta, onko laitteen perusrakenne järkevä ja onko tuoteidea muilta osin toimiva ja toteuttamiskelpoinen. Tästä syystä projektin työmäärään ei ollut mitoitettu kattavaa ja tarkkaa lujuuslaskentaa. Protolaitteen valmistuttua laitteen kestävyys todetaan todellisessa käyttöympäristössä tehdyin käyttötestein ja rakennetta muutetaan tai vahvistetaan tarvittaessa.

Suurimman kuormituksen kääntölaitteen rakenteeseen aiheuttaa tuulikuorma. Tämän lisäksi x-akselin noin 120 kg:n omamassa aiheuttaa lujuusvaatimuksia rungon vaakapalkille. Huomionarvoista kaikissa lujuustarkasteluissa on ohutlevyrakenteen nurjahdustaipumus.

Tuulikuorman määrä mitoitettiin karkeasti käyttäen tuulikuormalaskuria (kuva 18). Mitoitettavaksi tuulennopeudeksi valittiin 21 m/s, joka on tuulen nopeuden modifioimaton perusarvo Suomessa (10, s. 22).

Tuulikuormalaskuriin syötettiin tuulen nopeus, vaikutuspinta-ala ja vaikutussuunta. Tuloksena saatiin tuulen aiheuttama voima kilonewtoneina, joka tässä tapauksessa oli noin 1,2 kN. Tuulikuormalaskurin käyttö tarkemmissa lujuuslaskelmissa ei ole suotavaa, mutta tässä tapauksessa sitä voidaan pitää hyvänä työkaluna tuulikuorman suurusluokan laskemiseen.

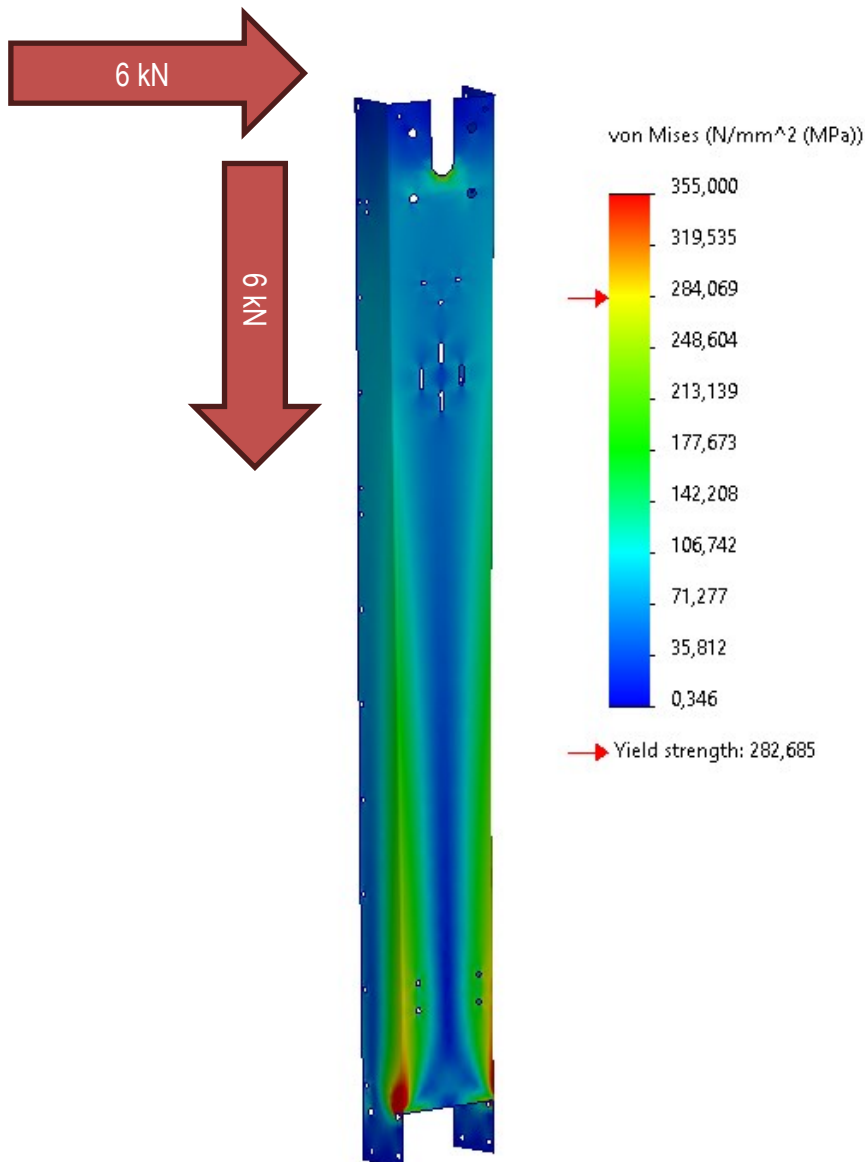
The environment	
Wind velocity	21 m/s ▾
Air density	1.225 kg/m³ ▾
The default air density is for 15 °C / 59 °F at sea level. If you need to change this value, check our air density calculator .	
The loaded object	
Surface area	4.4 m² ▾
Surface angle	90 deg
Dynamic pressure and wind load	
Dynamic pressure	270.1 Pa ▾
Wind load	1.1885 kN ▾

$$\text{Dynamic pressure} = 0.5 \times \text{Air density} \times \text{Wind speed}^2$$

$$\text{Wind load} = \text{Dynamic pressure} \times \text{Effective surface} = \\ \text{Dynamic pressure} \times \text{Total surface} \times \sin(\text{angle})$$

KUVA 18. Tuulikuormalaskurin käyttämä laskukaava ja tulokset

Tuulikuorma kuormittaa erityisesti rungon pystypalkkia. Kuvassa 19 esitetään pystypalkille tehdyn staattisen FEM-analyysin tulos. Kiinnityspisteet on määritetty palkin alaosaan kahdeksaan ruuvireikään ja kuormitus on määritetty kohdistumaan palkin yläosaan oleviin neljään laakeriyksikön ruuvireikään. Kuormituksen suuruudeksi on määritetty 6 kN suoraan alaspäin, mikä kuvaa x-akselin omamassaa, sekä 6 kN kohtisuoraan palkin päätä kohden, mikä kuvaa tuulikuormaa.



KUVA 19. Rungon pystypalkin FEM-analyysin tulos

FEM-analyysin tuloksesta voidaan havaita, että palkki pyrkii hieman vääntymään pituusakselinsa ympäri ja alareunassa kiinnityspisteen lähellä on jännityshuippu. Muilta osin jännitykset ja muodonmuutokset pysyvät maltillisena.

Havaittu jännityshuippu ei todellisuudessa tule ilmenemään näin voimakkaana, sillä FEM-analyysissä kiinnityspisteet on määritelty ruuvinreikien sisäpinnoille, eikä se täten ota huomioon ruuviliitoksen kitkavoiman aiheuttaman jännityksen jakautumista laajemmalle alueelle. Lisäksi analyysiin ei ole otettu huomioon palkin tukikannaketta ja suojakoteloita, jotka jäykistävät rakennetta vielä entisestään. Palkin kiertymistä ja nurjahtamista vähentää olennaisesti palkin päässä oleva jäykkä x-akseli.

Voidaan todeta rakenteen lujuuden olevan riittävä näiltä osin. Väsyttävä kuormitus on kuitenkin otettava huomioon ja ruuvinreiän viereen muodostuvaa jännityshuippua voitaisiin madaltaa esimerkiksi siirtämällä ruuvinreikää kauemmas palkin reunasta.

Myös x-akselin akseli mitoitettiin laskemalla vertailujännitys vääntö- ja taivutusjännityksestä. Laskenta suoritettiin Mathcad-ohjelmistolla. Akselin staattisen kuormituksen varmuusluvuksi saatiin 3,9. Laskelmat löytyvät liitteestä 2. Mitoitusta ei tehty väsyttävälle kuormitukselle, mutta akselin geometriassa on huomioitu jännityshuippujen minimoiminen käyttämällä pyöristyksiä terävissä nurkissa.

X-akselin akselin laipan ruuvikiinnitykselle tehtiin yksinkertainen leikkausvoimamitoitus. Laippa kiinnitetään neljällä 8.8-lujuusluokan M6-ruuvilla. Varmuusluvuksi myötöön saatiin 4,1, jonka laskenta löytyy liitteestä 3.

Moottorin ja voimansiirron mitoituksessa laskettiin kokonaisväliytysuhde, voimansiirron maksimi vääntömomentin kestävyys ja kääntöakselin kääntämiseen käytössä oleva maksimi vääntömomentti. Laskelmat löytyvät liitteestä 4.

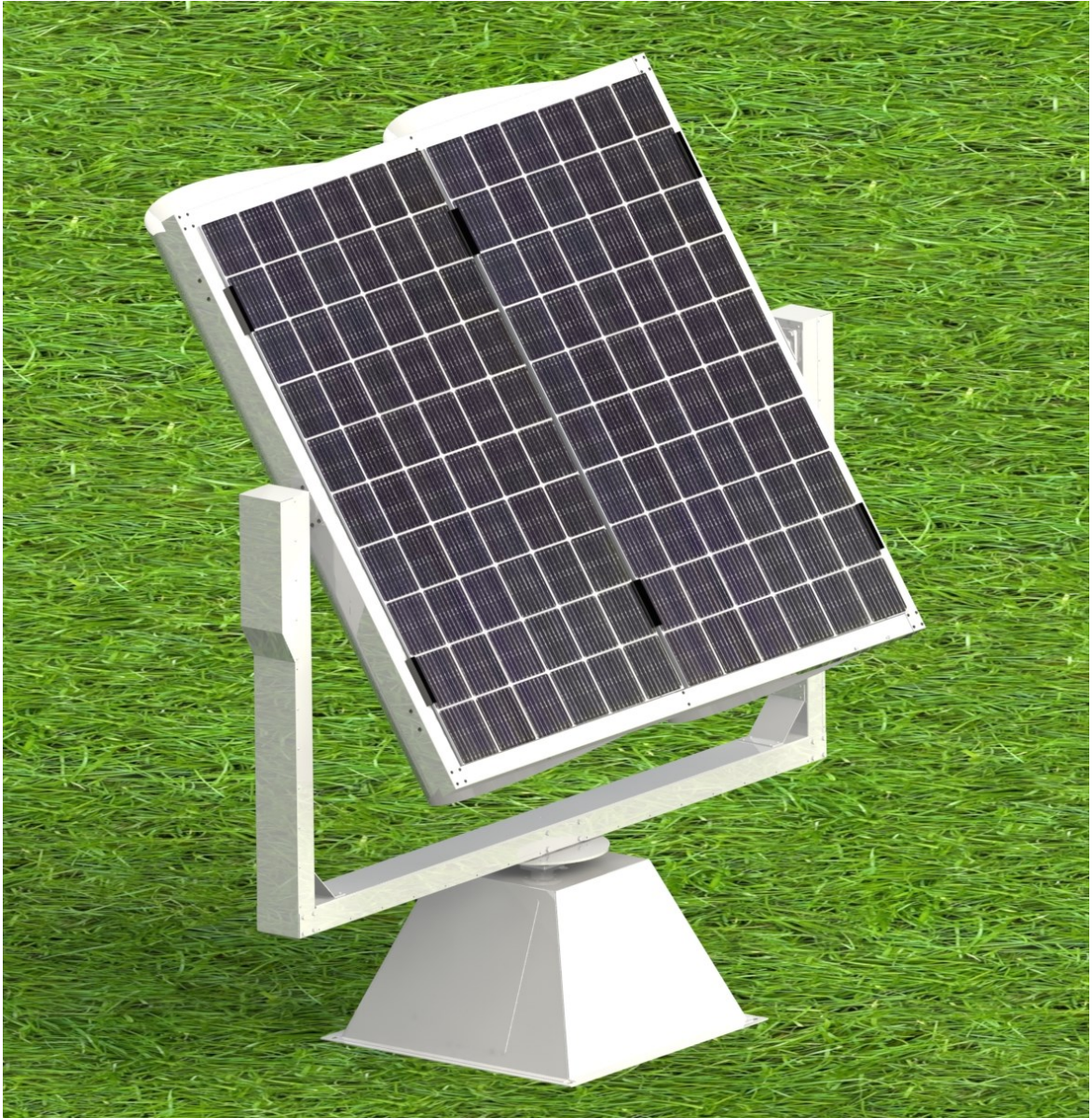
4 YHTEENVETO

Opinnäytetyön tarkoitus oli tehdä mekaniikkasuunnittelu aurinkopaneelien kääntölaitteelle. Alun perin opinnäytetyön laajuuteen oli tarkoitus sisältyä myös prototyypilaitteen kokoonpano ja testaus, mutta loppuasiakkaan puolelta tulleista viiveistä johtuen nämä jouduttiin jättämään pois. Projekti kuitenkin jatkuu opinnäytetyön valmistumisen jälkeen ja prototyypilaitte tullaan rakentamaan.

Opinnäytetyön tuloksena syntyi 3D-mallit laitteesta ja sen osista sekä hieman dokumentaatiota. Kuvarenderöinti laitteen 3D-mallista löytyy kuvasta 20. Lujuustarkastelut ja dokumentaatio on tehty hyvin kevyesti ja karkeasti projektin luonteesta johtuen. Loppuasiakkaalle tarjottuun prototyypikonaisuuteen ei kuulunut dokumentaatiota ja lujuuslaskelmia. Prototyypilaitteen valmistuttua laitteelle tehdään toiminta- ja kestävyystesti todellisessa käyttöympäristössä.

Suurin tuotos tässä vaiheessa on kuitenkin kirjoittamaton tieto, jota on saatu suunnittelun edetessä eri ratkaisuiden toimivuudesta, aurinkopaneeliteknologiasta ja muista teknisistä asioista. Suunnittelun etenemisestä on pidetty myös viikkokohtaista päiväkirjaa, johon on kirjattu jokaisella viikolla tehdyt asiat.

Opinnäytetyö on kehittänyt mekaniikkasuunnittelutaitoja ja lisännyt ymmärrystä myös automaatio-suunniteluun liittyvistä asioista. Työn tulos oli halutunlainen huomioon ottaen aikatauluseikat. Saa- duista tuotoksista jalostetaan opinnäytetyön valmistumishetkellä lopullisia 3D-malleja ja valmistuspiirustuksia, ja prototyypilaitte tullaan valmistamaan.



KUVA 20. Kuvarenderöinti aurinkopaneelien kääntölaitteesta

LÄHTEET

1. Professional Mechanics Finland Oy 2024. Etusivu. Hakupäivä 15.1.2024. <https://www.pro-mec.fi/>.
2. Ermen Oy 2015. Mikä on aurinkokenno?. Hakupäivä 11.11.2023. <https://www.ermen.fi/mika-on-aurinkokenno/>.
3. Lehto, Ina, Orrberg, Matti, Ylinen, Marko & Andersén, Markus 2021. Aurinkosähköjärjestelmien suunnittelu ja toteutus. 2. uudistettu painos. Espoo: Grano Oy.
4. Rintala, Mikko & Joutsenvaara, Jukka 2016. Arktisen aurinkosähkön hyödyntämisen opas. Lapin ammattikorkeakoulun julkaisuja Sarja B. Raportit ja selvitykset 10/2016. Hakupäivä 18.11.2023. <https://urn.fi/URN:ISBN:978-952-316-135-1>.
5. Fthenakis, Vasilis & Lynn, Paul 2018. Electricity from Sunlight. 2nd Edition. Wiley. Hakupäivä 18.11.2023. O'Reilly Online Learning. Vaatii käyttöoikeuden.
6. Solar.com 2023. Solar Panel Efficiency - Pick the Most Efficient Solar Panels. Hakupäivä 2.12.2023. <https://www.solar.com/learn/solar-panel-efficiency/>.
7. Wolden, Colin, Fthenakis, Vasilis, Kurtin, Juanita, Baxter, Jason, Repins, Ingrid, Sasheen, Sean, Torvik, John, Rockett, Angus & Aydil, Eray 2011. Photovoltaic manufacturing: Present status, future prospects, and research needs. Journal of Vacuum Science & Technology A Vacuum Surfaces and Films 2011. Hakupäivä 2.12.2023. <http://dx.doi.org/10.1116/1.3569757>.
8. Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE 2022. Press release #13. Hakupäivä 2.12.2023. <https://www.ise.fraunhofer.de/en/press-media/press-releases/2022/fraunhofer-ise-develops-the-worlds-most-efficient-solar-cell-with-47-comma-6-percent-efficiency.html>.
9. Direct industry 2024. Hydromec Worm gear reducer 030 ÷ 110. Hakupäivä 27.1.2024. <https://www.directindustry.com/prod/hydromec/product-38532-464914.html>.

10. Ympäristöministeriö 2019. Suomen rakentamismääräyskokoelma. Rakenteiden lujuus ja vä-
kaus. Rakenteiden kuormat. Hakupäivä 27.1.2024. [https://ym.fi/docu-
ments/1410903/38439968/Kuormat_lisays_2019-
5070311E_F267_47BC_A593_AEAA20EA31FE-153592.pdf/4194d6a0-63c4-3965-34bb-
4b2f159cd372/Kuormat_lisays_2019-5070311E_F267_47BC_A593_AEAA20EA31FE-
153592.pdf?t=1603260658544](https://ym.fi/documents/1410903/38439968/Kuormat_lisays_2019-5070311E_F267_47BC_A593_AEAA20EA31FE-153592.pdf/4194d6a0-63c4-3965-34bb-4b2f159cd372/Kuormat_lisays_2019-5070311E_F267_47BC_A593_AEAA20EA31FE-153592.pdf?t=1603260658544).

11. Maus Philip 2024. Omni Calculator. Wind load calculator. Hakupäivä: 5.2.2024.
<https://www.omnicalculator.com/physics/wind-load>.

LIITTEET

Hammashihnavälityksen mitoitus liite 1

X-akselin akselin mitoitus liite 2

X-akselin akselin ruuvikiinnityksen mitoitus liite 3

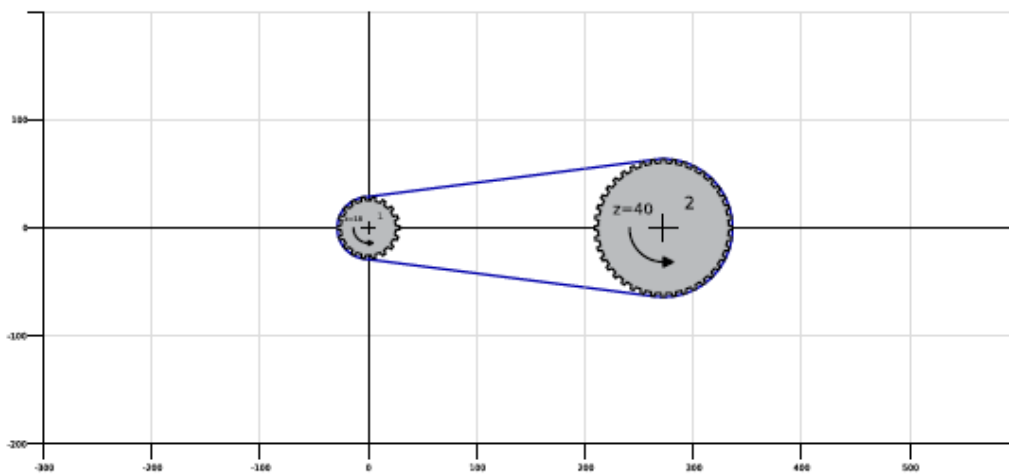
Moottorin ja voimansiirron mitoitus liite 4

Mulco - Europe EWIV

Heinrich-Nordhoff-Ring 14
 30826 Garbsen
 Tel: +49 5131 4522-0
 Fax: +49 5131 4522-110
 info@mulco.de



geometry overview SOPA



pulley	rot. direc.	No. of teeth	Tensioning Roller	X [mm]	Y [mm]	pitchØ [mm]	outsideØ [mm]	span length [mm]	angle of mesh [°]	arc Length [mm]	centre dist. [mm]
1	acw	18		0.00	0.00	57.48	55.48	270.21	165.2	82.88	272.46
2	acw	40		272.46	0.00	127.50	125.50	270.21	194.8	216.71	272.46

power overview								
pulley	No. of teeth	drive r.p. m.	No. of meshed teeth	No. of teeth in mesh (for power)	span length [mm]	freq. [Hz]	req. belt width [mm]	max. transferable power [kW]
1	18	1.00	8	8	270,21	107	21.00	0.01
2	40	0.45	21	12	270,21	107	14.02	0.01

power data SOPA

Details for pulley Nr. 1				Details for pulley Nr. 2			
power data				power data			
power	P	=	0.00 kW	power	P	=	-0.00 kW
torque	M	=	39.00 Nm	torque	M	=	-86.67 Nm
circumferential force	F_U	=	1357.1 N	circumferential force	F_U	=	-1359.4 N
static shaft load	F_A	=	1345.8 N	static shaft load	F_A	=	1345.8 N
drive data				drive data			
centre point	X	=	0.00 mm	centre point	X	=	272.46 mm
centre point	Y	=	0.00 mm	centre point	Y	=	0.00 mm
direction of rotation		=	acw	direction of rotation		=	acw
centre distance	a	=	272.46 mm	centre distance	a	=	272.46 mm
span length	l_T	=	270.21 mm	span length	l_T	=	270.21 mm
no. of teeth	z_1	=	18	no. of teeth	z_2	=	40
outside diameter	d_{k1}	=	55.48 mm	outside diameter	d_{k2}	=	125.50 mm
root diameter	d_{f1}	=	50.78 mm	root diameter	d_{f2}	=	120.80 mm
pitch circle diameter	d_{01}	=	57.48 mm	pitch circle diameter	d_{02}	=	127.50 mm
drive	n_1	=	1.00 min ⁻¹	drive	n_2	=	0.45 min ⁻¹
peripheral speed	v_1	=	0.00 m/s	peripheral speed	v_2	=	0.00 m/s
no. of teeth in mesh	z_{e1}	=	8	no. of teeth in mesh	z_{e2}	=	21
angle of mesh	β_1	=	165.2 °	angle of mesh	β_2	=	194.8 °
timing belt data				timing belt data			
pitch	t	=	10.00 mm	pitch	t	=	10.00 mm
belt length	L_B	=	840.0 mm	belt length	L_B	=	840.0 mm
Belt width with safety factor = 1	$b_{S=1}$	=	21.00 mm	Belt width with safety factor = 1	$b_{S=1}$	=	14.02 mm
belt width selected	b	=	32.0 mm	belt width selected	b	=	32.0 mm
safety of tension cord	S_{cord}	=	3.49	safety of tension cord	S_{cord}	=	3.49
safety of tooth shear strength	S_{tooth}	=	1.52	safety of tooth shear strength	S_{tooth}	=	2.28
pre-tension of span length	F_v	=	678.5 N	pre-tension of span length	F_v	=	678.5 N
span force max.	$F_{sp.max.}$	=	1359.4 N	span force max.	$F_{sp.max.}$	=	1359.4 N
frequency set	f	=	107 Hz	frequency set	f	=	107 Hz

Synchroflex - Timing belt 32.0 AT10/840.0

October 31, 2023


MULCO
 The timing belt specialist

Suurin X-akseliin kohdistuva kuormitus syntyy kääntömoottorin hihnavedon vetäessä akselia, tuulen samalla puhaltaessa maksimikuormituksella.

Kääntöakselin omamassaa ja tuulikuormaa ei oteta leikkausvoimana huomioon, sillä leikkasujännitys ei kohdistu samaan kohtaan kuin taivutus- ja vääntöjännityksen aiheuttama jännityshuippu.

Leikkausvoimaa ei myöskään voida laskea yhdistämällä jännitykset vertailujännitykseksi.

Leikkausvoiman aiheuttama jännitys olisi myös lähes merkityksettömän pieni.

Akselin myötölujuus	$R_e := 355 \text{ MPa}$
Akselin halkaisija	$d := 30 \text{ mm}$
Vipuvarren pituus	$l := 100 \text{ mm}$
Hihnavoima	$F := 2000 \text{ N}$
Tuulen aiheuttama maksimivääntömomentti	$M_v := 156 \text{ N} \cdot \text{m}$
Taivutusmomentti	$M_t := F \cdot l = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$
Pyöreän umpitangon vääntövastus	$W_v := \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 5.301 \text{ cm}^3$
Pyöreän umpitangon taivutusvastus	$W := \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 2.651 \text{ cm}^3$
Vääntöjännitys	$\tau := \frac{M_v}{W_v} = 29.426 \text{ MPa}$
Taivutusjännitys	$\sigma := \frac{M_t}{W} = 75.451 \text{ MPa}$
Vertailujännitys	$\sigma_{vert} := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 91.052 \text{ MPa}$
Varmuus myötöön	$n := \frac{R_e}{\sigma_{vert}} = 3.9$

X-akselin laipan ruuviliitosta kuormittaa X-akselin varassa olevien osien paino, vääntömomentti ja tuulen aiheuttama voima.

Tehdään yksinkertaistettu leikkausvoimalaskelma, jossa oletetaan leikkausvoiman jakautuvan tasan kaikkien ruuvien kesken.

Ruuvien lukumäärä	$n := 4$
M6-ruuvien jännityspinta-ala	$A_s := 20.1 \text{ mm}^2$
Ruuvien jakohalkaisija	$d := 46 \text{ mm}$
Etäisyys pyörähdyksenkeskipisteestä	$r := \frac{d}{2} = 23 \text{ mm}$
Vääntömomentti	$M := 156 \text{ N} \cdot \text{m}$
Voima x (tuuli)	$F_x := 1.1 \frac{\text{kN}}{2} = 550 \text{ N}$
Voima y (kääntöakselin massa)	$F_y := \frac{115 \text{ kg} \cdot \text{g}}{2} = 563.9 \text{ N}$
Voimien välinen kulma	$\alpha := 90 \text{ deg}$
Resultanttivoima	$F := \sqrt{F_x^2 + F_y^2 - 2 \cdot F_x \cdot F_y \cdot \cos(\alpha)} = 787.7 \text{ N}$
Vääntömomentin aiheuttama voima	$F_m := \frac{M}{r} = 6.8 \text{ kN}$
Yhden ruuvien leikkausjännitys	$\sigma := \frac{F + F_m}{n \cdot A_s} = 94.2 \text{ MPa}$
8.8-lujuusluokan ruuvien venymisraja 0,2%	$Rp0.2 := 640 \text{ MPa}$
8.8-lujuusluokan ruuvien leikkausmyötölujuus	$\tau_e := Rp0.2 \cdot 0.6 = 384 \text{ MPa}$
Ruuvien varmuusluku myötöön	$\frac{\tau_e}{\sigma} = 4.1$

Moottorin/vaihdelaatikon laskelmat:1 x PD4-E601L42-E-65-4A

Stepper motor with integrated controller IP65 – NEMA 23/24

1 x GSGE60-50-1

Worm gearboxes

Moottorin vääntömomentti
(rajoitettu vaihdelaatikon
kestävyyden vuoksi)

$$M_m := 1.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Vaihteiston välityssuhde

$$i_1 := 50$$

Toisiovälityksen välityssuhde

$$i_2 := 2$$

Kokonaisvälityssuhde

$$i := i_1 \cdot i_2 = 100$$

Voimansiirron hyötysuhde
momentin suhteen

$$l_s := 80\%$$

Ulostulovääntömomentti

$$M_v := M_m \cdot i \cdot l_s = 120 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Vaihdelaatikko kestää valmistajan mukaan hetkellisesti
vääntömomenttia kaksi kertaa nimellisivääntömomentin verran:

Vaihdelaatikon nimellisivääntömomentti

$$M_{nimellinen} := 39 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Vaihdelaatikon hetkellinen
vääntömomentin kesto

$$M_{vmax} := 2 \cdot M_{nimellinen} = 78 \text{ N} \cdot \text{m}$$

X-akselin maksimi
vääntömomentin kesto

$$M_{max} := M_{vmax} \cdot i_2 = 156 \text{ N} \cdot \text{m}$$