

Tampereen ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Tuotekehitys
Jarno Jokinen

Opinnäytetyö

Reunanauhasilppurin tuotteistaminen

Työn ohjaaja Yliopettaja, TkT, Markus Aho
Työn tilaaja Osapaja Oy valvojana tj Markku Kaipainen
Tampere 4/2009

Tekijä	Jarno Jokinen
Työn nimi	Reunanauhasilppurin tuotteistaminen
Sivumäärä	54+11
Työn valmistumis- kuukausi ja vuosi	4/2009
Työn ohjaaja	Yliopettaja, TkT, Markus Aho
Työn tilaaja	Osapaja Oy valvojana tj Markku Kaipainen

TIIVISTELMÄ

Työn toimeksiantaja Osapaja Oy halusi kehittää paperisen ja kartonkisen reunanauhan lyhentämiseen suunniteltua laitetta ja saada kehitetystä tuotteesta kunnolliset dokumentaatiot tuotteen valmistusta ja markkinointia varten. Työn nimeksi annettiin reunanauhasilppurin tuotteistaminen. Tuotteistaminen sisälsi reunanauhasilppurin modernisointia sekä reunanauhasilppurista tuotettavien 3d-cad-mallien mallintamista. 3d-cad-malleista tehtävien valmistus- ja kokoonpanopiirustusten teko jätettiin tämän työn ulkopuolella tehtäväksi.

Reunanauhasilppurin modernisointi sisälsi leikkuriakselien laakerien uudelleen valinnan ja muiden laakereiden kestävyys tarkastamisen. Leikkuriakselien laakereiksi valittiin viistokuulalaakeri, jotka mahdollistavat säteisvälysten poistamisen laakereista. Modernisoinnissa kehitettiin reunanauhasilppurin rungon rakennetta huoltoystävällisemmäksi sekä valittiin vaihdemoottorille varmuuskytkin tukostilanteiden aiheuttamien vaurioiden estämiseksi. Vertailun jälkeen varmuuskytkimeksi valittiin kaksi erilaista vaihtoehtoa.

Reunanauhasilppurin osista tehtiin Solidworks-suunnitteluohjelmiston avulla 3d-cad-mallit, joista tehtiin reunanauhasilppurin kokoonpanomalli. Internetistä ja Solidworksista löytyviä standardiosia käytettiin hyväksi aina, kun se oli mahdollista.

Reunanauhasilppurista saatiin suunniteltua toimeksiantajan toiveiden mukainen, mutta joitakin kehitystä vaativia kohteita työn tekemisen aikana löytyi. Jatkokehitystä vaativiksi kohteiksi jäi rungon valmistaminen valamalla ja vaihdemoottorin vaihtaminen.

Writer	Jarno Jokinen
Thesis	Productization of Trimmingsshredder
Pages	54+11
Month and Year of Completion	4/2009
Thesis Supervisor	Markus Aho
Co-operating Company	Osapaja Ltd supervisor Markku Kaipainen

ABSTRACT

The client of this work, Osapaja Ltd, wanted to develop its' product trimmingshredder by productization. Productization includes modernization of trimmingshredder and producing 3d-cad-models of trimmingshredder.

Modernization of trimmingshredder included selection of bearings for cutter shafts, checking calculations of other bearings, developing trimmingshredders body to be easier to maintain and selection of safety clutch for gearmotor. Ancular contact bearings, that allow removal of radial clearance, were selected for cutter shafts. After comparison, two different safety clutches were selected.

3d-cad-models were made with Solidworks engineering software. Standard parts, found in Solidworks and the internet, were used always when possible.

Final product was what Osapaja Ltd wanted, but some parts need further development after this productization. Trimmingshredder's body could be made by casting and the gearmotor could be changed to other model.

Sisällysluettelo

1 Johdanto.....	6
2 Tiedon kerääminen	7
3 Hammashihnakäytön suunnittelu	8
4 Momentinrajoituskytkimen valinta.....	12
5 Laakeroinnin suunnittelu	14
5.1 Akseleihin vaikuttavien taivuttavien voimien selvittäminen	14
5.2 Laakereihin vaikuttavien voimien selvittäminen	20
5.2.1 Vasemmanpuoleisen leikkuriakselin laakerivoimien laskenta	21
5.2.2 Oikeanpuoleisen leikkuriakselin voimien laskenta.....	23
5.2.3 Harjatelan voimien laskenta.....	24
5.2.4 Kumitelan voimien laskenta.....	25
5.2.5 Kiristyspyörän voimien laskenta.....	27
5.3 Laakereiden valinta	27
5.5 Laakereiden vaatimat halkaisijatoleranssit	29
6 Rungon suunnittelu ja silppurin mallintaminen	31
6.1 Leikkuriakseleiden mallintaminen	31
6.2 Siirtopyörien mallintaminen	33
6.3 Hammaspyörien mallintaminen	34
6.4 Harjatelan mallintaminen	36
6.5 Kumitelan mallintaminen.....	37
6.6 Rungon suunnittelu	37
6.7 Laakeripesien tiivistimien valinta	42
6.8 Laakeripesien kannen suunnittelu	44
6.9 Kiristyspyörän kammien mallinnus	44
6.10 Hihnaohjurin suunnittelu.....	45
6.11 Lopullinen kokoonpanomalli	46
6.12 Vaihtoehtojen esittely ja lopulliseen malliin päätyminen syyt.....	49
7 Yhteenveto	51
Lähteet.....	52
Liitteet	54
Liite 1: Kierrosnopeuksien laskenta akselleille.....	55
Liite 2: Hihnavoimista ja hammaspyörä välityksestä johtuvien taivutusvoimien laskenta.....	56
Liite 3: Laakereihin vaikuttavien voimien laskenta	59
Liite 4: Laakereiden valinta	62

Symboliluettelo

a_w	akseliväli, mm
C	dynaaminen kantavuusluku, kN
d_0	hammashihnapyörän jakohalkaisija, mm
d_h	hammaspyörän jakohalkaisija, mm
F_a	aksaaliavoima, N
F_d	hihnavoima, N
F_G	painovoima, N
F_r	säteisvoima, N
F_{rh}	hammasvoima, N
F_t	tangentin suuntainen voima, N
i	välityssuhde
K_a	esijännitysvoima, N
L_{10h}	nimellinen kestoikä, h
m	moduuli, mm
n	pyörimisnopeus, min^{-1}
n_m	moottorinpyörimisnopeus, min^{-1}
P	ekvivalentti kuormitus, N
P_m	moottorin teho, kW
r	leikkuriakselin säde, mm
T	vääntömomentti, Nm
v	ratanopeus, m/min
X	säteiskerroin
x	profiilinsiirtokerroin
Y	aksaalikerroin
z	hammasluku
ϕ	ryntökulma, °
ω	kulmanopeus, rad/s

1 Johdanto

Työn tarkoituksena on reunanauhasilppurin tuotteistaminen. Tuotteistamisella tarkoitetaan reunanauhasilppurin modernisointia ja kokoonpanomallin tuottamista 3d-suunnitteluohjelmiston avulla.

Työn toimeksiantajana on kangasalainen metallialan perheyrittys Osapaja Oy. Lähes 30 vuotisen toimintansa aikana Osapaja Oy:n päätoimialaksi on muodostunut paperia ja kartonkia jalostavan teollisuuden jätteenkäsittelyjärjestelmät. Työn valvojana toimii Osapaja Oy:n toimitusjohtaja Markku Kaipiainen.

Reunanauhasilppuria on tarkoitus modernisoida monella tavalla. Runkoa on tarkoitus muuttaa muun muassa huoltoystävällisemmäksi. Leikkuriakselien laakerointi suunnitellaan uudestaan. Muiden laakereiden kestävyys tarkistetaan ja tarvittaessa valitaan uusi laakeri. Tukostilanteiden aiheuttamien vahinkojen estämiseksi reunanauhasilppuriin valitaan varmuuskytkin, joka ylikuormituksen ilmentyessä ei siirrä liiallista tehoa käytettäville akseleille.

Tuotteistamiseen kuuluu myös 3d-cad-mallin avulla tehtävät kokoonpanopiirustukset sekä valmistus- ja koneistuspiirustukset, mutta ne eivät sisälly tähän työhön. Työssä tehtävää 3d-cad-mallia on myös tarkoitus käyttää hyväksi reunanauhasilppurin markkinoinnissa.

Työn tilaajan toiveesta tuotteistaminen aloitettiin momentinrajoituskytkimestä, koska jo työn tekemisen aikana vanhaan malliin haluttiin sisällyttää momentinrajoituskytkin ylikuormitustilanteiden aiheuttamien vahinkojen estämiseksi.

2 Tiedon kerääminen

Työssä kehitettävä reunanauhasilppuri on toimeksiantajan tuote, joita valmistetaan ja asennetaan paperin ja kartongin arkituskoneisiin jälkiasenteisina. Arkituskone kaventaa rullalta tulevan materiaalin molemmista reunoista oikean levyiseksi reunanauhaleikkureilla. Reunanauhaleikkurilta tuleva reunanauha olisi kilometrien pituinen, jos sitä ei millään tavalla katkottaisi. Reunanauhan pituudella ei olisi merkitystä, jos jokaisella koneella olisi oma jätteenkäsittelylaite koneen alla, mutta yleensä useista koneista tulevat jätteet ohjataan yhteen jätteenkäsittelylaitteeseen. Tällöin paperi- tai kartonkijätettä kuljetetaan kymmeniä metrejä ja joskus jopa satoja metrejä erilaisilla kuljettimilla, kuten esimerkiksi puhallinputkistoilla ja hihnakuljetinlinjastoilla. Suoralla hihnakuljetinlinjastolla yksimittaista reunanauhaa voisi vielä pystyä kuljettamaan, mutta jopa yksi käännös linjastossa aiheuttaisi nopeasti tukoksia. Tämän estämiseksi reunanauhaa leikataan lyhyemmiksi pätkiksi reunanauhasilppurin avulla.

Koska reunanauhasilppuri on jo olemassa oleva tuote, suurin osa tarvittavista tiedoista saatiin toimeksiantajan laatimasta piirustuksesta ja toimeksiantajan kanssa käydyistä keskusteluista. Toimeksiantaja ilmoitti vaatimuksenaan, että reunanauhasilppuri ei saisi kasvaa pituus- ja korkeusmitoiltaan, sillä silppurit asennetaan yleensä hyvin ahtaaseen tilaan. Rungon jakaminen osiin terähuollon helpottamiseksi oli toimeksiantajan kehitystoiveena, kuten myös leikkuriakselien laakereiden säteisvälyksien poistaminen. Toimeksiantajalla oli myös kokemuksia reunanauhasilppurin sisäisistä tukostilanteista, joiden hammashihnakäytölle aiheuttamien vaurioiden estämiseksi toimeksiantaja toivoi varmuuskytkintä.

3d-mallinnuksessa käytettiin Dassault Systemesin Solidworks-suunnitteluohjelmistoa. Solidworks on hinta-laatusuhteeltaan todella hyvä suunnitteluohjelmisto ja tämän takia myös yksi maailman suosituimmista suunnitteluohjelmistoista. Solidworks on helppokäyttöinen ja siinä on laajat osa- ja muotokirjastot, jotka helpottavat mallinnus- ja kokoonpanotyötä. Laskujen laskemisessa on käytetty hyväksi Mathcad-matematiikkaohjelmaa, joka nopeuttaa laskemista laskemalla siihen määritetyt kaavat.

3 Hammashihnakäytön suunnittelu

Hammashihnapyörien hammaslukuja valittaessa tarvitaan vaihdemoottorin mahdolliset pyörimisnopeudet ja leikkuriakseleille vaadittava pyörimisnopeus.

Hammashihnapyöriä valitessa on hyvä tutkia mitä hammashihnapyöriä pidetään varastossa, eli on heti saatavissa ilman pitkiä toimitusaikoja. Kuviossa 1 on vaihdemoottorin periaatekuva.



Kuvio 1: Vaihdemoottorin periaatekuva (NORD Gear oy, 1, NORD geared motors, 2)

Leikkuriakselien pyörimisnopeus selvisi leikkuriakseleille vaadittavan ratanopeuden (v) ja leikkuriakselin säteen (r) avulla. Tarvittavaksi ratanopeudeksi toimeksiantaja ilmoitti 300 m/min, ja kertoi, että ratanopeutta laskettaisiin taajuusmuuttajan avulla. Ratanopeudesta saatava pyörimisnopeus on kaavan (1) mukaan $628,2 \text{ min}^{-1}$ (Seppänen ym. 2001, 111).

$$v = r\omega = r * 2\pi n \quad (1)$$

Alkuperäisen reunanauhasilppurin vaihdemoottorin suurin pyörimisnopeus (n) on 729 min^{-1} ja teho (P_m) on 3 kW. Käytettäessä vaihdemoottorin vaihteessa välityssuhdetta (i) 2,06 saadaan vaihdemoottorin pyörimisnopeudeksi (n) 689 min^{-1} (NORD Gear oy, 2, Standard Helical Gearboxes, 25–26). Hammashihnapyörien numeroita vastaavat

akselit selviää taulukosta 1 ja suunniteltu hammashihnakäyttö on esitetty kuviossa 2. Käytettäessä vaihdemoottorissa hammashihnapyörää 6, jonka hammasluku (z_1) on 36, ja käytettävässä leikkuriakselissa hammashihnapyörää 3, jonka hammasluku (z_2) on 40, saadaan välityssuhteeksi (i) kaavasta (2) 1,111 (Airila ym. 2003, 578).

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (2)$$

Kaavasta (3) saadaan leikkuriakselin pyörimisnopeudeksi (n_2) 620,1 min⁻¹, josta saadaan kaavan (1) avulla ratanopeudeksi 296,1 m/min (Airila ym. 2003, 597).

$$i = \frac{n}{n_2} \quad (3)$$

Toimeksiantajan mukaan reunanauhasilppuriin reunanauhaa syöttävien telojen ratanopeuden tulisi olla suurempi kuin leikkaavien telojen, joten syöttäville teloille, eli harjatelalle ja kumitelalle, valittiin hammashihnapyörä, jonka hammasluku (z_3) on 36. Tällöin syöttävien telojen hammashihnapyörät 1 ja 2 ovat samat kuin vaihdemoottorin hammashihnapyörä 6, eli välityssuhde on tässä tapauksessa 1. Koska välityssuhde on 1, kaavan (3) mukaan pyörimisnopeus (n_3) on sama kuin moottorin pyörimisnopeus (n) eli 689 min⁻¹. Pyörimisnopeudesta (n_3) saadaan kaavasta (1) ratanopeudeksi (v_2) 337,7 m/min. Syöttäviä teloja lasketaan rakenteessa 15 mm alaspäin alkuperäisestä. Tällä saadaan rakennetta hieman matalammaksi, molemmille syöttöteloille kosketuskulmaa hieman suuremmaksi ja syöttötelojen ja leikkuriakseleiden väliä hieman pienemmäksi.

Oikeanpuoleisen leikkuriakselin hammashihnapyörä 4 on vapaasti laakeroitu leikkuriakselille, jota pyöritetään leikkuriakseleiden toisessa päässä olevan hammaspyöräparin avulla. Vapaasti laakeroitu hammashihnapyörä 4 leikkuriakselilla toimii taittopyöränä, joka mahdollistaa suuremman kosketuskulman käytettävän leikkuriakselin hammashihnapyörän ja hammashihnan välille. Suuremman kosketuskulman ansiosta käytettävälle leikkuriakselille voidaan välittää enemmän tehoa kuin ilman taittopyörää voitaisiin.

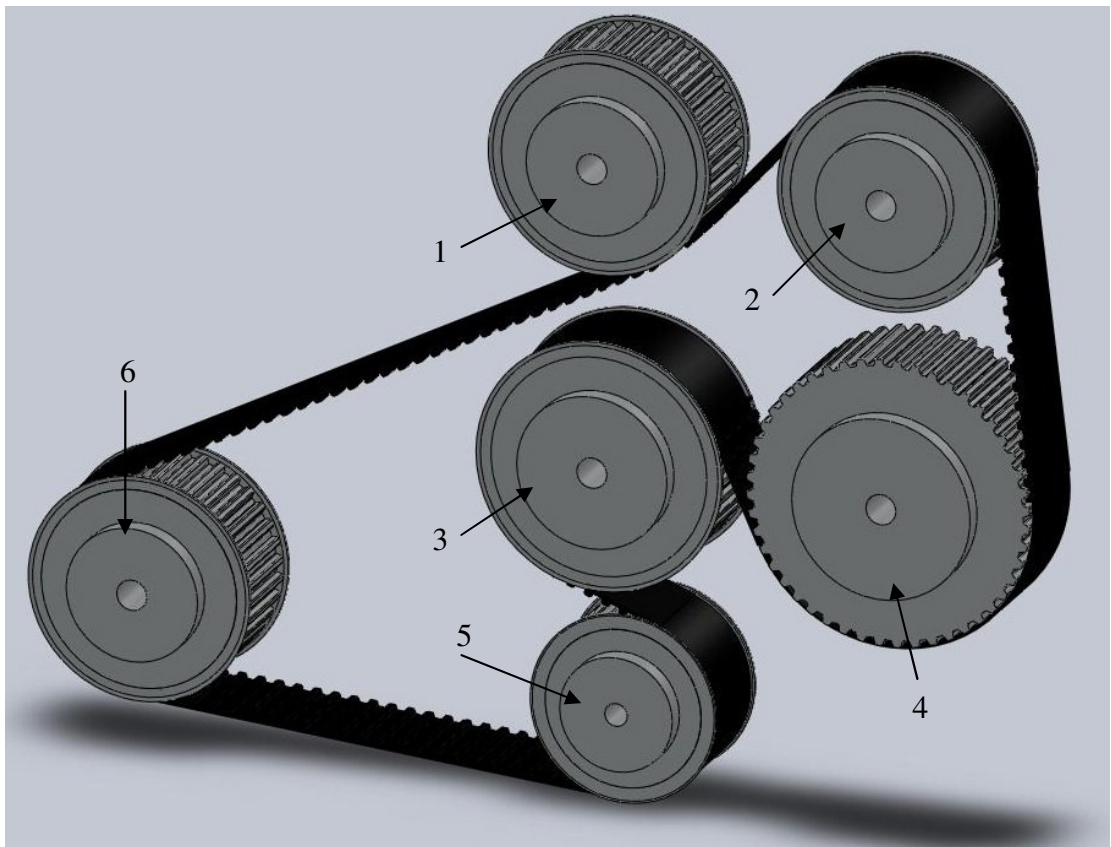
Leikkuriakseleiden päässä oleva hammaspyöräpari pyörittää hammashihnavälityksellä käytettävän leikkuriakselin avulla toista leikkuriakselia. Hammaspyöräparin välityssuhde on 1, jotta leikkuriakselit pyörisivät samaa nopeutta. Välityssuhteen takia hammaspyörien hammasluku (z_A) on sama eli 77. Hammaspyörille on tehty profiilin siirto, jotta päästäisiin leikkuriakselien määrittämään akseliväliin $a_w = 156$ mm. Profiilin siirtokerroin (x) on +0,5 kummallekin pyörälle. Hammaspyörien kiinnitysreikä on siirretty 0,5 mm sivuun hammaspyörän keskipisteestä, jotta leikkaustilanteessa saataisiin hammaspyörien välykset poistettua epäkeskeisten hammaspyörien lähestyessä toisiaan.

Vapaasti laakeroidun hammashihnapyörän 4 hammasluku (z_5) muutetaan arvoon 48. Jos hammasluku olisi sama kuin käytettävän leikkuriakselin hammashihnapyörässä 3, laakeri ei pyörisi käytännössä ollenkaan akselin ja hammashihnapyörän 4 lähes saman pyörimisnopeuden takia. Ajan myötä vapaasti laakeroitu hammashihnapyörä 4 rupeaisi siirtämään tehoa akselilleen, koska laakeri ei enää toimisi oikein. Vapaasti laakeroitu hammashihnapyörä 4 on käytettävän leikkuriakselin hammashihnapyörää 3 suurempi, koska isomman taittopyörän avulla saadaan suurempi kosketuskulma kuin pienemmällä.

Hammashihnakäytön kiristyspyörää 5 suurennetaan 60 mm halkaisijalla olevasta teräspyörästä 30-hampaiseen hammashihnapyörään, jonka jakohalkaisija (d_0) on 95,49 mm. Tällä muutoksella saadaan käytettävän leikkuriakselin hammashihnapyörän 3 kosketuskulmaa hieman suuremmaksi, ja hammashihna rasittuu vähemmän, kun kiristyspyörän 5 halkaisija suurenee. Hammashihnapyörien numerointi on selvitettyinä taulukossa 1. Kuviossa 2 on esitetty valmis hammashihnakäyttö. Kuvioista 2 poiketen reunanauhasilppurin hammashihnaksi tulee kaksipuolinen T10-DL -hammashihna.

Taulukko 1: Kuviossa 2 olevien hammashihnapyörien numerointi

Akseli	Hammashihnapyörän numero
Harjatela	1
Kumitela	2
Vasemmanpuoleinen leikkuriakseli	3
Oikeanpuoleinen leikkuriakseli	4
Kiristyspyörä	5
Moottori	6



Kuvio 2: Hammashihnakäyttö

4 Momentinrajoituskytkimen valinta

Momentinrajoituskytkimen valintaan vaikuttaa pääasiassa suurin esiintyvä vääntömomentti (T), joka saadaan vaihdemoottorin tehon (P_m) ja pyörimisnopeuden (n) avulla, kuten kaavasta (4) voidaan nähdä (Seppänen ym. 2001, 113). Kaavasta (4) saadaan vaihdemoottorin vääntömomentiksi (T) 41,6 Nm, kun vaihdemoottorin pyörimisnopeus (n) on 689 min^{-1} ja teho (P_m) on 3 kW.

$$T = \frac{P_m}{\omega} = \frac{P_m}{2\pi n} \quad (4)$$

Momentinrajoituskytkimen valintaan vaikuttaa vääntömomentin lisäksi myös vaihdemoottorin akselin koko. Käytettävässä vaihdemoottorissa akselin halkaisija on 30 mm ja se on varustettu kiilauralla, joten kytkimeksi valitaan kiilaurakiinnitteinen momentinrajoituskytkin.

R+W Coupling Technologyn valikoimasta löytyy momentinrajoituskytkimiä moniin erilaisiin sovelluksiin. Kyseisestä valikoimasta löytyi vähän tilaa vievä kytkin, johon saa hammashihnapyörän kiinnitettyä. SKP 60 -sarjan kytkimet sopivat 30 mm kiilauralliselle akselille. SKP 60 -sarjassa on kolme eri vääntömomentin säätöalueilla olevaa kytkintä: 10-30 Nm, 25-80 Nm ja 50-115 Nm.

Pienin kytkin ei käy, sillä pienin vääntömomentti, joka on 41,6 Nm 689 min^{-1} pyörimisnopeudella, on jo suurempi kuin kytkimen suurin sallima vääntömomentti. Pyörimisnopeutta pienennetään taajuusmuuttajan avulla, jolloin pyörimisnopeus muuttuu vääntömomentin pysyessä lähes vakiona. Vääntömomentin muutos on niin pieni, että se ei vaikuta momentinrajoituskytkimen valintaan. Liite 1 sisältää kierrosnopeuslaskut.

KTR Finland Oy:n valikoimasta löytyi erilaisia momentinrajoituskytkimiä, joista kolme otettiin vaihtoehtoiksi reunanauhasilppurin kytkimeksi. Nämä kytkimet ovat hammashihnapyörällinen Syntex, jonka saa 30-100 Nm säätöalueella, 30 mm kiilaurallisella reiällä ja 36 hampaallisella hammashihnapyörällä 50 mm

hinnaleveydelle; ja KTR-SI Compact, jonka saa kahdella lautasjousella 18-54 Nm säätöalueelle ja myöskin 30 mm kiilaurallisella reiällä; sekä hammashihnapyörällä varustettu Ruflex liukunapakytkin, jonka saa yhdellä lautasjousella 25-140 Nm säätöalueelle, 30 mm kiilaurallisella reiällä ja 36 hampaallisella hammashihnapyörällä 50 mm hinnaleveydelle.

R+W Coupling Technologyn kytkimen sekä KTR Finland Oy:n Syntexin ja KTR-SI Compactin toiminta perustuu siihen, että lautasjousi tai -jouset puristavat kuulia ensiö- ja toisiopuolten koloihin. Kun vääntömomentti nousee liian korkeaksi, kuulat nousevat koloistaan, minkä jälkeen vääntömomentti ei enää välity ensiöpuolelta toisiopuolelle. Ruflex liukunapakytkimen toiminta taas perustuu kitkalevyihin, jotka puristuvat hammashihnapyörää vasten lautasjousen tai -jousien avulla. Kun vääntömomentti nousee yli säädetyn rajan, kitkalevyt rupeavat luistamaan. Kun ylikuormitus poistuu, kytkin on jälleen toimintakunnossa. (R+W Coupling Technology) (KTR Finland Oy, 205–206, 212–213)

KTR Finland Oy:n Syntex ja KTR-SI Compact -kytkimet ovat saatavana jatkuvalukitteisella rakenteella, mikä tarkoittaa sitä, että ylikuormituksen poistuttua kytkimessä toimivat kuulat palaavat alkuperäisille paikoilleen ja kytkin toimii tämän jälkeen normaalisti. (KTR Finland Oy, 212–213)

R+W Coupling Technologyn SKP 60 -kytkimen saa Multi position -rakenteella, jossa ensiöpuolen tarvitsee kiertyä 60° toisiopuoleen nähden, jotta kuulat lukittuvat uudelleen. Kytkimen kiertymiskulman saa halutessaan pienemmäksi tai suuremmaksi, mutta edellä mainittu vakioarvo sopii reunanauhasilppuriin hyvin. Kiertymiskulman muuttaminen nostaa myös kustannuksia, joten on parempi pysyä vakiotuotteessa. (R+W Coupling Technology)

Alustavan hintakyselyn jälkeen R+W Coupling Technologyn SKP 60 ja KTR Finland Oy:n KTR-SI Compact jätettiin pois huomattavasti suurempien hintojen takia. Ruflex liukunapakytkin oli ehdottomasti halvin vaihtoehto, mutta hammashihnapyörällinen Syntex oli myös hinnaltaan varteenotettava vaihtoehto. Toimeksiantajalle jätettiin tilanteen mukaan valittavaksi joko Ruflex liukunapakytkin tai hammashihnapyörällinen Syntex toimeksiantajan omasta pyynnöstä.

5 Laakeroinnin suunnittelu

Laakeroinnin suunnittelu aloitetaan yleensä selvittämällä laakereihin vaikuttavat voimat. Reunanauhasilppurin tapauksessa ensimmäiseksi selvitetään hihnavoimien ja hammaspyörävälityksen akseleille aiheuttamat taivuttavat voimat. Tämän jälkeen tehdään alustava suunnitelma kullekin akselille laakereiden etäisyyksistä toisistaan sekä voimien ja laakereiden välisistä etäisyyksistä. Tätä suunnitelmaa täytyy myös muistaa muuttaa, kun siihen vaikuttavat mitat tai voimat muuttuvat. Tästä suunnitelmasta laakereihin vaikuttavat säteisvoimat saadaan laskettua.

Ulkoisia aksiaalisia voimia silppurin laakereihin ei kohdistu, mutta leikkaavien akselien laakereiksi harkitaan kartiorullalaakereita tai viistokuulalaakereita, koska leikkaavista akseleista on saatava säteisvälitys poistettua leikkaustilanteen tarkkuuden takia. Syöttäville teloille ja hammashihnan kiristyspyörälle 5 sekä leikkuriakselille vapaasti laakeroidun hammashihnapyörän 4 laakereiksi riittävät urakuulalaakerit.

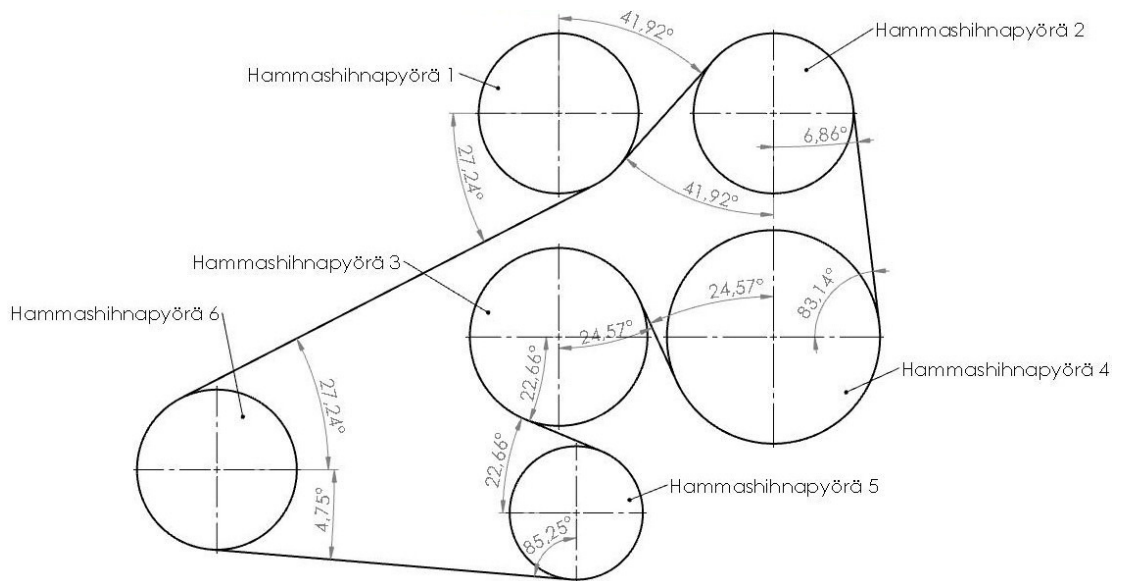
5.1 Akseleihin vaikuttavien taivuttavien voimien selvittäminen

Käyttävältä hammashihnapyörältä 6 lähtevän hihnan hihnavoima (F_d) saadaan laskettua kaavan (5) avulla moottorin vääntömomentista (T) ja moottorin momentinrajoituskytkimen hammashihnapyörän jakohalkaisijasta (d_0) (Mott 2006, 536).

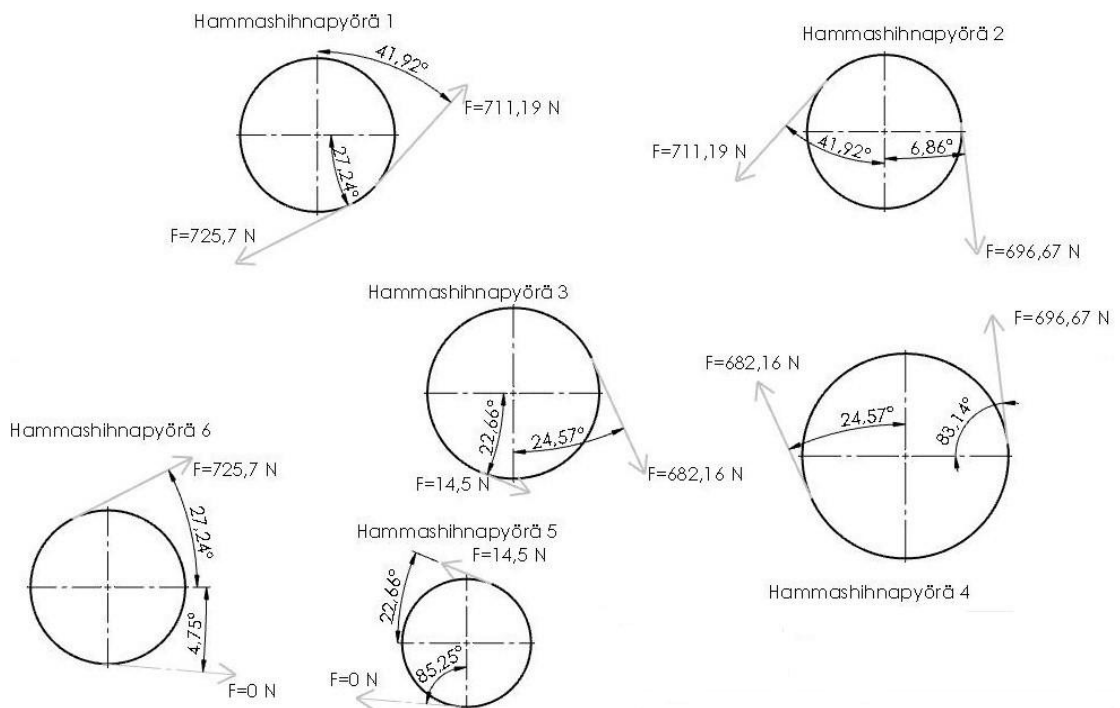
$$F_d = \frac{T}{d_0 / 2} \quad (5)$$

Kaikkien käytettävien hammashihnapyörien, paitsi käytettävän leikkuriakselin hammashihnapyörän 3, on arvioitu ottavan 2 % tehosta häviötehona. Leikkuriakseli ottaa 92 % tehosta. Jokaisessa hammashihnapyörässä lähtevä hihnavoima on kyseisen hammashihnapyörän teho-osuuden verran pienempi kuin tuleva hihnavoima. Kuviossa 3 on esitetty hammashihna-asetelman hihnakuulat ja kuviossa 4 on esitetty

hammashihnapyöriin vaikuttavat hihnavoimat. Nämä hihnavoimat aiheuttavat akseleille taivutusmomenttia.



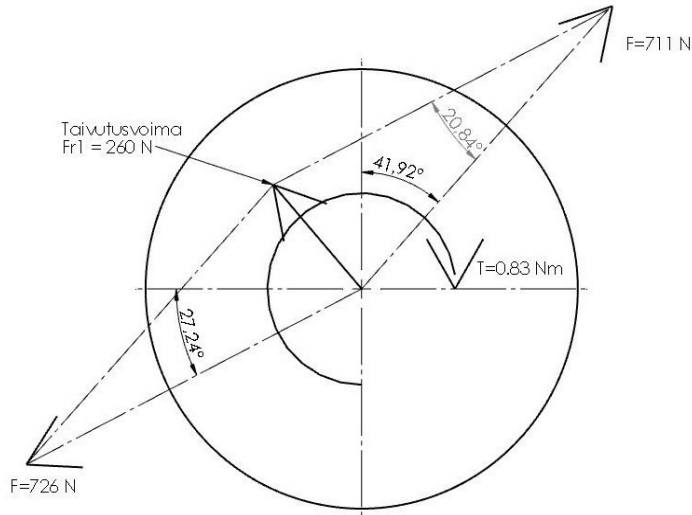
Kuvio 3: Hammashihna-asetelman hihnakuulat



Kuvio 4: Hammashihnapyöriin vaikuttavat hihnavoimat.

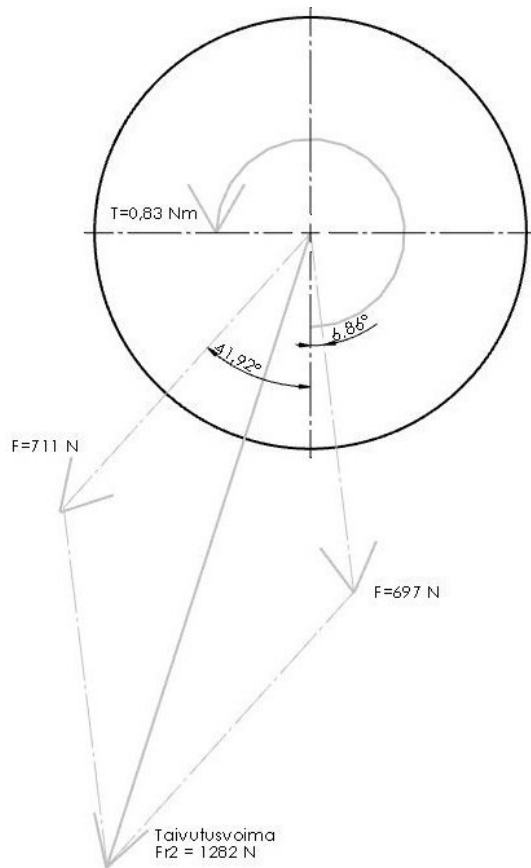
Hihnavoimista aiheutuva säteisvoima on vektorimaisten hihnavoimien summa. Säteisvoimien laskemiseen tarvitaan myös hihnavoimien suuntakulmat, jotka on esitetty kuviossa 3. Liite 2 sisältää säteisvoimien laskut. Kuviossa 5 on

hammashihnapyörän 1 vapaakappalekuva, josta selviävät harjatelan hammashihnapyörän säteisvoima ja hihnavoimat siirrettynä vaikuttamaan hammashihnapyörän keskipisteeseen. Hihnavoimien siirrossa täytyy huomioida niiden aiheuttama momentti uuden vaikutuspisteen suhteen.



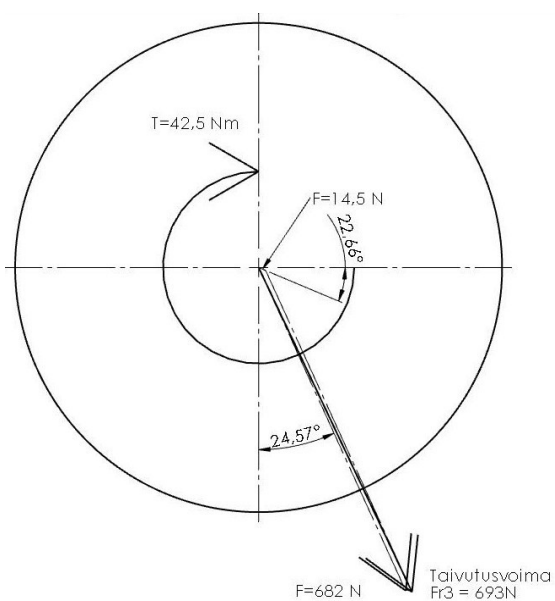
Kuvio 5: Hammashihnapyörän 1 vapaakappalekuva

Kuviossa 5 oleva vääntömomentti (T) on hihnavoimien hammashihnapyörän keskipisteeseen aiheuttamien momenttien summa. Kuviossa 6 on hammashihnapyörän 2 vapaakappalekuva, josta selviävät kumitelan hammashihnapyörän säteisvoima ja hihnavoimat siirrettynä vaikuttamaan hammashihnapyörän keskipisteeseen.



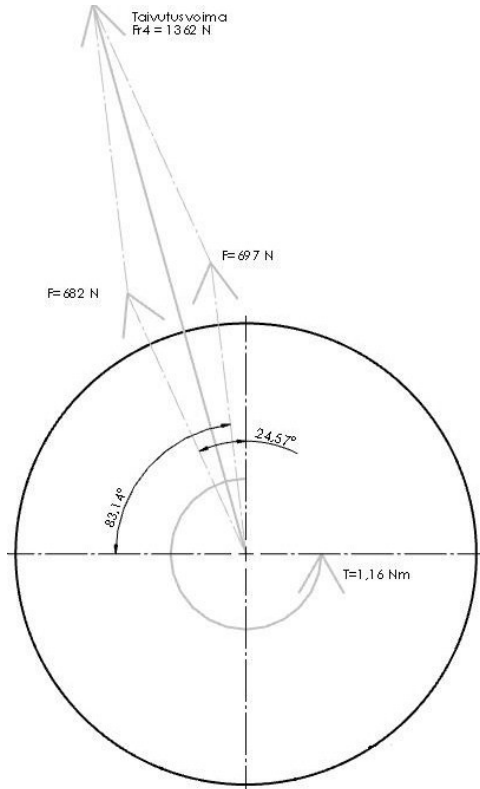
Kuvio 6: Hammashihnapyörän 2 vapaakappalekuva

Kuviossa 7 on hammashihnapyörän 3 vapaakappalekuva, josta selviävät vasemmanpuoleisen leikkuriakselin hammashihnapyörän säteisvoima ja hihnavoimat siirrettynä vaikuttamaan hammashihnapyörän keskipisteeseen.



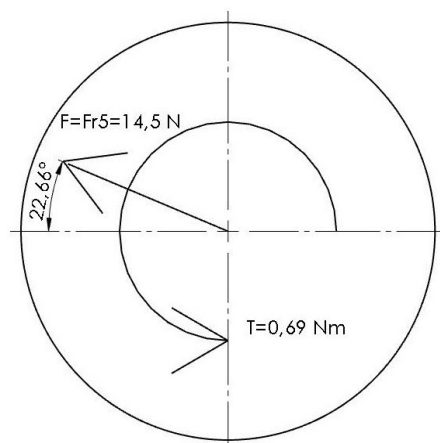
Kuvio 7: Hammashihnapyörän 3 vapaakappalekuva

Kuviossa 8 on hammashihnapyörän 4 vapaakappalekuva, josta selviävät oikeanpuoleisen leikkuriakselin hammashihnapyörän säteisvoima ja hihnavoimat siirrettynä vaikuttamaan hammashihnapyörän keskipisteeseen.



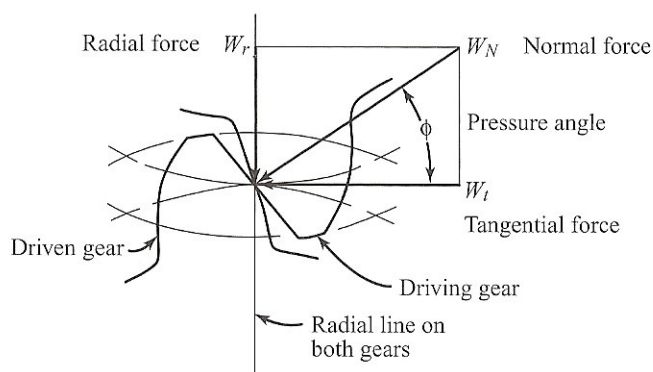
Kuvio 8: Hammashihnapyörän 4 vapaakappalekuva

Kuviossa 9 on hammashihnapyörän 5 vapaakappalekuva, josta selviävät kiristyshammashihnapyörän säteisvoima ja hihnavoimat siirrettynä vaikuttamaan hammashihnapyörän keskipisteeseen.



Kuvio 9: Kiristyshammashihnapyörän hihnavoimat ja säteisvoima

Myös leikkaavien akseleiden välinen hammaspyörävälitys aiheuttaa taivuttavat hammasvoimat molemmille leikkaaville akseleille. Nämä hammasvoimat ovat molemmissa akseleissa samat voiman ja vastavoiman lain mukaisesti. Kuviossa 10 on esitetty suorahampaisen hammaspyörävälityksen hammasvoimat.



Kuvio 10: Hammaspyörörien väliset voimat (Mott 2006, 535)

Hammaspyörävälityksen aiheuttama hammasvoima (F_{rh}) on kuviossa 9 oleva normaalivoima (W_n). Hammasvoima (F_{rh}) tulee säteittäisen voiman (W_r) ja tangentinsuuntaisen voiman (W_t) vektorisummasta. Tangentinsuuntainen voima (F_t) (kuviossa 10 (W_t)) saadaan hammashihnavälityksen käytettävälle leikkuriakselille siirtämästä momentista (T), joka voidaan nähdä kuviosta 7, sekä hammaspyörän jakohalkaisijasta (d_h) kaavan (5) avulla. Hammaspyörävälityksen aiheuttama säteisvoima (F_{rh}) saadaan kaavasta (6), joka voidaan helposti johtaa kuviosta 10, tangentinsuuntaisen voiman (F_t) ja hammaspyörän ryntökulman (ϕ) avulla.

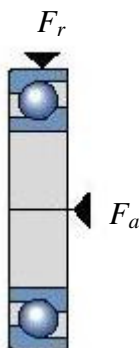
$$F_{rh} = \frac{F_t}{\cos(\phi)} \quad (6)$$

Leikkuriakselisiin vaikuttaviin voimiin huomioidaan myös leikkuriakselien painovoimat, koska leikkuriakselit ovat huomattavan massiiviset rakenteensa takia. Laakereihin vaikuttavien voimien selvityksessä painovoima (F_G) asetetaan vaikuttamaan akselien massakeskipisteisiin.

5.2 Laakereihin vaikuttavien voimien selvittäminen

Ennen kuin laakerivoimia voidaan selvittää, pitää esivalita laakerit, jotta voidaan selvittää missä akselin kohdissa voimat vaikuttavat. Leikkuriakselien laakereina päätettiin käyttää viistokuulolaakereita, koska pienimmässä 55 mm akselihalkaisijalle tehdyssä laakerissa on vastaavan kokoista kartiorullalaakeria hieman kapeampi rakenne. Muiden akselien laakerit ovat tavallisia urakuulalaakereita. Harjatelan ja kumitelan laakerointia ei muuteta alkuperäisestä. Harjatelan ja kumitelan laakereina käytetään toimeksiantajan aikaisemmin käyttämiä laakeriyksiköjä. Liite 3 sisältää laakerivoimien laskennan.

Akseleihin vaikuttavat säteisvoimat eivät kaikki ole samansuuntaisia, mutta laakerien säteisvoimia selvitetessä voimat ajatellaan samansuuntaisiksi. Tästä ajattelutavasta saadaan laakerivalintoihin hieman varmuutta. Kuviosta 11 selviää mihin kohtiin laakeria laakerin säteisvoima (F_r) ja aksiaalivoima (F_a) vaikuttavat.

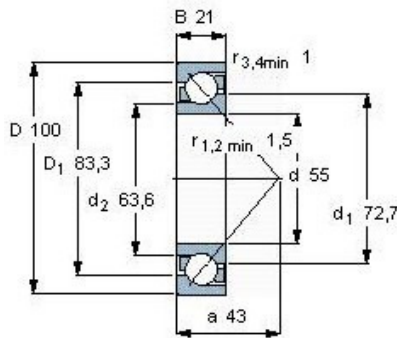


Kuvio 11: Laakeriin vaikuttavat voimat (SKF, 1)

5.2.1 Vasemmanpuoleisen leikkuriakselin laakerivoimien laskenta

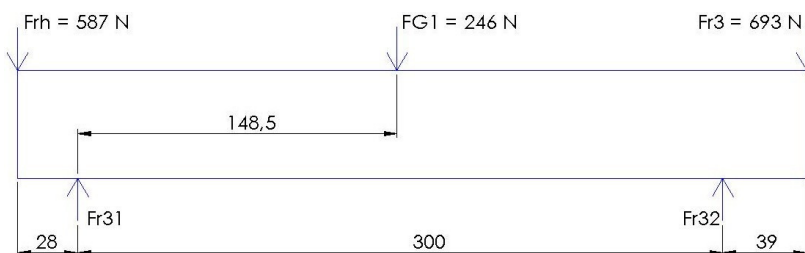
Leikkuriakseleiden laakereiksi esivalitaan SKF:n viistokuulalaakeri 7211 BECBJ.

Kuviossa 12 on esitettyä laakeri päämittoineen.



Kuvio 12: Viistokuulalaakeri 7211 BECBJ(SKF, 3)

Kuviossa 12 oleva mitta (a) on laakerivoiman vaikutuspisteen etäisyys laakerin kyljestä. Tässä vaiheessa reunanauhasilppurin rungon suunnittelua laakerin säteisvoimien vaikutuspisteiden etäisyys toisistaan on 300 mm, hammashihnapyörän keskikohdan etäisyys laakerin säteisvoiman vaikutuspisteestä on 39 mm ja hammaspyörän keskikohdan etäisyys laakerin säteisvoiman vaikutuspisteestä on 28 mm. Kuviossa 13 on vasemmanpuoleisen leikkuriakselin vapaakappalekuva, josta selviävät voimien paikat ja suunnat akselilla.



Kuvio 13: Vasemmanpuoleisen leikkuriakselin vapaakappalekuva

Laakerin säteisvoima (F_{r32}) voidaan ratkaista kirjoittamalla momenttitasapainoyhtälö (7) laakerin säteisvoiman (F_{r31}) vaikutuspisteen ympäri.

$$F_{r3}(300\text{mm} + 39\text{mm}) - F_{r32} * 300\text{mm} - F_{rh} * 28\text{mm} + F_{G1} * 148,5\text{mm} = 0 \quad (7)$$

Kun laakerin säteisvoima (F_{r32}) on ratkaistu momenttitasapainoyhtälöstä, voidaan laakerin säteisvoima (F_{r31}) ratkaista kirjoittamalla voimatasapainoyhtälö (8) pystysuunnassa.

$$F_{r31} + F_{r32} - F_{r3} - F_{rh} - F_{G1} = 0 \quad (8)$$

Viistokuulalaakereista saadaan säteisvälitys poistettua aksiaalisen esijännityksen avulla. Esijännitys ja laakereihin kohdistuvat säteisvoimat tuottavat viistokuulalaakeriin aksiaalisen voiman. Laakerivalintoihin vaikuttavissa laskelmissa tullaan käyttämään aksiaalisen kuormana (F_a) kyseisen laakerin suurimman sallitun esijännitysvoiman (K_a) ja säteisvoiman (F_r) aiheuttaman aksiaalisen voiman summaa. Aksiaalinen kuorma saadaan kaavasta (9) (SKF, 3).

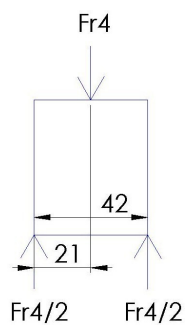
$$F_a = R * F_r + K_a \quad (9)$$

Kerroin (R) saadaan SKF:n taulukosta, kun tiedetään esijännitysvoiman (K_a) ja laakerin dynaamisen kantavuusluvun (C) suhde K_a/C . Esijännitysvoimana (K_a) käytetään 190 N voimaa. Se on puolet kahden vastakkain asennetun viistokuulalaakerin esijännitysvoiman maksimista. (SKF, 3)

Laakerien esijännitys toteutetaan kiristysmutterien avulla. Valitun kiristysmutterin kierre on standardin ISO 724-1978 mukainen M55 2 mm nousulla. Tämä tarkoittaa sitä, että mutteri siirtyy akselinsa suunnassa 2 mm, kun sitä kierretään yksi kokonainen kierros. Kiristysmutteriin kohdistuva kiristysmomentti aiheuttaa kierteen suuntaisen voiman, joka voidaan jakaa akselin suuntaiseen voimaan ja sen normaalin suuntaiseen voimaan, joka on esijännitysvoima (K_a). Akselin normaalin suuntainen voima voidaan määrittää jakamalla esijännitysvoima kierteen nousun puolikkaan ja kierteen ulkohalkaisijan suhteella, joka tässä tapauksessa on 1/55. Akselin normaalin suuntainen voima kerrotaan vielä vaikutussuoransa etäisyydellä akselin keskipisteestä, josta saadaan kiristysmutterin kiristysmomentti. Tarvittavaksi kiristysmomentiksi saadaan tällä tavoin noin 287 Nm.

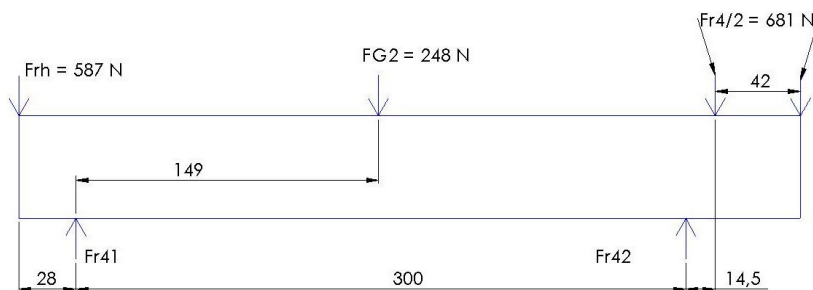
5.2.2 Oikeanpuoleisen leikkuriakselin voimien laskenta

Vapaasti laakeroidusta hammashihnapyörästä aiheutuva säteisvoima (F_{r4}) jakautuu kahdeksi yhtä suureksi voimaksi eli $F_{r4}/2$ hammashihnapyörän 4 laakereiden säteisvoimien vaikutuspisteisiin. Nämä voimat nähdään kuvioista 14, joka on hammashihnapyörän 4 vapaakappalekuva leveysuunnassa. Laakereiksi hammashihnapyörälle esivalitaan urakuulalaakeri 61810.



Kuvio 14: Hammashihnapyörän 4 vapaakappalekuva leveysuunnassa

Tämän leikkuriakselin laakereiksi esivalitaan sama laakeri kuin hammashihnakäytöllä käytettävälle leikkuriakselille eli SKF:n viistokuulalaakeri 7211 BECBJ. Laakerien säteisvoimien vaikutuspisteiden etäisyys toisistaan on 300 mm ja hammaspyörän keskikohdan etäisyys laakerin säteisvoiman vaikutuspisteestä on 28 mm. Nämä mitat ovat samoja kuin hammashihnakäytöllä käytettävässä leikkuriakselissa. Kuviossa 15 on oikeanpuoleisen leikkuriakselin vapaakappalekuva, josta selviävät voimien paikat ja suunnat akselilla.



Kuvio 15: Oikeanpuoleisen leikkuriakselin vapaakappalekuva

Laakerin säteisvoima (F_{r42}) voidaan ratkaista kirjoittamalla momenttitasapainoyhtälö (10) laakerin säteisvoiman (F_{r41}) vaikutuspisteen ympäri.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} F_{r4} (300\text{mm} + 14,5\text{mm} + 42\text{mm}) + \frac{1}{2} F_{r4} (300\text{mm} + 14,5\text{mm}) \\ & - F_{r42} * 300\text{mm} - F_{rh} * 28\text{mm} + F_{G2} * 149\text{mm} = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

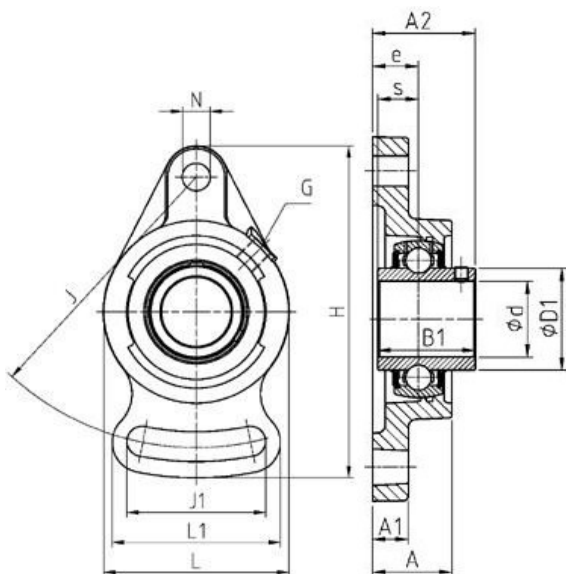
Kun laakerin säteisvoima (F_{r42}) on ratkaistu momenttitasapainoyhtälöstä, voidaan laakerin säteisvoima (F_{r41}) ratkaista pystysuuntaisesta voimatasapainoyhtälöstä (11).

$$F_{r41} + F_{r42} - F_{r4} - F_{rh} + F_{G2} = 0 \quad (11)$$

Aksiaaliset voimat saadaan ratkaistua kaavasta (9), kun esijännitysvoimana (K_a) käytetään samansuuruisia voimia kuin vasemmanpuoleisen leikkuriakselin laakereissa.

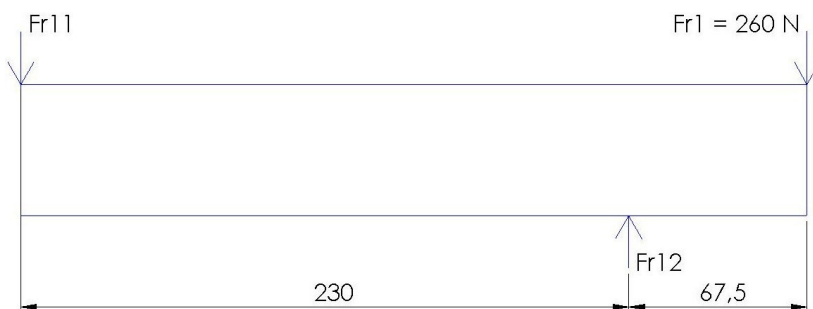
5.2.3 Harjatelan voimien laskenta

Harjatelan laakereina toimeksiantaja on käyttänyt laakeriyksikköjä, joiden avulla harjatelaa on mahdollista säätää kumitelaa kohti. Laakeriyksikköinä on käytetty kuvion 16 mukaisia UCFA206-laakeriyksikköjä. Harjatelan laakereihin ei kohdistu aksiaalisia voimia eikä niihin tarvitse kohdistaa esijännityksiä.



Kuvio 16: UCFA206-laakeriyksikkö (SNR Roulements, 1)

Laakerien säteisvoimien vaikutuspisteiden välinen etäisyys on 230 mm, ja hammashihnapyörän keskikohdan etäisyys laakerin säteisvoiman vaikutuspisteestä on 67,5 mm. Kuvio 17 on harjatelan vapaakappalekuva. Vapaakappalekuvasta selviävät voimien paikat ja suunnat akselilla.



Kuvio 17: Harjatelan vapaakappalekuva

Laakerin säteisvoima (F_{r12}) voidaan ratkaista kirjoittamalla momenttitasapainoyhtälö (12) laakerin säteisvoiman (F_{r11}) vaikutuspisteen ympäri.

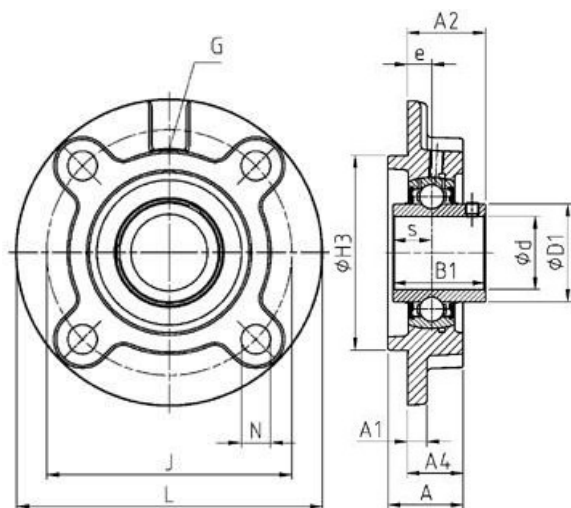
$$F_{r1}(230\text{mm} + 67,5\text{mm}) - F_{r12} * 230\text{mm} = 0 \quad (12)$$

Kun laakerin säteisvoima (F_{r12}) on ratkaistu momenttitasapainoyhtälöstä, voidaan laakerivoima (F_{r11}) ratkaista kirjoittamalla voimatasapainoyhtälö (13) pystysuunnassa.

$$-F_{r11} + F_{r12} - F_{r1} = 0 \quad (13)$$

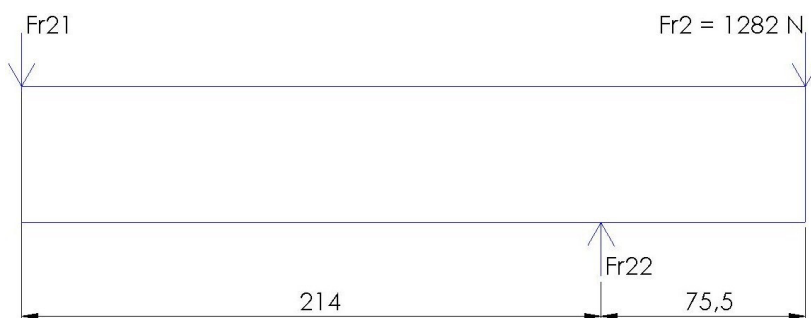
5.2.4 Kumitelan voimien laskenta

Kumitelan toimeksiantaja on laakeroinut laakeriyksiköillä. Kumitelan laakeriyksikköinä on käytetty kuvion 18 mukaisia UCFC206-laakeriyksiköitä. Kumitelan laakereihin ei kohdistu aksiaalisia voimia.



Kuvio 18: UCFC206-laakeriyksikkö (SNR Roulements, 2)

Laakerien voimien vaikutuspisteiden välinen etäisyys on 214 mm ja hammashihnapyörän keskikohdan etäisyys laakerivoiman vaikutuspisteestä on 75,5 mm. Kuvio 19 on kumitelan vapaakappalekuva, josta selviävät voimien paikat ja suunnat akselilla.



Kuvio 19: Kumitelan vapaakappalekuva

Laakerin säteisvoima (F_{r22}) voidaan ratkaista kirjoittamalla momenttitasapainoyhtälö (14) laakerin säteisvoiman (F_{r21}) vaikutuspisteen ympäri.

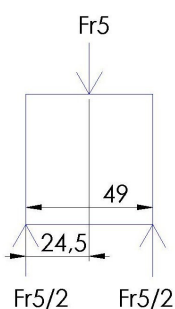
$$F_{r2}(214\text{mm} + 75,5\text{mm}) - F_{r22} * 214\text{mm} = 0 \quad (14)$$

Kun laakerin säteisvoima (F_{r22}) on ratkaistu momenttitasapainoyhtälöstä, voidaan laakerivoima (F_{r21}) ratkaista kirjoittamalla voimatasapainoyhtälö (15) pystysuunnassa.

$$-F_{r21} + F_{r22} - F_{r2} = 0 \quad (15)$$

5.2.5 Kiristyspyörän voimien laskenta

Kiristyspyörä on hammashihnapyörä 5, joka laakeroidaan kammien akseliin. Kampea säätämällä hammashihnaa kiristetään kiristyspyörän avulla. Kiristyspyörän laakereiksi esivalitaan 61806-urakuulalaakerit. Kiristyspyörän laakereihin ei kohdistu aksiaalisia voimia. Kuvio 20 on kiristyspyörän vapaakappalekuva leveysuunnassa, josta selviävät kiristyspyörään vaikuttavat voimat.



Kuvio 20: Kiristyspyörän vapaakappalekuva leveysuunnassa

Kiristyspyörän laakereihin vaikuttavien voimien selvitys oli yksinkertaista, koska säteisvoima vaikuttaa laakerien välisen etäisyyden puolivälissä. Tästä syystä laakerien säteisvoimat ovat yhtä suuret eli $F_{r5}/2$.

5.3 Laakereiden valinta

Laakereiden valinta perustuu yleensä käyttötarkoituksen mukaan valittuun nimelliseen kestoikään tunteina. Laakeroinnin suunnittelua aloitettaessa toimeksiantaja ilmoitti vaatimuksenaan, että kestoikänsä alle 17000 tuntia käyttöä kestäviä laakereita ei käytetä reunanauhasilppurin laakereina. Laakerien valintaan johtavissa laskuissa nimellisenä kestoikänä (L_{10h}) on käytetty 20000 käyttötuntia.

Jokaiselle laakerille tulee laskea ekvivalenttikuormitus (P) kaavasta (16) laakeriin kohdistuvan säteisvoiman (F_r), aksiaalisen voiman (F_a), laakerin säteiskertoimen (X) ja laakerin aksiaalikerroimen (Y) avulla (Airila ym. 2003, 456).

$$P = XF_r + YF_a \quad (16)$$

Laakerin säteiskerroin (X) on 1 ja aksiaalikerroin (Y) on 0, jos laakerin aksiaalisen voiman (F_a) ja säteisvoiman (F_r) suhde $F_a/F_r \leq e$. Jos $F_a/F_r > e$, laakerin valmistaja on ilmoittanut laakereiden tuotetiedoissa kertoimien (X) ja (Y) arvot. Urakuulalaakereille kerroin (e) ja laskentakertoimet (X) ja (Y), kun $F_a/F_r > e$, määritetään taulukosta aksiaalisen voiman (F_a) ja staattisen kantavuusluvun (C_0) suhteen F_a/C_0 avulla. (Airila ym. 2003, 450-452)

Laakereille lasketaan dynaaminen kantavuusluku (C) kaavasta (17) ekvivalenttikuormituksen (P), nimellisen kestojän (L_{10h}) ja pyörimisnopeuden (n) avulla. Kaavassa (17) oleva eksponentti (p) on kuulalaakereille 3 ja rullalaakereille 10/3. (Airila ym. 2003, 450-452)

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (17)$$

Dynaaminen kantavuusluku (C) lasketaan jokaiselle laakerille erikseen ja sitä verrataan esivalitun laakerin kantavuuslukuun ($C_{valittu}$), joka on ilmoitettu laakerin tuotetiedoissa. (Airila ym. 2003, 450-452)

Esivalitun laakerin todetaan olevan sopiva, jos laskettu kantavuusluku (C) on hieman pienempi kuin tuotetiedoissa laakerille ilmoitettu kantavuusluku ($C_{valittu}$). Jos laskettu kantavuusluku (C) on suurempi kuin laakerille ilmoitettu kantavuusluku ($C_{valittu}$), tulee laakerin esivalinta ja valintaan johtavat laskut suorittaa uudestaan, mahdollisesti jopa voimien määrittämisestä asti, käyttäen uudelleen valitun laakerin, jolla on suurempi kantavuusluku ($C_{valittu}$), arvoja. Jos laskettu kantavuusluku (C) on huomattavasti pienempi kuin esivalitulle laakerille ilmoitettu kantavuusluku ($C_{valittu}$), kannattaa, jos mahdollista, esivalita pienempi laakeri ja suorittaa laakerin valintaan johtavat laskut uudestaan tarvittaessa voimien määrittämisestä asti. (Airila ym. 2003, 450-452)

Esivalittujen laakereiden tuotetiedot on otettu SKF:n online-luettelosta lukuun ottamatta harjatelan ja kumitelan laakeriyksiköjä, joiden tiedot on otettu valmistajan sivuilta. Liitteessä 4 on esitelty laakereiden valintaan tarvittavat laskelmat.

Esivalitut laakerit ja laakeriyksiköt ovat reilusti ylimitoitettuja, mutta nämä laakerit valittiin siitä huolimatta reunanauhasilppurin laakereiksi, koska toimeksiantaja on suunnitellut nopeammin pyörivän moottorin asentamista reunanauhasilppuriin. Reunanauhasilppuria voisi silloin käyttää koneessa, jossa on suurempi ratanopeus kuin 300 m/min. Vaihdemoottorin kierrosnopeuden ja mahdollisesti myös vääntömomentin muuttuessa laakereihin vaikuttavat voimat täytyy määrittää uudelleen ja laakerien valintaan johtavat laskelmat täytyy tehdä uudelleen. Laakereita ei välttämättä tarvitse vaihtaa, koska tässä työssä valitut laakerit ovat tietoisesti reilusti ylimitoitettuja.

5.5 Laakereiden vaatimat halkaisijatoleranssit

SKF:n online-luettelosta löytyy taulukko suositelluista sovitteista akselille ja laakeripesälle. Akselisolvitteen valintaan vaikuttavat laakerin ekvivalenttikuormituksen (P) suuruus suhteessa laakerin dynaamiseen kantavuuslukuun (C); laakerin tyyppi, joka kaikissa reunanauhasilppurin laakereissa on kuulalaakeri; ja akselin halkaisija (SKF, 2). Laakereihin vaikuttavien ekvivalenttikuormitusten (P) ja dynaamisen kantavuusluvun (C) suhteet reunanauhasilppurin eri laakerimalleille on laskettu liitteessä 4 laakerien valinnan yhteydessä.

Kiristyspyörän ja vapaasti laakeroidun hammashihnapyörän akselisolvitteeksi suositellaan h6-sovitetta, sillä näissä laakereissa ulkorengas pyörii ja sisärengas ei (SKF, 2). Tosiasiassa hammashihnapyörän laakerin sisärengaskin pyörii, mutta voidaan ajatella, että sisärengas pysyy paikallaan, koska ulkorengas pyörii sisärengasta nopeammin.

Reunanauhasilppurin kaikkiin muihin laakereihin paitsi kumitelan laakereihin vaikuttavat ekvivalenttikuormitukset (P) ovat kevyitä verrattuna dynaamiseen kantavuuslukuun (C). Tästä syystä leikkuriakseleiden ja harjatelan akselisolvitteeksi valitaan j6-sovite. Kumitelan akselisolvitteeksi valitaan k5-sovite. (SKF, 2)

Laakeripesän sovitteen valintaan vaikuttavat ekvivalenttisen kuormituksen (P) ja dynaamisen kantavuusluvun (C) suhde sekä asennusreiän tyyppi. Leikkuriakseleiden

laakeripesät ovat halkaistavissa, kun taas vapaasti laakeroidulla hammashihnapyörällä ja kiristyspyörällä laakeripesä on yhtenäinen. Leikkuriakseleiden laakeripesien sovite on H8-sovite. Vapaasti laakeroidun hammashihnapyörän laakeripesien sovite on N7-sovite ja kiristyspyörän laakeripesien sovite on M7-sovite. (SKF, 2)

6 Rungon suunnittelu ja silppurin mallintaminen

Kaikista reunanauhasilppurin osista tehdään 3d-cad-mallit, jotka kootaan ensin osakokoonpanoiksi ja tämän jälkeen yhdeksi kokoonpanoksi, joka on valmiin reunanauhasilppurin täydellinen 3d-cad-malli. Tästä 3d-cad-mallista saadaan kokoonpanopiirustukset tehtyä ja osien 3d-cad-malleista saadaan tehtyä valmistus- ja koneistuspiirustukset. Valmiin silppurin 3d-cad-mallia tullaan käyttämään myös apuvälineenä reunanauhasilppureiden markkinoinnissa.

Kaikkia osia ei tarvitse mallintaa itse, sillä standardiosia saa ladattua internetistä ja Solidworks-suunnitteluohjelmistosta löytyy useita standardin mukaisia osia, kuten esimerkiksi pultteja, muttereita ja laakereita. Internetissä olevat osat ovat useasti jossain yleisessä tiedostomuodossa, kuten esimerkiksi IGES tai STEP, mutta monet valmistajat tarjoavat tuotteidensa 3d-cad-malleja myös ohjelmakohtaisissa eli niin sanotuissa natiivi tiedostomuodoissa. Koska Solidworks on yksi maailman suosituimmista suunnitteluohjelmistoista, Solidworksin natiivi tiedostomuodoissa olevia osia on ladattavissa monien valmistajien internetsivuilla.

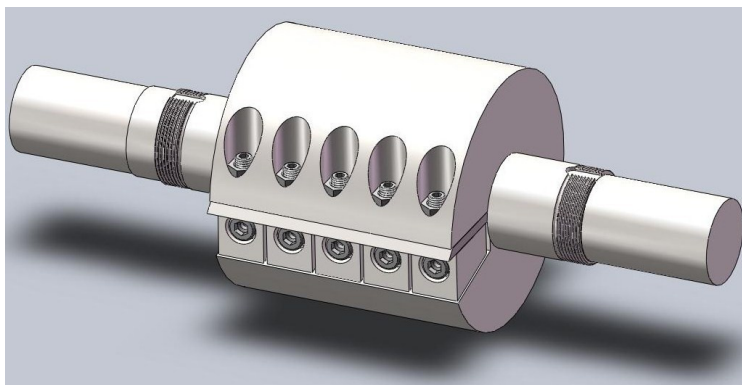
6.1 Leikkuriakseleiden mallintaminen

Ensimmäiseksi mallinnettiin leikkuriakselit, leikkaavat terät ja terien kiinnikkeet. Mallinnukseen tarvittavat tiedot osista saatiin toimeksiantajan aiemmin laatimasta piirustuksesta. Osat ovat muuten hyvin yksinkertaisia koneenosia, mutta akseleissa olevat urat, joihin terät kiinnikkeittensä avulla asetetaan, aiheuttivat hieman ongelmia.

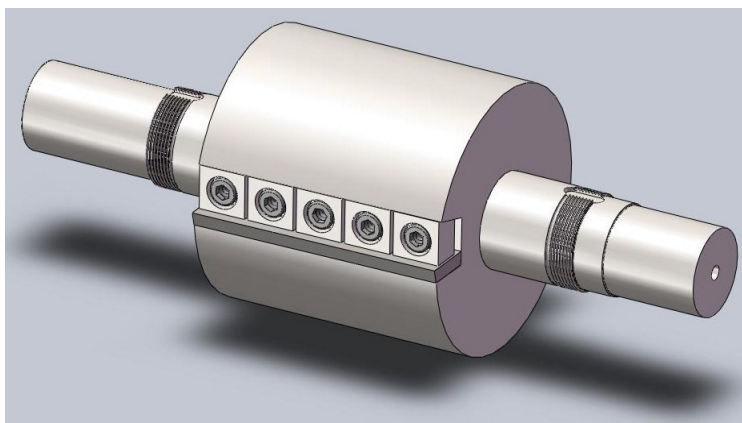
Ongelmat johtuivat siitä, että urat kiertyvät 150 mm matkalla yhden asteen akselin ympäri. Ongelmia aiheuttivat kiertyneiden urien tuottamat kaarevat reunaviivat ja pinnat, joihin tulee reiät terien kiinnittämistä ja säätöä varten. Ongelmat ratkesivat, kun tutkin urien geometriaa ja lisäsin aputasoja ja apuviivoja, joiden avulla reiät suuntautuivat oikein.

Alkuperäisessä reunanauhasilppurissa toimeksiantaja on käyttänyt laakeriyksikköjä myös leikkuriakselien laakerointiin. Leikkuriakselien laakereiksi valittiin viistokuulalaakerit, joiden esijännitys toteutetaan kiristysmutterien avulla. Koska akseliin tuleva kierre kiristysmutteria varten ei voi alkaa akselin päästä hammaspyörän asennusholkin takia, akselin halkaisija suurennetaan 50 mm:stä 55 mm:iin, mutta akselin päissä halkaisija on edelleen 50 mm.

Aluksi akseleiden päät mitoitettiin alustavaan pituuteen. Lopulliset akselien päiden pituudet määräytyivät loppukokoonpanossa. Akselien pituuteen vaikuttivat eniten runkoon koneistettavien laakeripesien mitat. Leikkuriakseleihin kohdistui lopulta useita muutoksia siitä huolimatta, että tässä työssä ei ollut tarkoitus tehdä huomattavia muutoksia niihin. Kuviossa 21 on vasemmanpuoleisen leikkuriakselin osakokoonpano ja kuviossa 22 on oikeanpuoleisen leikkuriakselin osakokoonpano. Osakokoonpanot sisältävät akselit, terät, terien kiinnikkeet sekä pultit ja mutterit.



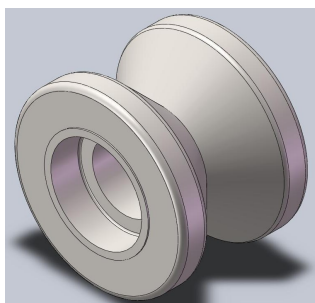
Kuvio 21: Vasemmanpuoleisen leikkuriakselin osakokoonpano



Kuvio 22: Oikeanpuoleisen leikkuriakselin osakokoonpano

6.2 Siirtopyörien mallintaminen

Siirtopyörät mahdollistavat reunanauhasilppureiden siirtämisen sivusuunnassa niille tehdyn alustan päällä. Reunanauhasilppurissa on neljä siirtopyörää. Kahdessa näistä pyöristä on koneistettuna 90° kulma, joka ohjaa silppuria kantilleen hitsatun 40 mm x 40 mm RHS-putken päällä. Kulmalliseen siirtopyörään ei tehty mitään muutoksia alkuperäiseen verrattuna. Kaksi muuta siirtopyörää on suorapintaisia. Ne kulkevat kyljelleen hitsatun 40 mm x 40 mm RHS-putken päällä. Kuviossa 23 on mallinnettu kulmallinen siirtopyörä.

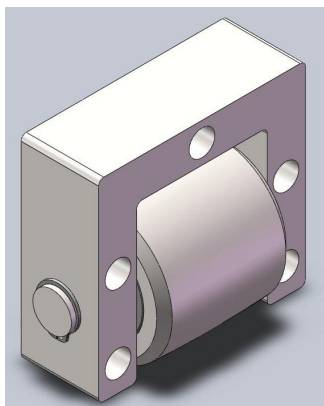


Kuvio 23: Kulmallinen siirtopyörä

Alkuperäisten kuvien mukaan suoran siirtopyörän pinta on suora, mutta toimeksiantaja halusi hieman kaarevan pinnan. Kaareva pinta vähentäisi kitkaa ja siten helpottaisi silppurin siirtämistä. Pyörän pintaan tuleva kaarevuus on hyvin pieni. Kaarevan pinnan korkein kohta on vain 0,5 mm pyörän reunoja korkeampi.

Molempiin siirtopyörätyyppeihin mallinnetaan laakerien paikat ja läpireikä akselia varten. Siirtopyörien osakokoonpanoon kuuluvat myös laakerit, akseli, lukkorenkaat ja kiinnityshaarukka. Laakereina on käytetty 15 mm akselille tarkoitettuja 6202-urakuulalaakereita. Siirtopyörien akseli on hyvin yksinkertainen. Se on 15 mm halkaisijaltaan oleva terästanko, jossa on kaksi lukkorengaan uraa. Lukkorenkaat on tarkoitettu 14 mm akselille, mutta ne on tässä tapauksessa asennettu niille tarkoitettuihin uriin 15 mm akselilla. Suoran siirtopyörän kiinnityshaarukka on 30 mm paksuinen teräslevyn pala, johon on koneistettu reiät akselia varten ja reiät runkoon kiinnittämistä varten. Kulmallisen siirtopyörän haarukan levynpaksuutta suurennettiin 40 millimetriin, koska 30 mm vahvuisella haarukalla kulmallinen siirtopyörä osuisi rungon sisälevyyn. Leveämmässä haarukassa akselin reiät eivät ole keskellä kappaletta

vaan 15 mm päässä haarukan etupinnasta. Kuviossa 24 on suoran siirtopyörän osakokoonpano.



Kuvio 24: Suoran siirtopyörän osakokoonpano

6.3 Hammaspyörien mallintaminen

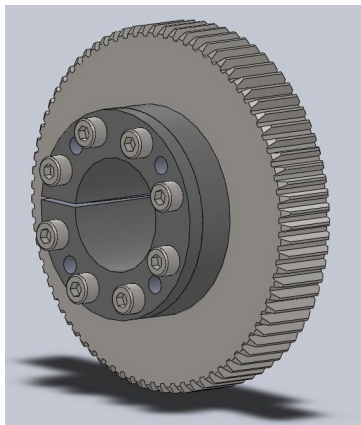
Hammaspyöriä silppurissa on kaksi ja ne sijaitsevat leikkaavien akseleiden toisessa päässä hammashihnakäytön ollessa toisessa päässä. Hammaspyöriä mallinnettiin vain yksi kappale symmetrian takia. Hammaspyörän moduuli (m) on 2 mm, joka on standardin SFS 3093 mukainen.

Hammaspyörän kiinnitysreiän toimeksiantaja oli suunnitellut 0,5 mm hammaspyörän keskipisteestä sivuun. Tällä tavoin saadaan leikkuriakselit välyksettömiksi leikkaustilanteessa. Siksi 77-hampaiselle hammaspyörälle on tehty profiilin siirto. Jos profiilin siirtoa ei tehtäisi, tulisi hammaspyörän hammasluvun (z) olla 78 akselivälin $a_w = 156$ mm takia. Tämä voidaan nähdä kaavasta (18) (Airila ym. 2003, 498).

$$a = m \frac{(z_1 + z_2)}{2} \quad (18)$$

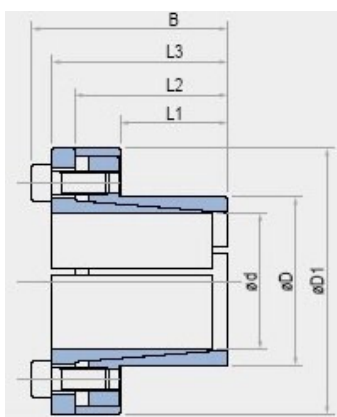
Jos hammaspyörän hammasluku (z) olisi 78, hammaspyörän pähkälukaisija olisi niin suuri, että leikkuriakselien ollessa leikkaustilanteessa hammaspyörät jumittuisivat hammaspyörän kiinnitysreiän epäkeskeisyyden takia.

Hampaan mitoista profiilin siirron jälkeen ei löytynyt luotettavaa tietoa, joten hampaan muotoa ei mallinnettu tarkasti. Hammaspyörästä tehtävään koneistuspiirustukseen merkitään profiilin siirron tiedot. Kuviossa 25 on mallinnettu hammaspyörä kiinnitysholkkinsa kanssa.



Kuvio 25: Hammaspyörä kiristysholkilla

Hammaspyörät kiinnitetään leikkuriakseleihin kiristysholkilla. Kiristysholkin pultit kiristetään määrättyyn momenttiin, jolloin kiristysholkki puristuu akselin ulkopinnan ja hammaspyörässä olevan reiän sisäpinnan väliin kuviossa 26 näkyvän kartio-rakenteensa avulla.

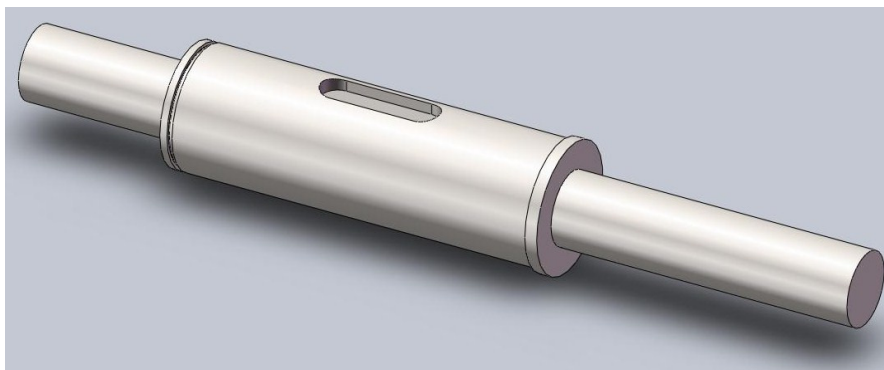


Kuvio 26: Kiristysholkin rakenne (Tollock)

Kiristysholkin pulttien kiristysmomentti ja kiristysholkin maksimipitomentti on ilmoitettu valmistajien taulukoissa.

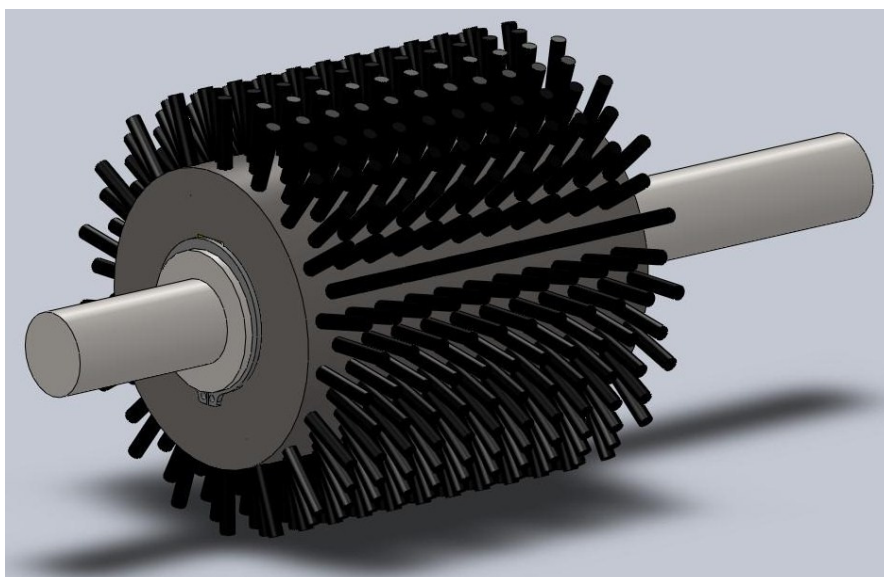
6.4 Harjatelan mallintaminen

Harjatelaa ei muutettu alkuperäisestä muilta osin kuin akselin päiden pituuksien osalta. Harjatela koostuu muutamasta erilaisesta osasta. Harjatelan ”sydämenä” on teräksinen akseli, jossa on kiilaura ja lukkorenaan ura koneistettuna nylon-muovista sorvatun rullan kiinnittämistä varten. Kuviossa 27 on harjatelan teräksinen akseli.



Kuvio 27: Harjatelan teräksinen akseli

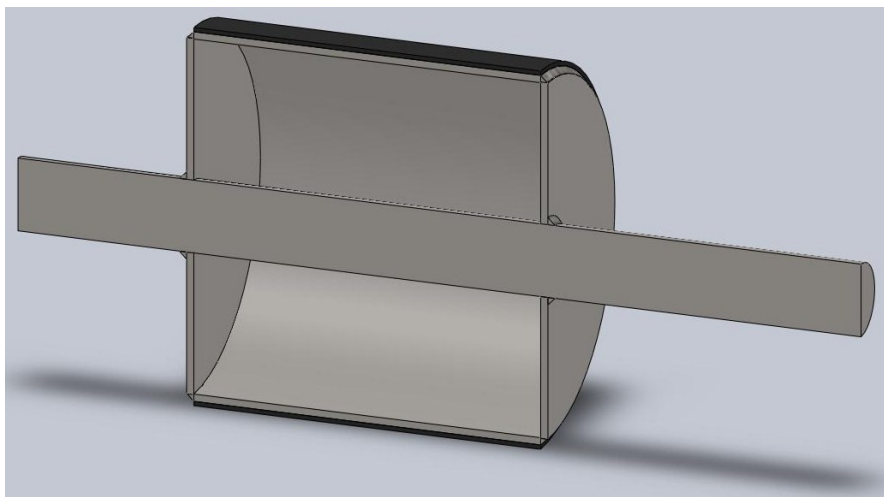
Nylon-muovisessa rullassa on reikä akselia varten ja kiilaura kiinnittämistä varten. Rullan ulkopintaan on porattu pituussuunnassa 11 kappaletta $\phi 5,2$ mm reikiä ja näitä 11 reiän rivejä on 36 rullan kehällä. Näihin reikiin istutetaan nylon-harjakset. Kuviossa 28 on harjatelan kokoonpano.



Kuvio 28: Harjatelan kokoonpano

6.5 Kumitelan mallintaminen

Kumitelaa ei alkuperäisestä muutettu lukuun ottamatta akselin päiden pituuden muutoksia. Kumitela on akseliin laippojen avulla hitsattu pyöreä RHS-putken pätkä, jonka päälle on vulganoitu muutaman millimetrin paksuinen kumikerros. Kuviossa 29 on pituussuunnassa keskeltä poikkileikattu kumitela.

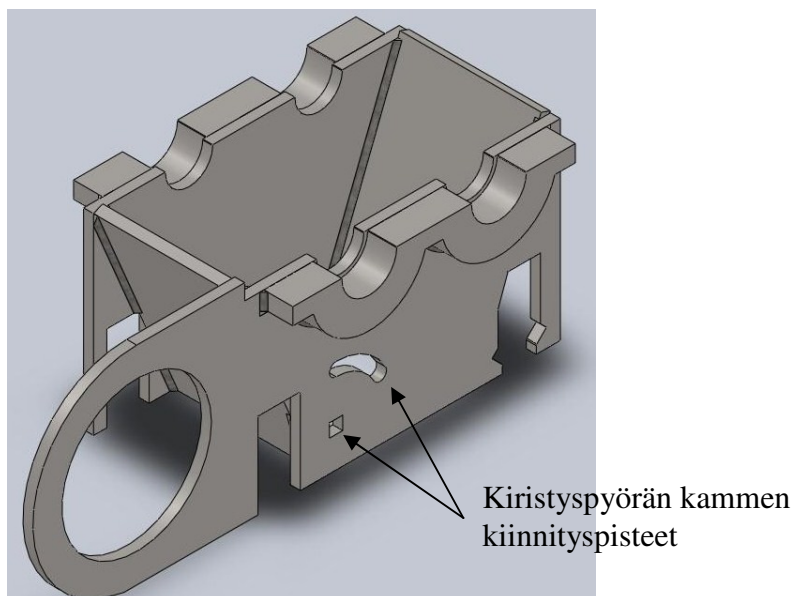


Kuvio 29: Pituussuunnassa poikkileikattu kumitela

6.6 Rungon suunnittelu

Rungon suunnittelussa huomioitiin aikaisemmasta mallista, leveyttä lukuun ottamatta, ulkomitat, moottorin kiinnitys, siirtopyörien kiinnitysreiät ja siirtopyörien aukot. Toimeksiantajan toiveesta rungon kokonaiskorkeutta madallettiin 15 mm, runko jaettiin kolmeen eri osaan kunnossapidon helpottamiseksi ja runkoon lisättiin sisälevyt silputun reunanauhan ohjaamiseksi.

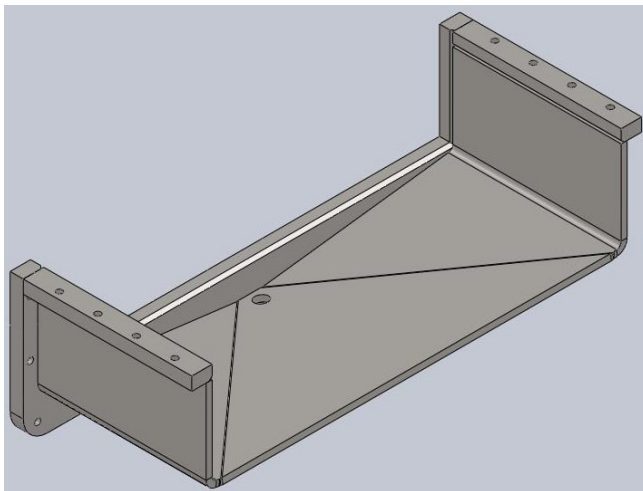
Suunnittelu aloitettiin rungon alaosaan. Reunanauhasilppuria kokoonpantaessa alaosaan kiinnitetään moottori, hammashihnan kiristyspyörä sekä siirtopyörät. Leikkuriakselit laakeroidaan alaosaan, joten leikkuriakselien laakeripesät suunniteltiin osaksi rungon alaosaan. Laakeripesät suunniteltiin keskeltä halkeaviksi, jotta alaosan rakenne voisi olla hitsattu. Kuviossa 30 on alaosan hitsattu rakenne.



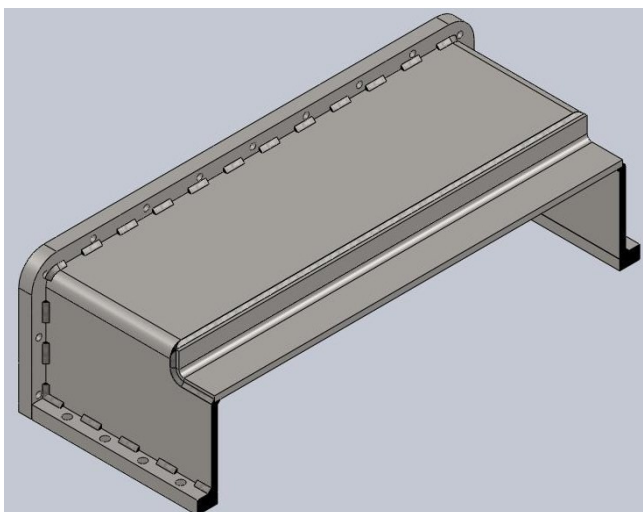
Kuvio 28: Rungon alaosan hitsattu rakenne.

Rungon alaosa on kuviossa 30 koneistamatta ja siksi siitä puuttuu vielä kaikki kiinnitysreiät. Hitsatun rakenteen osiin on jätetty 1 mm työvaraa koneistusta varten, jotta koneistetuista pinnoista saataisiin tasaisia ja suorita. Kuviossa 30 näkyvät ulkonevat kaaret ovat laakeripesien alapuolet ennen koneistusta. Laakeripesien yläosat kiinnittyvät rungon alaosaan välikehässä, joka kiinnitetään runkoon pulttaamalla ja sen tarkka paikalleen asettuminen on toteutettu ulkokierteellisillä standardin ISO 8737 mukaisilla M5x40-kartiotapeilla.

Hammaspyörien ja hammaspyörien puoleisten leikkuriakselien laakereiden voiteluun tarkoitettulle öljylle suunniteltiin öljysäiliö, joka kiinnitetään runkoon hitsaamalla. Öljysäiliö jakautuu kahteen osaan samasta jakopinnasta kuin rungon alaosa ja välikehä. Öljysäiliön alaosan pohja suunniteltiin eteen viettäväksi, jotta öljyn poistaminen kuviossa 31 näkyvästä tyhjennysreiästä, joka tulpataan M10-pultilla, olisi mahdollisimman helppoa. Säiliön alaosa ja yläosa kiinnitetään toisiinsa pulttaamalla ja säiliössä on yhtenäinen kansi, jotta laakerien ja hammaspyörien asentaminen olisi mahdollista. Kuviossa 31 on öljysäiliön alaosa ja kuviossa 32 on säiliön yläosa.

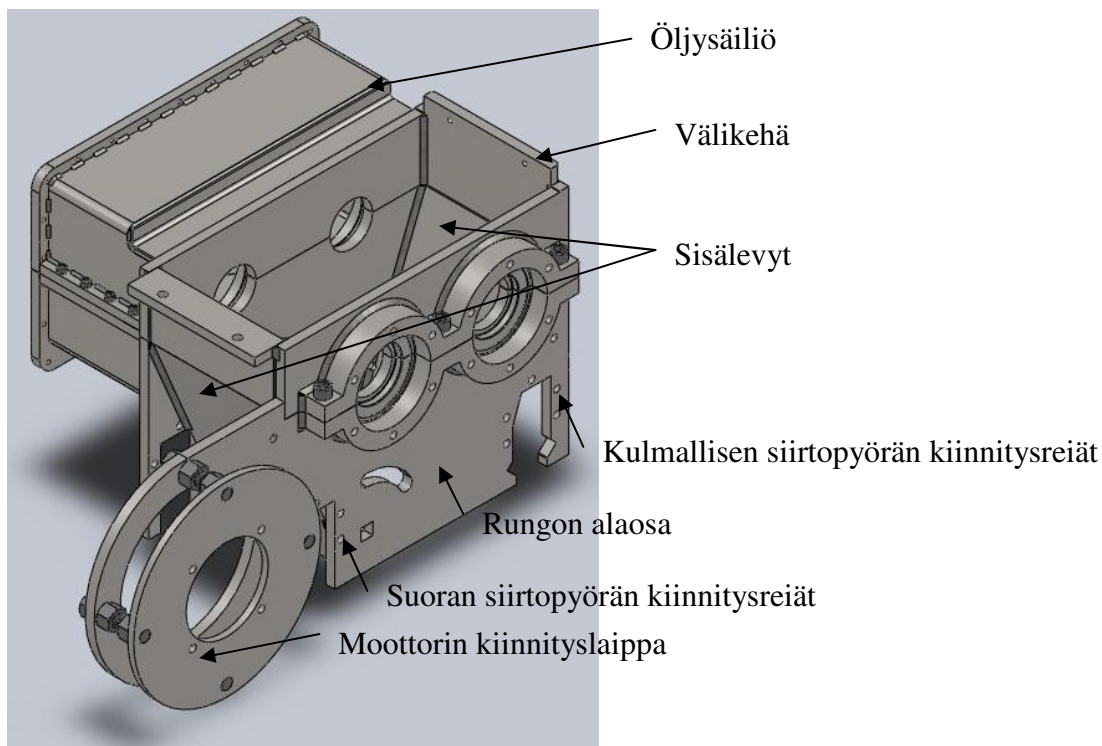


Kuvio 31: Öljysäiliön alaosa



Kuvio 32: Öljysäiliön yläosa

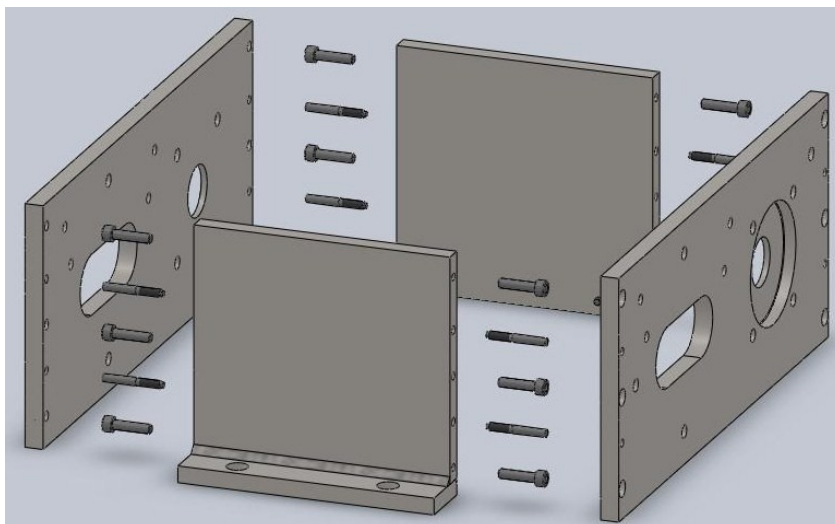
Kuviossa 33 on rungon alaosa ja välikehä koneistettuna. Öljysäiliön puolikkaat on myös hitsattu rungon alaosaan ja välikehään kuviossa 33. Välikehän takalevyyn on porattu kaksi reikää, joihin rungon yläosassa olevat standardin ISO 8737 mukaiset M5x40 kartiotapit paikoittuvat. Rungon yläosa kiinnitetään välikehään kahdella M12-pultilla. Kuviossa 33 näkyvä moottorin kiinnityslaippa suunniteltiin pulttaamalla kiinnitettäväksi, jotta se voidaan helposti vaihtaa, jos hammashihna pääsee ohjautumaan hihnapyöriltään sivuun ja kuluttamaan kiinnityslaippaa. Kiinnityslaipan etäisyyttä rungosta on myös helppo säätää pultatun rakenteen ansiosta.



Kuvio 33: Rungon alaosa, välikehä ja öljysäiliö

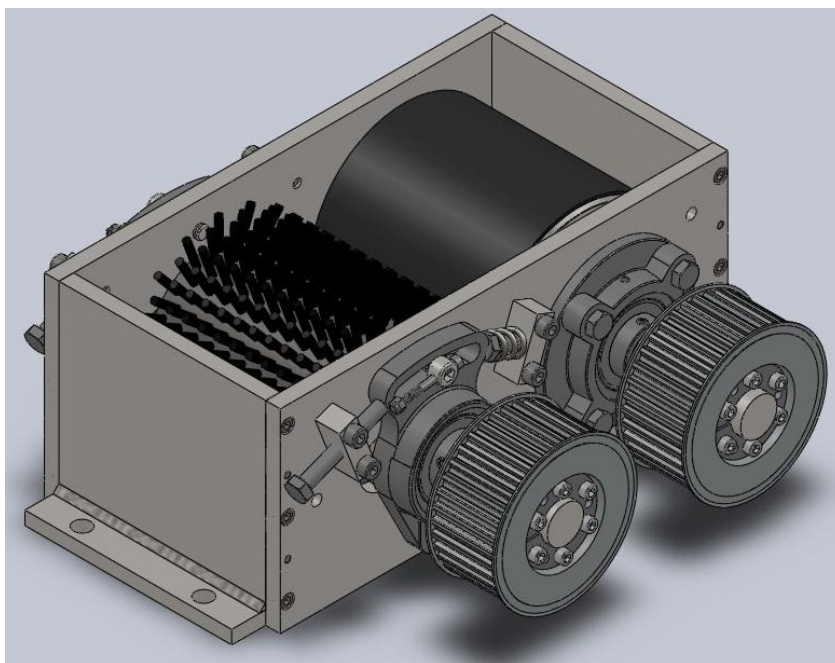
Rungon yläosasta suunniteltiin pulttaamalla koottava, jotta akselien asentamista varten ei tarvitse suunnitella akselin reikien kohdalle samanlaisia irrallisia osia kuten alaosalle suunniteltiin. Jotta rungon yläosan eri osat asettuisivat mahdollisimman tarkasti oikeille paikoilleen, yläosan päätylevyihin koneistetaan kierteet standardin ISO 8737 mukaisille ulkokierteellisille M5x40-kartiotapeille.

Koska harjatelaa säädetään laakeriyksikköjensä avulla tarvittaessa lähemmäksi kumitelaa tai kauemmaksi siitä, akselille suunniteltiin sopiva aukko säätöä varten. Kumitelan laakeriyksikköjä varten täytyi yläosan molemmille puolille suunnitella upotus, johon laakeriyksikön kaulus menee. Kuviossa 34 on räjäytyskuva rungon yläosan pultatusta rakenteesta.



Kuvio 34: Rungon yläosan räjäytyskuva

Rungon yläosaan kiinnitetään harjatelan ja kumitelan laakeriyksikköjen lisäksi myös harjatelan säätöpultit. Säätöpultteja varten yläosaan pultataan palat, joihin säätöpultit kiinnitetään. Laakerien toiselle puolelle pultataan myös palat, joiden reikiin asetetaan vapaasti liikkuvat tapit sekä tapin ja palan väliin jousi, joka puristaa tappia laakeria päin. Jotta harjatelan säätö olisi nopeaa, harjatelan laakeriyksikköiden ylemmistä kiinnityspulteista suunniteltiin sellaiset, että ne saa aukaistua ilman työkaluja. Kuviossa 35 on rungon yläosan lopullinen kokoonpano, joka sisältää myös harjatelan ja kumitelan sekä niihin kiristystholkeilla kiinnitettävät hammashihnapyörät.

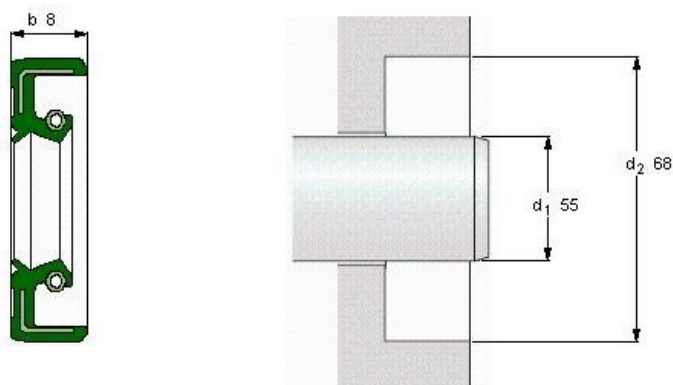


Kuvio 35: Rungon yläosan lopullinen kokoonpano.

6.7 Laakeripesien tiivistimien valinta

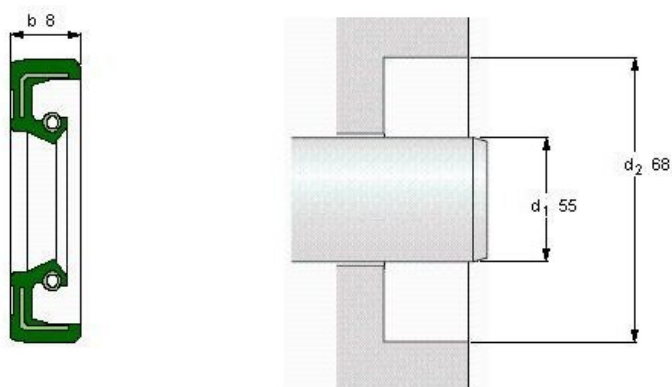
Hammasrattaiden puoleisiin laakereihin tulee öljyvoitelu samalla voiteluöljyllä kuin hammasrattaillekin, mutta hammashihnakäytön puoleiset laakerit voidellaan rasvalla. Hammasrattaiden puoleisia laakeripesiä ei tarvitse tiivistää kuin leikkuriakselien puolelta, koska laakereita ei eristetä millään tavalla hammasrattaiden öljysäiliöstä. Hammashihnakäytön puoleisille laakeripesille suunniteltiin kansi, jolla laakeripesä suljetaan. Laakeripesän ja kannen väliin sekä laakeripesän ylä- ja alaosien väliin laitetaan silikonimassa tiivisteeksi.

Öljyvoideltujen laakerien leikkuriakselien puolelle toimeksiantaja esitti vaatimuksenaan kaksipuolista akselitiivistettä öljyvudon estämiseksi ja pölyn ja lian laakeriin pääsyn estämiseksi. Akselitiivisteeksi valittiin SKF:n valikoimasta CR55x68x8 HMSA10RG -tiiviste, joka on esitettyä kuviossa 36.



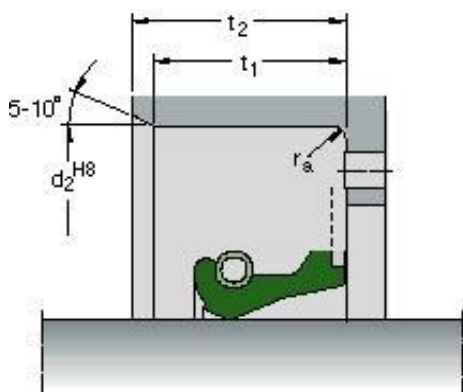
Kuvio 36: CR55x68x8 HMSA10RG -akselitiiviste (SKF, 1)

Hammashihnakäytön puolelle toimeksiantaja esitti vaatimuksenaan yksipuolista akselitiivistettä asennettuna siten, että se estää pölyn ja lian pääsyn laakeripesään. Akselitiiviste päästää myös ylimääräisen rasvan pois laakeripesästä ylitäyttötilanteessa. Leikkuriakselien puolelle valittiin CR55x68x8 HMS5RG -akselitiiviste, joka on kuviossa esitettyä 37. Laakeripesän kanteen valittiin CR52x63x8 HMS5RG -akselitiiviste, joka on samankaltainen kuin CR55x68x8 HMS5RG -akselitiiviste, mutta akselin ja asennusreiän halkaisijan osalta pienempi.



Kuvio 37: CR55x68x8 HMS5RG -akselitiiviste (SKF, 1)

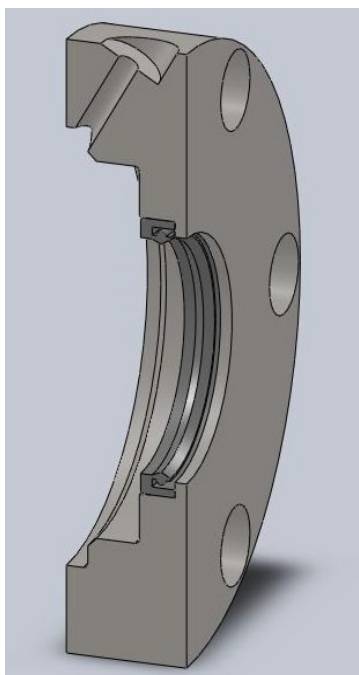
Akselitiivisteen asennusreiän tulee olla kuvion 38 mukainen, missä t_1 on 85 % tiivisteen paksuudesta, t_2 on tiivisteen paksuus lisättynä 0,3 mm. Kulman pyöristys r_a on valituille tiivisteille enintään 0,4 mm. Asennusreiän sovite on H8 ja pinnanlaadun tulisi olla seuraavien arvojen mukaiset: R_a 1,6 – 6,3 μm , R_z 10 - 20 μm ja R_{max} 25 μm . Tiivisteen kohdalle vaaditaan akselisovitteeksi h11-sovitetta ja akselin pyöreystoleranssiksi IT8:n mukaisia arvoja. Tiivisteen kohdalle vaaditaan akselin pinnan kovuudeksi 55 HRC tai 600 HV. Kovan pinnan tulisi olla vähintään 0,3 mm paksuinen. Tiivisteen kohdalla akselin pinnanlaadun tulisi olla seuraavien arvojen mukainen: R_a 0,2–0,8 μm , R_z 1-4 μm ja R_{max} 6,3 μm . (SKF, 1)



Kuvio 38: Akselitiivisteen asennusreikä (SKF, 1)

6.8 Laakeripesien kannen suunnittelu

Hammashihnakäytön puoleisiin laakeripesiin suunniteltiin kansi, joka pitää lian pois laakerista ja rasvan laakeripesän sisällä. Rasvanippa, jolla laakeri rasvataan, kiinnitetään kanteen. Kansi kiinnitetään rungon alaosaan ja välikehään kuudella M10-pultilla, joita varten kanteen tehdään upotukset. Kannen sisälle suunniteltiin tila akselitiivisteelle. Kuviossa 39 on laakeripesän kansi ja akselitiiviste keskeltä poikkileikkattuna. Kuvioista 39 nähdään sisällä olevat muodot.

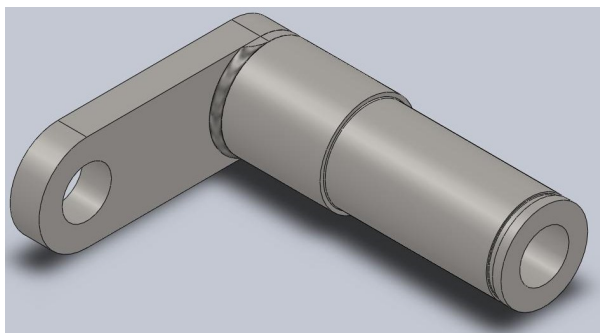


Kuvio 39: Laakeripesän kansi ja akselitiiviste poikkileikkattuna

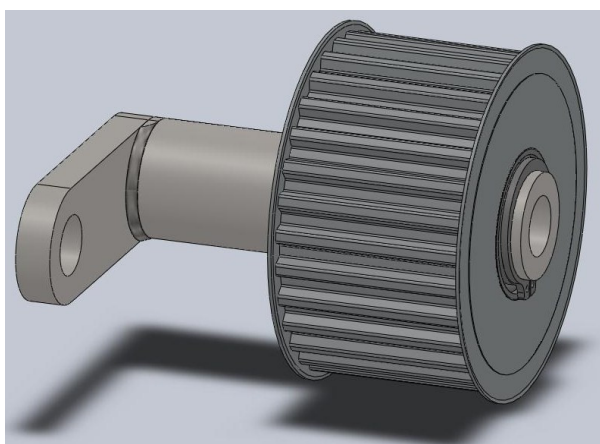
6.9 Kiristyspyörän kammien mallinnus

Hammashihnaa kiristetään kammessa olevan kiristyspyörän avulla. Kiristyspyöränä käytetään hammashihnapyörää, jonka hammasluku (z) on 30. Hammashihnapyörä laakeroidaan kampeen ja varmistetaan pidätinrenkaalla. Alkuperäisen kammien toimintaperiaate on toimiva, joten kammessa muutettiin alkuperäisestä vain joitakin mittoja. Kiristyspyörän kampi kiinnitetään rungon alaosaan kahdella M16-

lukkokantapultilla. Kuviossa 40 on kiristuspyörän kampi. Kuviossa 41 kiristuspyörän kokoonpano, joka sisältää kammen, kiristuspyörän, laakerit ja pidätinrenkaan.



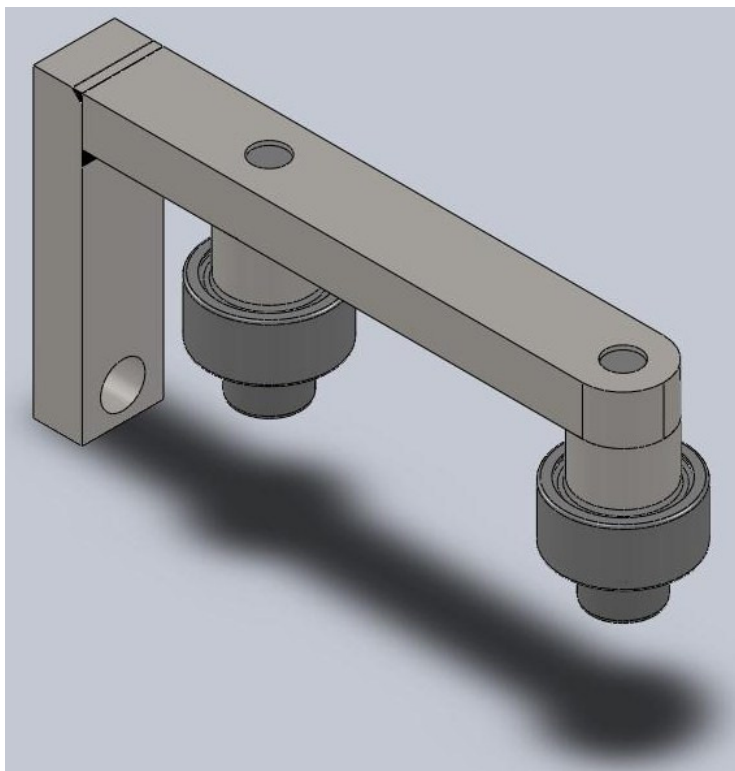
Kuvio 40: Kiristuspyörän kampi



Kuvio 41: Kiristuspyörän kokoonpano.

6.10 Hihnaohjurin suunnittelu

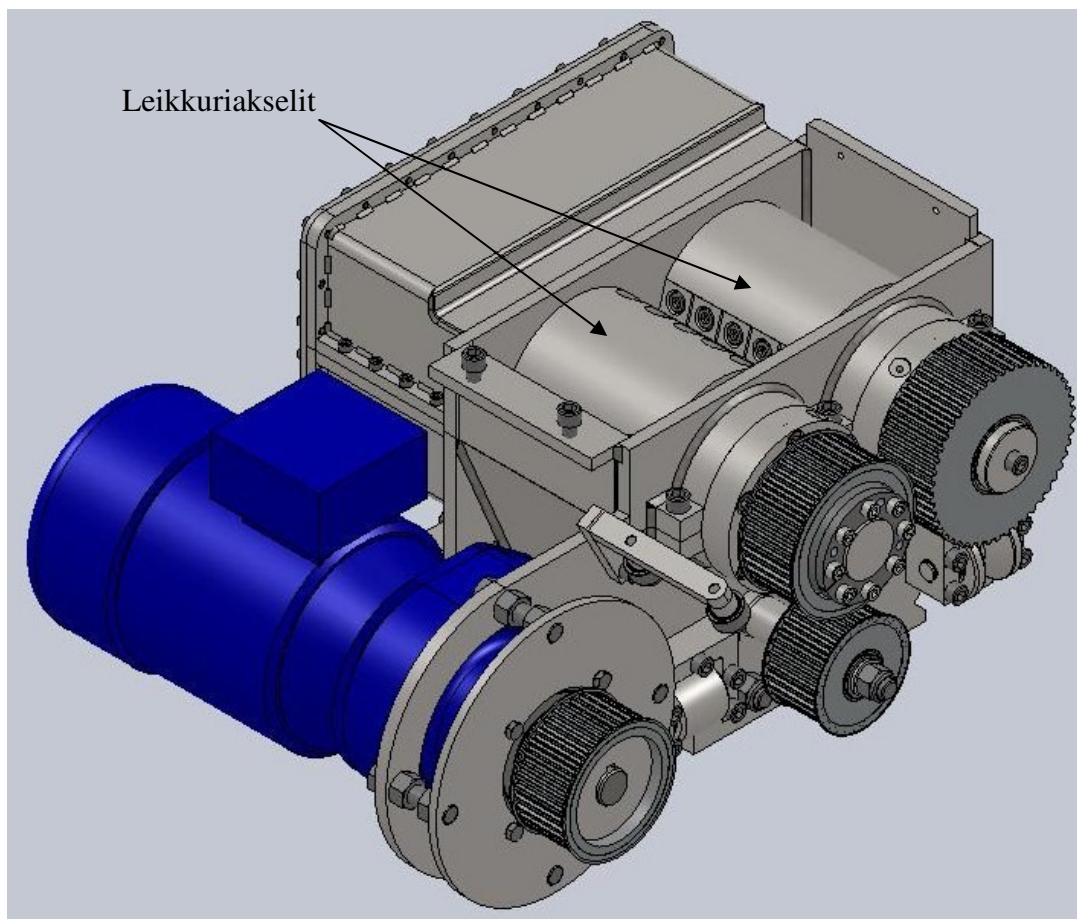
Toimeksiantajan toiveesta suunniteltiin hihnaohjuri, joka ei päästä hihnaa liukumaan kohti moottorin kiinnityslaippaa tai siitä pois päin. Hihnaa ohjaavan osan täytyy päästä pyörimään, jotta osa tai hihna ei kuluisi turhaan. Ohjaavaksi osaksi valittiin 10 mm akselille tarkoitettu urakuulalaakeri 62200 SKF:n valikoimasta. Laakerin kiinnitystä varten suunniteltiin kiinnike, joka pultataan M10-pultilla runkoon kiinni. Laakeri kiinnitetään kiinnikkeeseensä M10-pultilla. Kuviossa 42 on hihnaohjurin kokoonpano.



Kuvio 42: Hihnaohjurin kokoonpano.

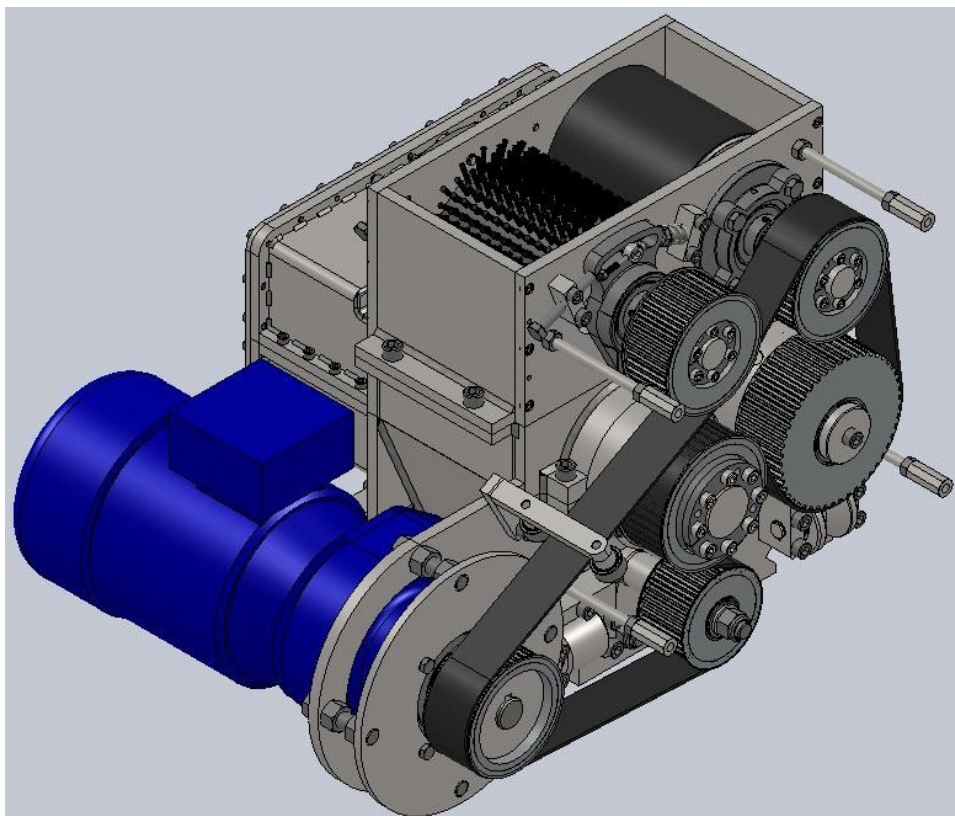
6.11 Lopullinen kokoonpanomalli

Lopullisen kokoonpanomallin rakentaminen aloitettiin jo, kun rungon ensimmäiset versiot valmistuivat. Mallinnettuja osia lisättiin sitä mukaan, kun niitä valmistui ja kokoonpanossa ilmenneet virheet korjattiin. Laakerien, pulttien, muttereiden, kiristysholkkien ja moottorin 3d-cad-mallit otettiin Solidworksistä ja ladattiin valmistajien sivuilta. Kuviossa 43 on reunanauhasilppurin kokoonpano ilman rungon yläosaa. Kuviossa 43 voidaan nähdä leikkuriakselit omilla paikoillaan.

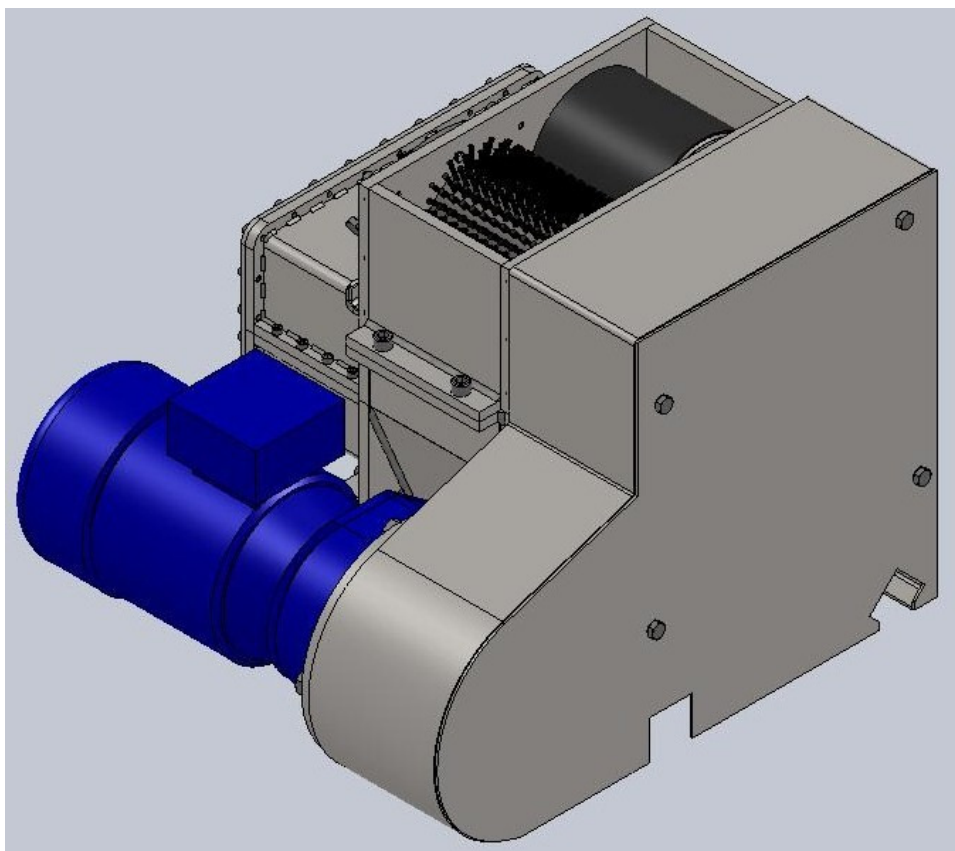


Kuvio 43: Reunanauhasilppurin kokoonpano ilman rungon yläosaa

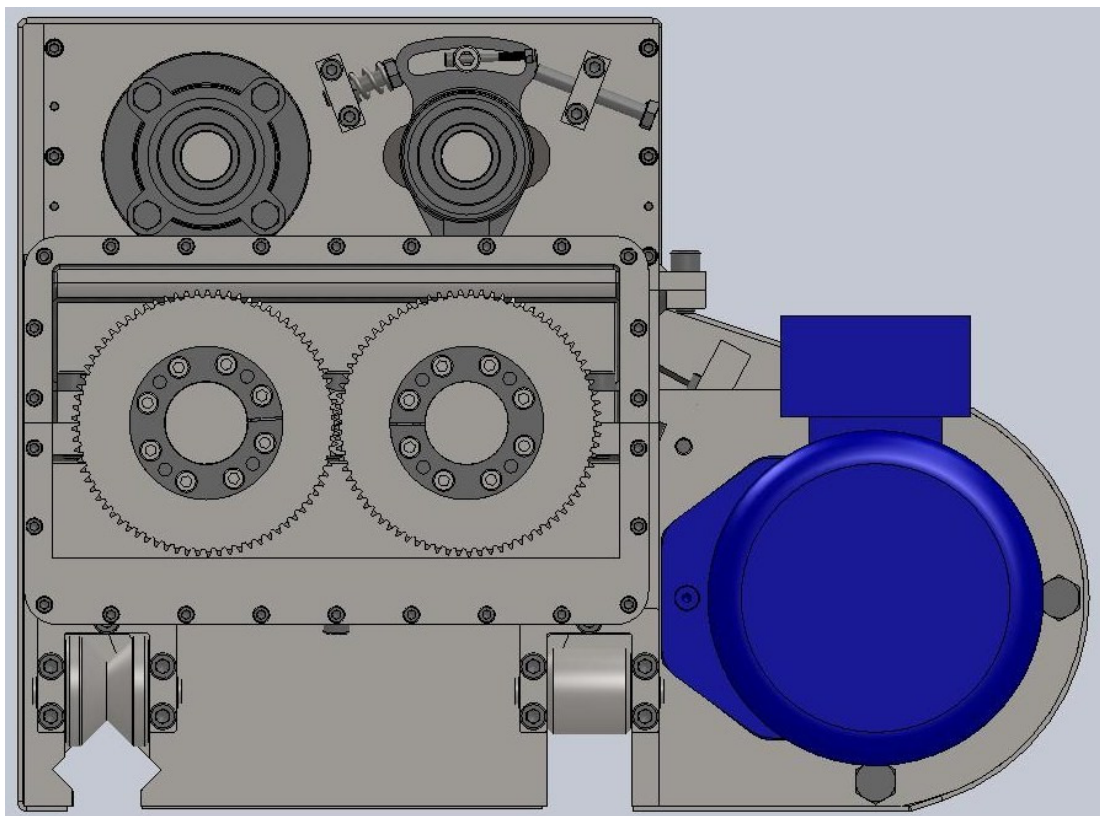
Kuviossa 44 on reunanauhasilppurin kokoonpano isometrisestä kuvakulmasta katsottuna. Tähän kokoonpanoon lisättiin vielä kuviossa 45 näkyvä hihnakotelo. Hihnakotelo kiinnitetään kuviossa 44 näkyviin M10-kierretangon päissä oleviin jatkomuttereihin M10-pulteilla. Kuviossa 44 näkyy myös hammashihna. Kuviossa 46 on reunanauhasilppurin kokoonpano ilman öljysäiliön kantta vasemmalta katsottuna. Kuvioista 46 näkee hammaspyörät öljysäiliössä.



Kuvio 44: Reunanauhasilppurin kokoonpano ilman hihnakoteloä



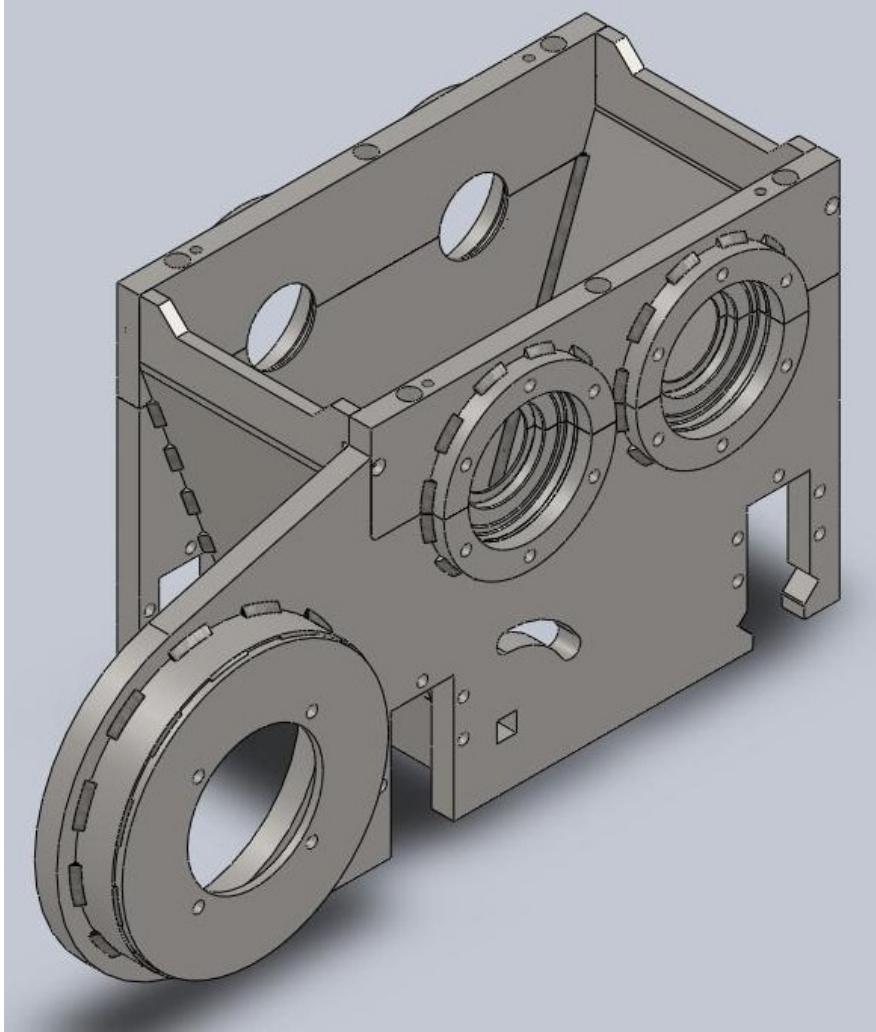
Kuvio 45: Reunanauhasilppurin lopullinen kokoonpano



Kuvio 46: Reunanauhasilppurin kokoonpano ilman öljysäiliön kantta vasemmalta katsottuna

6.12 Vaihtoehtojen esittely ja lopulliseen malliin päätyminen syyt

Rungon alaosan ensimmäinen versio oli kuvion 47 mukainen. Tästä versiosta muutettiin levyjen vahvuudet rakenteen keventämiseksi, erilliset laakeripesän yläosat muutettiin kehärakenteeksi ja erilliset laakeripesien kaaren puolikkaat muutettiin yhtenäisiksi levyiksi, joista saatiin paremmat kiinnitysreiät välikehälle. Ensimmäisen version laakeripesien yläosien vaikeasti toteutettavissa olevat pitkät kiinnitysreiät muutettiin kuviossa 43 näkyviin laakeripesien levyihin poraamalla tehtäviin reikiin. Moottorin kiinnityslaippa muutettiin pulttavaksi, koska pultattua rakennetta voi tarvittaessa säätää ja laipan voi myös vaihtaa helposti, jos siihen tulee vaurioita. Ensimmäisestä versiosta tehdyt muutokset tehtiin enimmäkseen valmistuksen ja kokoonpanon helpottamiseksi ja yksinkertaistamiseksi.



Kuvio 47: Rungon alaosan ensimmäinen versio

7 Yhteenveto

Reunanauhasilppuri saatiin modernisoitua toimeksiantajan toivomusten mukaiseksi. Rungon rakenne saatiin huoltoystävällisemmäksi ja leikkuriakselien laakerointi suunniteltiin, siten että säteisvälykset saadaan poistettua esijännityksen avulla. Momentinrajoituskytkimeksi valittiin kaksi eri vaihtoehtoa, joista toimeksiantaja voi valita tilanteen mukaan sopivan varmuuskytkimen reunanauhasilppuriin.

Työn tekemisen aikana löytyi monia uusia ja käytännöllisiä ominaisuuksia Solidworks-ohjelmistosta, joita voi käyttää monissa eri tilanteissa hyödyksi.

Työtä tehdessä ilmeni joitakin kehityskohtia jatkokehitystä varten. Rungon osien valmistusta valamalla voisi tutkia ja kehittää runkoa sen valmistustekniikan mukaiseksi. Vaihdemoottorin vaihteen voisi vaihtaa kartiohampaalliseen, jolla teho saataisiin siirrettyä 90° kulmaan ja moottori voitaisiin asentaa perä ylös- tai alaspäin tai johonkin siltä väliltä. Tällä muutoksella saataisiin reunanauhasilppurin syvyysmittaa noin 100 mm pienemmäksi. Moottorin vaihtamista nopeammin pyörivään moottoriin kannattaa myös tutkia, jotta reunanauhasilppuria voisi käyttää koneessa, jossa on suurempi ratanopeus.

Mikäli vaihdemoottorin pyörimisnopeus ja sitä kautta leikkuriakselien kehänopeus kasvaa, täytyy leikkuriakselien epätasapaino saada poistettua. Tasapainon saavuttamiseksi leikkuriakselihin voisi koneistaa kaksi terän kiinnitysuraa ja toisen uran voisi täyttää jollain sopivalla massalla, esimerkiksi hartsilla. Toinen vaihtoehto on kiinnittää leikkuriakselihin kaksi terää, jolloin tulisi kaksi leikkaustapahtumaa yhden kierroksen aikana. Tässä tapauksessa hammaspyörien välyksettömyys leikkaustilanteessa täytyy toteuttaa alkuperäisestä poikkeavalla tavalla.

Lähteet

- Airila, Mauri, Ekman, Kalevi, Hautala, Pekka, Kivioja, Seppo, Kleimola, Matti, Martikka, Heikki, Miettinen, Juha, Niemi, Erkki, Ranta, Aarno, Rinkinen, Jari, Salonen, Pekka, Verho, Arto, Vilenius, Matti, Välimaa, Veikko 1997. Koneenosien suunnittelu 4. painos. Helsinki: WSOY
- KTR Finland oy [www-sivu] vääntömomentin rajoittimet tuoteluettelo [viitattu 27.01.2009]
<http://www.ktr.com/katalog/FI/Ruflex-s.pdf>
- Mott, Robert L. 2006. Machine Elements in Mechanical Design Fourth Edition in SI Units. Singapore: Pearson Education South Asia Pte Ltd.
- NORD Gear oy, 1 [www-sivu] NORD geared motors [viitattu 25.03.2009]
http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/F1000_GB_1507.pdf
- NORD Gear oy, 2 [www-sivu] Standard Helical Gearboxes [viitattu 25.03.2009]
http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G2000_DE_GB_FR_2805.pdf
- R+W Coupling Technology [www-sivu] Torque limiter: Multi-position coupling [viitattu 27.01.2009]
<http://www.rwcouplings.com/torque-limiters/limiter-engagement.html#Multi>
- Seppänen, Raimo, Tiihonen, Seppo, Wuolijoki, Hilikka, Kervinen, Martti, Smolander, Juhani, Haavisto, Anja, Karkela, Lea, Varho, Kiuru 1991. Maol taulukot 3. painos. Keuruu: Otava.
- SKF, 1 [www-sivu] Interactive Engineering Catalogue [viitattu 08.03.2009]
<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=first&lang=en>
- SKF, 2 [www-sivu] Recommended fits [viitattu 10.03.2009]
http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/tableViewer.jsp?tableName=1_0_t50&maincatalogue=1&lang=en
- SKF, 3 [www-sivu] Single row angular contact ball bearings [viitattu 05.03.2009]
http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=1_3_2
- SNR Roulements, 1 [www-sivu] SNR Reference UCFA206 Cast iron oval-flanged bearing unit, relubricatable [viitattu 06.03.2009]
<https://www.snr-bearings.com/catalogue/fr/en-en/index.cfm?page=/catalogue/home/industry&method=pa.productDetail&id=UCFA206>

SNR Roulements, 2 [www-sivu] SNR Reference UCFC206 Cast iron round-flanged bearing unit with centring rim, relubricatable [viitattu 07.03.2009]
<https://www.snr-bearings.com/catalogue/fr/en-en/index.cfm?page=/catalogue/home/industry&method=pa.productDetail&id=UCFC206>

Tollok [www-sivu] Locking assemblies [viitattu 05.03.2009]
<http://www.tollok.com/>

Liitteet

Liite 1: Mathcad-dokumentti kierrosnopeuksien laskennasta

Liite 2: Mathcad-dokumentti taivutusvoimien laskennasta

Liite 3: Mathcad-dokumentti laakerivoimien laskennasta

Liite 4: Mathcad-dokumentti laakerien valinta laskennasta

Liite 1: Kierrosnopeuksien laskenta akseleille

Leikkaavan akselin
ratanopeus

$$v_{\text{kehä}} := 300 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Leikkaavan akselin
radan säde

$$r_2 := \frac{156}{2} \text{mm}$$

Moottorin teho

$$P := 3 \text{kW}$$

Leikkaavan akselin pyörimisnopeuden tavoite

$$n := \frac{v_{\text{kehä}}}{l_1} = 628.243 \frac{1}{\text{min}}$$

Käyttävä hammashihnapyörä

$$z_1 := 36$$

Jakohalkaisija:

$$d_{01} := 114.59 \text{mm}$$

Välityssuhde: Käyttävä akseli ja
leikkaava akseli

$$i_{12} := \frac{z_2}{z_1} = 1.111$$

Pyörimisnopeus leikkaavalla akselilla
hammashihnan välityssuhteella ja
moottorin pyörimisnopeudella

$$n_2 := \frac{n_1}{i_{12}} = 620.1 \frac{1}{\text{min}}$$

Ratanopeus yllä olevalla leikkaavan akselin
pyörimisnopeudella

$$v_{\text{kehä}2} := n_2 \cdot l_1 = 296.111 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Leikkaavan akselin
radan säde

$$r_1 := 76 \text{mm}$$

Leikkaavan akselin
radan pituus

$$l_2 := 2 \cdot \pi \cdot r_2$$

Moottorin pyörimisnopeus

$$n_1 := 689 \frac{1}{\text{min}}$$

Leikkaavan akselin
hammashihnapyörä

$$z_2 := 40$$

Jakohalkaisija:

$$d_{02} := 127.32 \text{mm}$$

Välityssuhde: Käyttävä akseli ja
syöttävä akseli

$$i_{13} := \frac{z_3}{z_1} = 1$$

Pyörimisnopeus syöttävällä akselilla
hammashihnan välityssuhteella ja
moottorin pyörimisnopeudella

$$n_3 := \frac{n_1}{i_{13}} = 689 \frac{1}{\text{min}}$$

Ratanopeus yllä olevalla syöttävän akselin
pyörimisnopeudella

$$v_{\text{kehä}3} := n_3 \cdot l_2 = 337.671 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Leikkaavan akselin
radanpituus

$$l_1 := 2 \cdot \pi \cdot r_1$$

Moottorin vääntömomentti

$$T_1 := \frac{P}{2\pi \cdot n_1} = 41.579 \text{N} \cdot \text{m}$$

Syöttävän akselin
hammaspyörä

$$z_3 := 36$$

Jakohalkaisija:

$$d_{03} := d_{01} = 114.59 \text{mm}$$

Liite 2: Hihnavoimista ja hammaspyörä välityksestä johtuvien taivuttavien voimien laskenta

Moottorin momentista tuleva hihnavoima

$$F_d := \frac{T_1}{\frac{d_{01}}{2}} = 725.699\text{N}$$

Harjattelalan voimat (ottaa 2% hihnavoimasta)

Tuleva hihnavoima: Lähtevä hihnavoima

$$F_d = 725.699\text{N} \qquad F_{d1} := 0.98F_d = 711.185\text{N}$$

Momentti voimien siirron jälkeen

$$T_{11} := F_d \cdot \frac{d_{03}}{2} - F_{d1} \cdot \frac{d_{03}}{2} = 0.832\text{N}\cdot\text{m}$$

Taivuttavan voiman suuntakulma

$$\alpha_1 := 180\text{deg} - (90\text{deg} + 41.921\text{deg} + 27.241\text{deg}) = 20.84\text{deg}$$

Taivuttava voima:

$$F_{r1} := \sqrt{F_d^2 + F_{d1}^2 - 2F_d \cdot F_{d1} \cdot \cos(\alpha_1)} = 260.27\text{N}$$

Kumitelalan voimat (ottaa 2% hihnavoimasta)

Tuleva hihnavoima: Lähtevä hihnavoima

$$F_{d1} = 711.185\text{N} \qquad F_{d2} := 0.96F_d = 696.671\text{N}$$

Momentti voimien siirron jälkeen

$$T_{12} := F_{d1} \cdot \frac{d_{03}}{2} - F_{d2} \cdot \frac{d_{03}}{2} = 0.832\text{N}\cdot\text{m}$$

Taivuttavan voiman suuntakulma

$$\alpha_2 := 41.921\text{deg} + 6.866\text{deg} = 48.78\text{deg}$$

Taivuttava voima:

$$F_{r2} := \sqrt{F_{d1}^2 + F_{d2}^2 - 2F_{d1} \cdot F_{d2} \cdot \cos(180\text{deg} - \alpha_2)} = 1282.227\text{N}$$

Jatkuu

Vasemmanpuoleisen leikkuriakselin voimat (ottaa 92% hihnavoimasta)

Tuleva hihnavoima: Lähtevä hihnavoima

$$F_{d3} := 0.94 F_d = 682.157\text{N} \quad F_{d4} := 0.02 F_d = 14.514\text{N}$$

Momentti voimien siirron jälkeen

$$T_{13} := F_{d3} \cdot \frac{d_{02}}{2} - F_{d4} \cdot \frac{d_{02}}{2} = 42.502\text{N}\cdot\text{m}$$

Taivuttavan voiman suuntakulma

$$\alpha_3 := (90 - 24.57 - 22.66)\text{deg}$$

Taivuttava voima:

$$F_{r3} := \sqrt{F_{d3}^2 + F_{d4}^2 - 2F_{d3} \cdot F_{d4} \cdot \cos(180\text{deg} - \alpha_3)} = 692.882\text{N}$$

Oikeanpuoleisen leikkuriakselin voimat (ottaa 2% hihnavoimasta)

Tuleva hihnavoima: Lähtevä hihnavoima Jakohalkaisija:

$$F_{d2} = 696.671\text{N} \quad F_{d3} = 682.157\text{N} \quad d_{04} := 152.79\text{mm}$$

Momentti voimien siirron jälkeen

$$T_{14} := F_{d2} \cdot \frac{d_{04}}{2} - F_{d3} \cdot \frac{d_{04}}{2} = 1.109\text{N}\cdot\text{m}$$

Taivuttavan voiman suuntakulma

$$\alpha_4 := [24.57 - (90 - 83.14)]\text{deg}$$

Taivuttava voima:

$$F_{r4} := \sqrt{F_{d2}^2 + F_{d3}^2 - 2F_{d2} \cdot F_{d3} \cdot \cos(180\text{deg} - \alpha_4)} = 1362.396\text{N}$$

Kiristyspyörän voimat (ottaa 2% hihnavoimasta)

Tuleva hihnavoima: Lähtevä hihnavoima jakohalkaisija:

$$F_{d4} = 14.514\text{N} \quad F_0 := 0\text{N} \quad d_{05} := 95.49\text{mm}$$

Momentti voimien siirron jälkeen

$$T_{15} := F_{d4} \cdot \frac{d_{05}}{2} = 0.693\text{N}\cdot\text{m}$$

Taivuttava voima:

$$F_{r5} := F_{d4} = 14.514\text{N}$$

Jatkuu

Hammaspyörä välityksen aiheuttamat taivuttavat voimat

$$z_h := 77 \quad m_1 := 2\text{mm} \quad \phi := 20\text{deg}$$

Jakohalkaisija

$$d_h := m_1 \cdot z_h = 154\text{mm}$$

Käyttävälle hammaspyörälle tulee momentti leikkuritelan 1 kautta
Momentista aiheutuva tangentiaalivoima

$$F_t := \frac{T_{13}}{\frac{d_h}{2}} = 551.976\text{N}$$

Hammasgeometriasta johtuva normaalivoima

$$F_n := \frac{F_t}{\cos(\phi)}$$

Taivuttava voima:

$$F_{rh} := F_n = 587.401\text{N}$$

Liite 3: Laakereihin vaikuttavien voimien laskenta

Vasemmanpuoleinen leikkuriakseli

$$F_{G3} := 25.094 \text{ kg} \cdot g$$

Säteisvoimat:

Momentti 1 laakerin ympäri (positiivinen suunta myötäpäivään)

$$F_{r3} \cdot (300 \text{ mm} + 39 \text{ mm}) - F_{r32} \cdot 300 \text{ mm} - F_{rh} \cdot 28 \text{ mm} + F_{G3} \cdot 148.5 \text{ mm} = 0$$

$$\Rightarrow F_{r32} := \frac{F_{r3} \cdot (300 \text{ mm} + 39 \text{ mm}) - F_{rh} \cdot 28 \text{ mm} + F_{G3} \cdot 148.5 \text{ mm}}{300 \text{ mm}}$$

$$F_{r32} = 849.946 \text{ N}$$

Tasapainon mukaan:

$$F_{r31} + F_{r32} - F_{rh} - F_{r3} - F_{G3} = 0$$

$$\Rightarrow F_{r31} := -F_{r32} + F_{rh} + F_{r3} + F_{G3}$$

$$F_{r31} = 676.425 \text{ N}$$

Aksiaalivoimat:

Esijännityksen maksimi: $k_a := 190 \text{ N}$

Esijännityksen ja dynaamisen kantavuusluvun suhde: $\frac{k_a}{48.8 \text{ kN}} = 0.004$

$$\Rightarrow R_1 := 1$$

$$F_{a31} := R_1 \cdot F_{r31} + k_a$$

$$F_{a31} = 866.425 \text{ N}$$

$$F_{a32} := R_1 \cdot F_{r32} + k_a$$

$$F_{a32} = 1039.946 \text{ N}$$

Jatkuu

Oikeanpuoleinen leikkuriakseli

$$F_{G4} := 25.26 \text{ kg} \cdot g$$

Momentti 1 laakerin ympäri (positiivinen suunta myötäpäivään)

$$\frac{F_{r4}}{2} \cdot (300 \text{ mm} + 14.5 \text{ mm} + 42 \text{ mm}) + \frac{F_{r4}}{2} \cdot (300 \text{ mm} + 14.5 \text{ mm}) - F_{r42} \cdot 300 \text{ mm} - F_{rh} \cdot 28 \text{ mm} \dots + F_{G4} \cdot 149 \text{ mm} = 0$$

$$F_{r42} := \frac{\frac{F_{r4}}{2} \cdot (300 \text{ mm} + 14.5 \text{ mm} + 42 \text{ mm}) + \frac{F_{r4}}{2} \cdot (300 \text{ mm} + 14.5 \text{ mm}) - F_{rh} \cdot 28 \text{ mm} + F_{G4} \cdot 149 \text{ mm}}{300 \text{ mm}}$$

$$\Rightarrow F_{r42} = 1591.86 \text{ N}$$

Tasapainon mukaan:

$$F_{r41} + F_{r42} - F_{rh} - F_{r4} - F_{G4} = 0$$

$$\Rightarrow F_{r41} := -F_{r42} + F_{rh} + F_{r4} + F_{G4}$$

$$F_{r41} = 605.73 \text{ N}$$

Aksiaalivoimat:

$$\text{Esijännityksen maksimi: } k_a = 190 \text{ N}$$

$$\text{Esijännityksen ja dynaamisen kantavuusluvun suhde: } \frac{k_a}{48.8 \text{ kN}} = 0.004$$

$$\Rightarrow R_1 = 1$$

$$F_{a41} := R_1 \cdot F_{r41} + k_a$$

$$F_{a41} = 795.73 \text{ N}$$

$$F_{a42} := R_1 \cdot F_{r42} + k_a$$

$$F_{a42} = 1781.86 \text{ N}$$

Harjatela

Momentti 1 laakerin ympäri (positiivinen suunta myötäpäivään)

$$F_{r1} \cdot (67.5 \text{ mm} + 230 \text{ mm}) - F_{r12} \cdot 230 \text{ mm} = 0$$

$$\Rightarrow F_{r12} := \frac{F_{r1} \cdot (67.5 \text{ mm} + 230 \text{ mm})}{230 \text{ mm}}$$

$$F_{r12} = 336.654 \text{ N}$$

Tasapainon mukaan:

$$-F_{r11} + F_{r12} - F_{r1} = 0$$

$$\Rightarrow F_{r11} := F_{r12} - F_{r1}$$

$$F_{r11} = 76.384 \text{ N}$$

Jatkuu

Kumitela

Momentti 1 laakerin ympäri (positiivinen suunta myötäpäivään)

$$F_{r2} \cdot (75.5\text{mm} + 214\text{mm}) - F_{r22} \cdot 214\text{mm} = 0$$

$$\Rightarrow F_{r22} := \frac{F_{r2} \cdot (75.5\text{mm} + 214\text{mm})}{214\text{mm}}$$

$$F_{r22} = 1734.602\text{N}$$

Tasapainon mukaan:

$$-F_{r21} + F_{r22} - F_{r2} = 0$$

$$\Rightarrow F_{r21} := F_{r22} - F_{r2}$$

$$F_{r21} = 452.375\text{N}$$

Kiristyspyörä

Momentti 1 laakerin ympäri (positiivinen suunta myötäpäivään)

$$F_{r5} \cdot 24.5\text{mm} - F_{r52} \cdot 49\text{mm} = 0$$

$$\Rightarrow F_{r52} := \frac{F_{r5} \cdot 24.5\text{mm}}{49\text{mm}}$$

$$F_{r52} = 7.257\text{N}$$

Tasapainon mukaan:

$$F_{r51} + F_{r52} - F_{r5} = 0$$

$$\Rightarrow F_{r51} := -F_{r52} + F_{r5}$$

$$F_{r51} = 7.257\text{N}$$

Oikeanpuoleinen leikkuriakseli

$$C_3 = 48.8 \text{ kN}$$

pyörintänopeus sama kuin
1. leikkuriakselilla

Laakeri 1

Valitaan säteiskerroin X ja aksiaalikerroin Y
säteis- ja aksiaalivoimien suhteen perusteella

$$\frac{F_{a41}}{F_{r41}} = 1.314 > e_3 = 1.14 \Rightarrow \begin{aligned} X_{41} &:= 0.35 \\ Y_{41} &:= 0.57 \end{aligned}$$

Ekvivalenttikuormitus

$$P_{41} := X_{41} \cdot F_{r41} + Y_{41} \cdot F_{a41}$$

Dynaaminen kantavuusluku, vaatimus

$$C_{41} := \left(\frac{n_2 \cdot L_{10h}}{1000000} \right)^{\left(\frac{1}{p} \right)} \cdot P_{41}$$

$$C_{41} = 6031.285 \text{ N}$$

Laakeri 2

Valitaan säteiskerroin X ja aksiaalikerroin Y
säteis- ja aksiaalivoimien suhteen perusteella

$$\frac{F_{a42}}{F_{r42}} = 1.119 < e_3 = 1.14 \Rightarrow \begin{aligned} X_{42} &:= 1 \\ Y_{42} &:= 0 \end{aligned}$$

Ekvivalenttikuormitus

$$P_{42} := X_{42} \cdot F_{r42} + Y_{42} \cdot F_{a42}$$

Dynaaminen kantavuusluku, vaatimus

$$C_{42} := \left(\frac{n_2 \cdot L_{10h}}{1000000} \right)^{\left(\frac{1}{p} \right)} \cdot P_{42}$$

$$C_{42} = 14425.115 \text{ N}$$

Koska laakerit ovat huomattavan ylimitoitettuja lasketaan niiden todelliset kestoajat
tunteina suurinta P:n arvoa eli P22 käyttäen.

$$L_{10h3} := \frac{1000000}{n_2} \left(\frac{C_3}{P_{42}} \right)^p$$

$$L_{10h3} = 774340 \text{ hr}$$

Jatkuu

**Akselille vapaasti laakeroitu
hammashihnapyörä**

$$z_4 := 48 \quad C_{43} := 6.76 \text{ kN}$$

Laakerin pyörimisnopeus

$$i_2 := \frac{z_4}{z_1} \quad n_4 := n_2 - \frac{n_1}{i_2}$$

Kuormitus

$$P_{43} := \frac{F_{r4}}{2}$$

Dynaaminen
kantavuusluku, vaatimus

$$C_{43} := \left(\frac{n_4 \cdot L_{10h}}{1000000} \right)^{\left(\frac{1}{p} \right)} \cdot P_{43}$$

$$C_{43} = 3397.066 \text{ N}$$

Laakeri on hieman ylimitoitettu.
Lasketaan sen todellinen kestoikä.

$$L_{10h43} := \frac{1000000}{n_4} \left(\frac{C_{43}}{P_{43}} \right)^p$$

$$L_{10h43} = 157601 \text{ hr}$$

ekvivalenttikuormituksen suhde
dynaamiseen kantavuuslukuun

$$\frac{P_{43}}{C_{43}} = 0.101$$

ekvivalenttikuormituksen suhde
dynaamiseen kantavuuslukuun

$$\frac{P_{42}}{C_3} = 0.033$$

Harjatela

$$C_1 := 19.5 \text{ kN}$$

Kuormitus

$$P_{11} := F_{r11}$$

Dynaaminen kantavuusluku, vaatimus

$$C_{11} := \left(\frac{n_3 \cdot L_{10h}}{1000000} \right)^{\left(\frac{1}{p} \right)} \cdot P_{11}$$

$$C_{11} = 716.914 \text{ N}$$

Koska laakeriryksiköt ovat huomattavan ylimitoitettuja lasketaan niiden todelliset kestoiät tunteina:

$$L_{10h11} := \frac{1000000}{n_3} \left(\frac{C_1}{P_{11}} \right)^p$$

$$L_{10h11} = 402468658 \text{ hr}$$

ekvivalenttikuormituksen suhde
dynaamiseen kantavuuslukuun

$$\frac{P_{12}}{C_1} = 0.017$$

Kuormitus

$$P_{12} := F_{r12}$$

Dynaaminen kantavuusluku, vaatimus

$$C_{12} := \left(\frac{n_3 \cdot L_{10h}}{1000000} \right)^{\left(\frac{1}{p} \right)} \cdot P_{12}$$

$$C_{12} = 3159.733 \text{ N}$$

$$L_{10h12} := \frac{1000000}{n_3} \left(\frac{C_1}{P_{12}} \right)^p$$

$$L_{10h12} = 4700916 \text{ hr}$$

Kumitela

$$C_2 := 19.5 \text{ kN}$$

Kuormitus

$$P_{21} := F_{r21}$$

Dynaaminen kantavuusluku, vaatimus

$$C_{21} := \left(\frac{n_3 \cdot L_{10h}}{1000000} \right)^{\left(\frac{1}{p} \right)} \cdot P_{21}$$

$$C_{21} = 4245.854 \text{ N}$$

Koska laakeriryksiköt ovat huomattavan ylimitoitettuja lasketaan niiden todelliset kestoiät tunteina:

$$L_{10h21} := \frac{1000000}{n_3} \left(\frac{C_2}{P_{21}} \right)^p$$

$$L_{10h21} = 1937486 \text{ hr}$$

ekvivalenttikuormituksen suhde
dynaamiseen kantavuuslukuun

$$\frac{P_{22}}{C_2} = 0.089$$

Kuormitus

$$P_{22} := F_{r22}$$

Dynaaminen kantavuusluku, vaatimus

$$C_{22} := \left(\frac{n_3 \cdot L_{10h}}{1000000} \right)^{\left(\frac{1}{p} \right)} \cdot P_{22}$$

$$C_{22} = 16280.46 \text{ N}$$

$$L_{10h22} := \frac{1000000}{n_3} \left(\frac{C_2}{P_{22}} \right)^p$$

$$L_{10h22} = 34366 \text{ hr}$$

Jatkuu

Kiristyspyörä $C_5 := 4.49 \text{ kN}$ $z_5 := 30$

Laakerin pyörimisnopeus

$$i_5 := \frac{z_5}{z_1} \quad n_5 := \frac{n_1}{i_5}$$

Kuormitus

$$P_5 := F_{r51}$$

Dynaaminen kantavuusluku, vaatimus

$$C_{51} := \left(\frac{n_5 \cdot L_{10h}}{1000000} \right)^{\left(\frac{1}{p} \right)} \cdot P_5 = 72.38 \text{ N}$$

Koska kiristyspyörän laakerit ovat huomattavan ylimitoitettuja lasketaan niiden todelliset kestoiät tunteina:

$$L_{10h5} := \frac{1000000}{n_5} \left(\frac{C_5}{P_5} \right)^p$$

ekvivalenttikuormituksen suhde
dynaamiseen kantavuuslukuun

$$L_{10h5} = 5 \times 10^9 \cdot \text{hr}$$

$$\frac{P_5}{C_5} = 0.002$$