



SUORAVETOPLANEETTAVAIHTEISTO

Opinnäytetyö

Lauri Rytönen

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma

Suuntautumisvaihtoehto
Kone- ja tuotesuunnittelu

TIIVISTELMÄ

SAVONIA-AMMATTIKORKEAKOULU TEKNIikka KUOPIO		
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma		
Tekijä Lauri Rytönen		
Työn nimi Suoravetoplaneettavaihteisto		
Työn laji	Päiväys	Sivumäärä
Opinnäytetyö	26.11.2010	48+ 89
Työn valvoja	Yrityksen yhdyshenkilö	
Lehtori Pertti Kupiainen	Yrittäjä Jussi Aitto-oja	
Yritys Yksityinen henkilö		
Tiivistelmä		
<p>Tämän opinnäytetyön aiheena oli suunnitella suoravetoplaneettavaihteistosta prototyypistä toimiva konstruktio. Kyseisen prototyypin oli suunnitellut Jussi Aitto-oja. Konstruktio suunnittelun lisäksi työhön kuului materiaalien mitoitus ja animaation teko vaihteistosta.</p> <p>Työssä suunniteltiin planeettapyörien välitykset, akseli, laakerointi ja valittiin sopivat jarrut. Suunnittelussa otettiin huomioon vaihteiston valmistettavuus ja kokoonpano käyttämällä standardiosia. Pääakselille valittiin materiaali ja suoritettiin mitoitus lujuuslaskennan mukaisesti. Hammaspyörien lujuuslaskenta suoritettiin KissSoft-ohjelmalla, jolla varmistettiin käytönaikainen kestävyys. Suunniteltiin myös vaihteiston laakerointi ja voitelu asetetulle 10 000 käyttötunnille. Käyttötarkoitukseen sopiviksi jarruiksi valittiin paineilmajarrut jousivapautuksella.</p> <p>Työn lopputulokseksi saatiin uuden konstruktio valmistuspiirustukset, joiden pohjalta laitteisto on mahdollista valmistaa. Konstruktioista tehtiin 3D-animaatio Solid Worksillä.</p>		
Avainsanat planeettavaihteisto, vaihteisto		
Luottamuksellisuus julkinen		

ABSTRACTI

SAVONIAUNIVERSITYOF APPLIED SCIENCES		
DegreeProgramme		
Mechanical Engineering		
Author		
Lauri Rytönen		
Title of Project		
Planetary Gearbox of Straightforward Draughty		
Type of Project	Date	Pages
Final Project	November 26, 2010	48+ 89
AcademicSupervisor	Company Supervisor	
Mr Pertti Kupiainen, M.Sc.	Mr Jussi Aitto-oja, Entrepreneur	
Company		
Private person		
Abstract		
<p>The subject of this final year project was to develop an existing prototype and design a planetary gearbox of a straightforward draughty construction. The existing prototype was designed by a private person Jussi Aitto-oja. The project included measurement of the material and making a 3D-animation from the model of gearbox.</p> <p>In the project the rations of the planetary gears, the shaft and the bearing were designed and matching brakes for the gearbox were found. By using standard sized components it was taken into account how the gearbox will be manufactured and assembled. The material of the main shaft was selected and the calculation formulas of strength calculation for the gears were performed by using the KissSoft-program, which was to make sure the durability of the product in use. The rolling bearings of the gearbox were designed as well as the lubrication for the 10 000 running hours set. Pneumatic brakes with spring release were chosen as the most practical ones for this purpose.</p> <p>As a result of the project there were new drawings for manufacturing the construction of the planetary gearbox. A 3D-animation of the construction was made by using Solid Works.</p>		
Keywords		
planetary gearbox, gearbox		
Confidentiality		
public		

ALKUSANAT

Tämä suoravetoplaneettavaihteiston konstruktion suunnittelutyö on tehty valvojalle Jussi Aitto-ojalle. Kiitokset hyvästä yhteistyöstä ansaitsevat valvoja Jussia Aitto-oja ja työn ohjaaja lehtori Pertti Kupiainen.

Tampereella 26.11.2010

Lauri Rytönen

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	6
2	PROTOTYYPIN RAKENNE.....	7
3	PLANEETTAVAIHTEISTO.....	9
3.1	Välityssuhteen valinta	10
3.2	Välityssuhteen laskeminen	11
3.3	Planeettavaihteiden laskenta ohjelmallisesti	12
3.4	Planeettavaihteiden laskentatulokset.....	15
3.5	Planeettapyörien tukeminen	16
3.6	Kehäpyörien liittäminen	16
3.7	Ruuvien kiristysmomentti	17
3.8	Lieriösokan mitoitus.....	20
4	AKSELI	22
4.1	Akselin materiaali.....	22
4.2	Akselin mitoitus	22
4.2.1	Akselin ohuimman boorituksen kohdalta.....	23
4.2.2	Akselin tasaiselta osuudelta	29
4.2.3	Tarkastelu.....	33
4.3	Aurinkohammaspyörien liittäminen akselille	33
4.4	Hammaspyörien kiinnittäminen sivuakselille	36
5	LAAKEROINTI.....	37
5.1	Planeettavaihteiden laakerointi.....	37
5.2	Akselin laakerointi	38
5.3	Planeettapakkojen laakerointi ja kiinnitys.....	39
6	JARRUT.....	40
7	ANIMAATION TEKÖ	41
8	TEKNINEN TARKASTELU JA JATKOKEHITYS	43
8.1	Jatkokehitys	43
8.2	Vaihteensiirtäjä ja välitykset	44
9	TULOSTEN ARVIOINTI	45
	LÄHTEET.....	47

LIITE 1: Vaihteiston tikkukaavio (poistettu tilaajan vaatimuksesta)

LIITE 2: Planeettavaihteiston valmistuspiirustukset (poistettu tilaajan vaatimuksesta)

1 JOHDANTO

Tämän työn tarkoituksena on suunnitella suoravetoplaneettavaihteiston prototyypistä konstruktio. Vaihteisto poikkeaa tavallisesta planeettavaihteistosta siltä osin, että muutettu voima otetaan vaihteistoon liitetystä sivuakselilta. Suoravetoplaneettavaihteistossa vaihteiden kytkentä tapahtuu paineilmajarruilla, mikä mahdollistaa nopeat vaihteiden vaihdot ilman vedon katkaisua moottorilta vaihteistoon. Planeettavaihteistossa on aurinkohammaspyörä, kaksi tai useampi planeettahammaspyörää ja uloimpana kehäpyörä. Planeettahammaspyörät on liitetty toisiinsa kangella. Aurinko ja planeetta ovat rynnössä keskenään. Vastaavasti planeettapyörät ja kehäpyörä ovat keskenään rynnössä. Yhdestä planeettavaihteesta on useita erilaisia välitussuhteita.

Työhön kuuluu akselien ja laakerien mitoittaminen annetuille voimille sekä laakeroinnin voitelun suunnittelua. Lisäksi työssä valitaan käyttötarkoitukseen sopivat jarrut ja vaihteiden välityssuhteet. Suunnitteluvaiheessa laitteistolle suoritetaan lujuuslaksuja, joilla halutaan ennustaa laitteen kestoikää ja lujuutta käytössä. Konstruktio eli rakenteen suunnittelussa otetaan huomioon laitteen käyttötarkoitus, käyttöympäristö, muotoilu, kokoonpantavuus ja valmistettavuus.

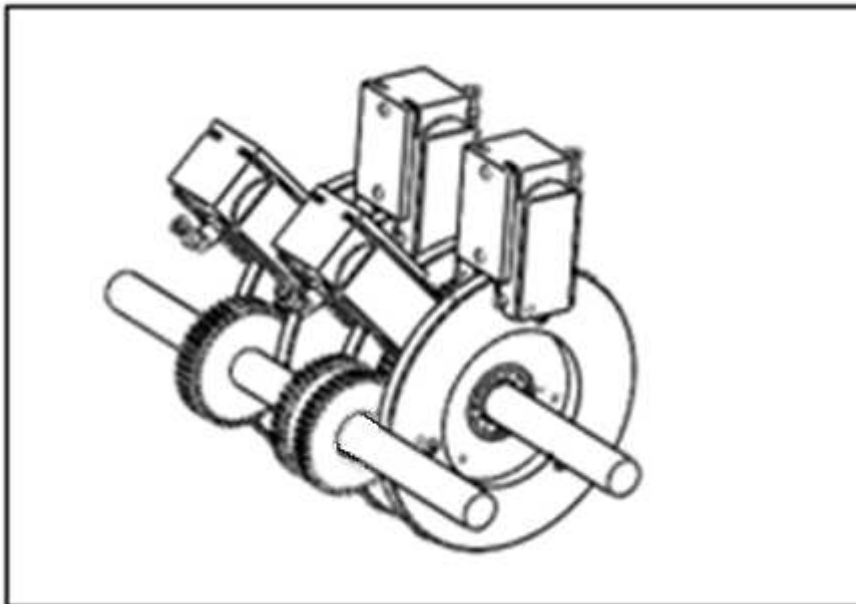
Työn tavoitteena on suunnitella suoravetoplaneettavaihteiston prototyypistä toimiva kompakti konstruktio, joka olisi mahdollista rakentaa ja valmistaa. Henkilökohtaisena tavoitteena on oppia suunnittelemaan planeettavaihteistoja ja huomioimaan siihen vaikuttavat ehdot ja rajoitteet.

Vaihteiston todennäköinen käyttökohde olisi jokin metsätyökone, traktori tai vastaava työkone. Suoravetoplaneettavaihteiston konstruktioista tehdään havainnollistava 3D-animaatio, jota Aitto-oja voi käyttää esitellessään tuotetta.

2 PROTOTYYPIN RAKENNE

Prototyyppi (kuva 1) oli rakennettu muovisista hammaspyöristä, kahdesta teräsakselista, jarrulevyistä, jarrusatuloista, laakereista ja pulteista. Vaihteistossa oli kolme vaihdetta eteenpäin ja peruutusvaihde. Eteenpäin olevat vaihteet oli rakennettu kahden isomman hammaspyörän sisään. Peruutusvaihde oli kasattu ensimmäisen vaihteen yhteyteen kiinnittämällä planeettapyörien kankeen isompi hammaspyörä. Peruutusvaihde kytkettiin jarruttamalla ensimmäisen vaihteen kehäpyörään kiinnitettyä jarrulevyä jarruysiköllä, jolloin planeettapyörien kampi eli planeettapyörien planeettakannatin alkaa pyörimään vastakkaiseen suuntaan suhteessa ensimmäiseen vaihteeseen.

Prototyypissä vaihteen vaihtaminen tapahtui jarruttamalla planeettapyöriä kannattelevaa levyjarrua mekaanisella jarrulla. Tällöin käytävää akselia pyöritettäessä voima siirtyi aurinkopyörältä paikallaan olevien planeettapyörien kautta kehäpyörään. Kehäpyörä oli kiinnitetty suurempaan ulkohampain varustettuun hammaspyörään, joka vastaavasti välitti voiman käytettävään hammaspyörään. Käytettävä hammaspyörä oli kiinnitetty käytettävään akseliin vapaakytkimen kanssa tai ilman.



Kuva 1. Prototyyppi

Laitteiston suunnitteliin vaatimuksia olivat vähäinen osien käyttö rakenteessa, valmistettavuus olemassaolevilla menetelmillä ja sen tulisi olla turvallinen ympäristölle sekä käyttäjälleen. Vähäisten osien määrä laskee laitteiston valmistus- ja

huoltokustannuksia, helpottaa vaihteiston kokoonpanoa sekä sen toiminnan ymmärtämistä.

3 PLANEETTAVAIHTEISTO

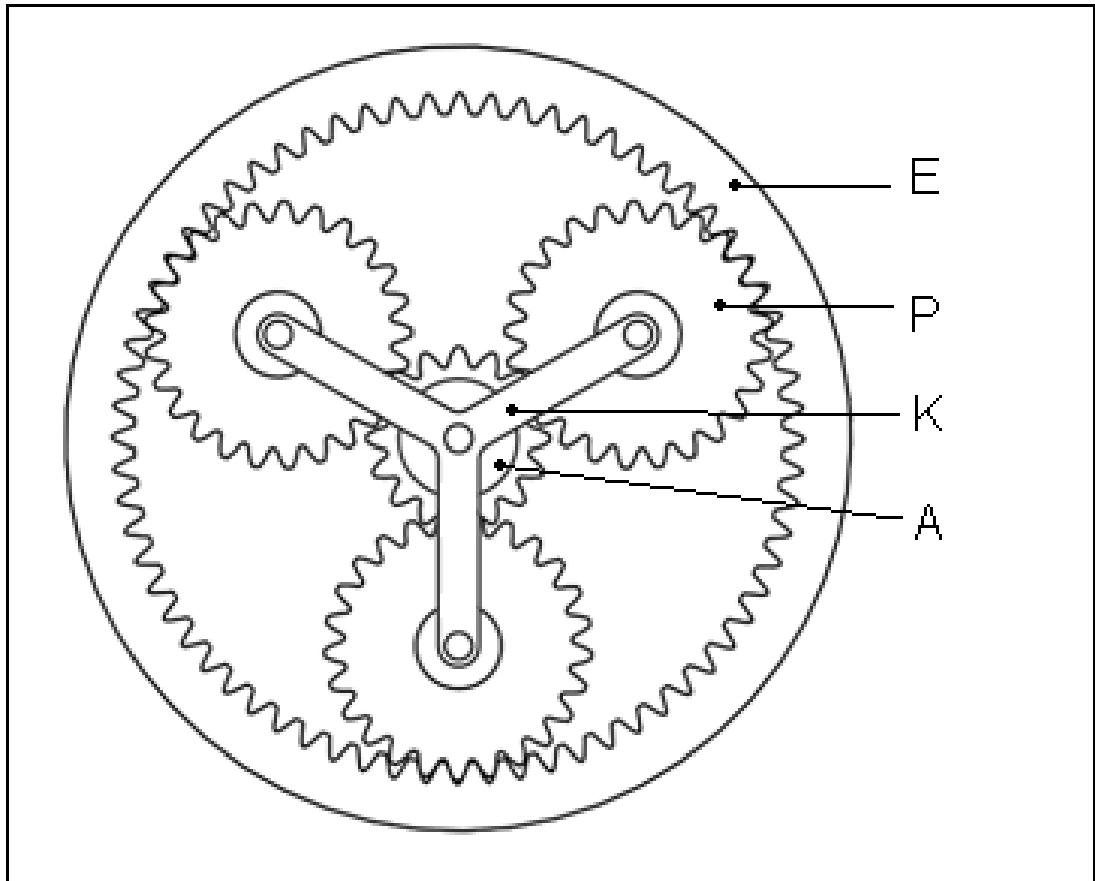
Planeettavaihte on mekanismi, joka on koottu hammaspyöristä ja yhdysosista. Planeettavaihteissa käytetään yleensä lieriöhammaspyöriä, mutta esimerkiksi autojen tasauspyörästöissä sen sijaan on kartiohammaspyöriä. Kuvassa 2 on esitetty lieriöplaneetan rakenne. Planeettavaihteisto rakentuu seuraavanlaisista komponenteista: A on aurinkopyörä, P on planeettapyörät ja E on kehäpyörä. Planeettapyöriä on vähintään kaksi planeettavaihteistossa. [1 s. 751–757.]

Planeettavaihteiston etuja ovat:

- tehon jakaminen eri reittejä pitkin tarvittavalle akselille
- välityssuhdemahdollisuuksien monipuolisuus yhdessä vaihteessa
- suuret välityssuhteet ja teho tilaan nähden
- planeettavaihteen symmetrinen rakenne käyttävän ja käytettävän akselin suhteen. [1 s.751–757.]

Planeettavaihteiston rajoitteita ja heikkouksia:

- Kun planeettahammaspyörät koskettavat samaan Aurinkopyörään, tulee tällöin aurinkopyörän hammasluvun summa jaettuna planeettapyörien lukumäärällä oltava parillinen kokonaisluku, jotta planeettapyörien hammasluku sopisi aurinkohammaspyörän hammaslukuun. Tämä sopivuusehto rajoittaa vapaasti valittavien välityssuhteiden määrää.
- Planeettapyörien heikkoutena on kehävoimien epätasainen jakaantuminen kammien etäisyystoleranssin, hammaslukuvirheen ja laakeroinnin toleranssin vuoksi.
- Hammasluku-ryntöiskujen aiheuttamat ilmiöt ovat monimutkaisempia verrattuna tavallisissa lieriöhammasvaihteissa havattuihin vaurioihin
- Laakerointi on hankalaa vinohampaisten planeettapyörien aiheuttama aksiaalista voimaa vastaan ja laakeroimattomien aurinkopyörien osalta.
- Hammasluku-ryntöiskujen teko kehäpyörään vaatii erikoistyökoneita. [1 s. 751–757]



Kuva 2. Planeettavaihteen rakenne ja sen osat. E on kehäpyörä, P on planeettapyörä, K on kampi ja A on aurinkopyörä

3.1 Välytysuhteen valinta

Välytysuhteet valittiin jo olemassa olevista vaihteistoista löytyvien välytysuhtetietojen perusteella. Välytysuhteet valittiin Volvon kuorma-auton vaihdelaatikkotiedoista, joista sitten haarukoitiin tarkoitukseen sopivimmat arvot. Välytysuhteen arvojen valintoihin vaikuttivat vaihdelaatikon kompakti koko ja käyttökohde työkonneissa, joissa tarvitaan suuria välytysuhteita. Prototyypistä poiketen asiakkaan pyynnöstä vaihteistoon tulisi kolmen vaihteen ja peruutusvaihteen sijaan 7 vaihdetta ja peruutusvaihte. Tämä mahdollistaa monipuolisemmat välytysuhteet ja optimaalisemman vaihteen suhteessa kuormitukseen.

3.2 Väilyssuhteen laskeminen

Planeettavaihteiston väilyssuhde voidaan laskea joko taulukkomenetelmällä Swamp tai graafisella menetelmällä eli Kutzbachin tasolla. Tässä työssä esimerkkinä käytetään vain Swampin laskentatapaa. Seuraavaksi esimerkki Swampin taulukkomenetelmästä. [1 s. 751–757.]

Taulukkomenetelmässä on kolme erilaista vaihetta:

1. Koko planeettavaihteisto ajatellaan yhdeksi kiinteäksi osaksi. Aurinkopyörä, planeettapyörä ja kehäpyörä ovat yhtä osaa, jolloin aurinkopyörää pyöritettäessä yhden kierroksen verran pyörähtää myös planeettapyörät ja kehäpyörä yhden kokonaisen kierroksen.
2. Lukitaan käytettävä osa paikoilleen rivillä kaksi taulukossa 1. Käännetään sitä osaa yksi negatiivinen kierros, joka on todellisuudessa paikoillaan ja lasketaan muiden hammaspyörien liikkeitä taulukkoon 1 riville kaksi.
3. Tulokset lasketaan vaiheessa kolme yhteenkäyttämällä superpositioperiaatetta eli lasketaan rivit yhteen taulukossa 1. [1 s. 751–757]

Esim. 1

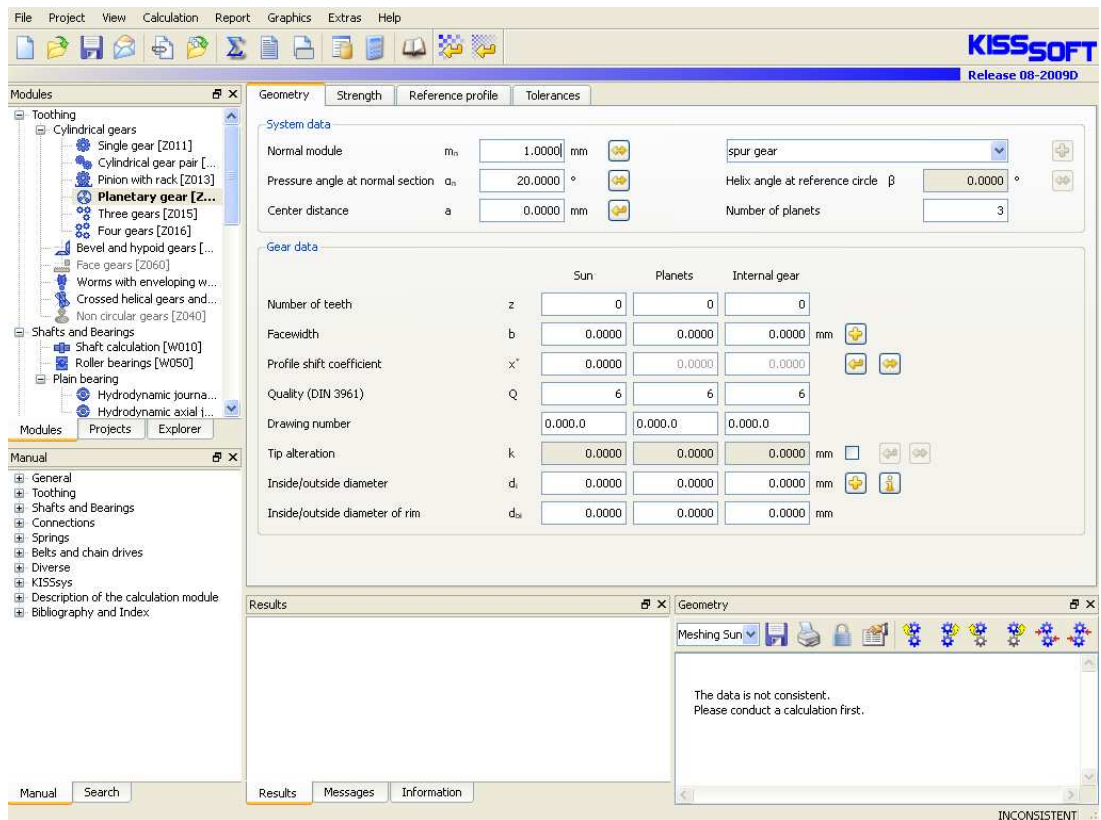
Kuvan 1 mukaiselle planeettavaihteelle annetaan seuraavat hammasluvut aurinkopyörälle $Z_A=16$, planeettapyörälle $Z_P=25$ ja kehäpyörälle $Z_E=68$. Kaikki komponentit lukitaan yhdeksi osaksi ja käännetään yksi kierros positiiviseen suuntaan. Kirjataan taulukkoon kohtaan yksi tulokset jokaisesta osasta eli +1 kierros. Lukitaan kampi paikoilleen. Käännetään sitä pyörää, joka on systeemissä paikoillaan, vastakkaiseen suuntaan yksi negatiivinen kierros. Tässä esimerkissä paikoillaan oleva komponentti on kehäpyörä. Tällöin planeettapyörät pyörähtävät $68/25$ kierrosta ja vastaavasti aurinkopyörä $25/16 * 68/25$ kierrosta. Tällöin saadaan planeettavaihteiden väilyssuhteeksi $i=5,25$. [1 s. 751–757]

Taulukko 1. Kuvan 1 mukaisen planeettavaihteiston välityssuhteen laskeminen Swampin mukaan.

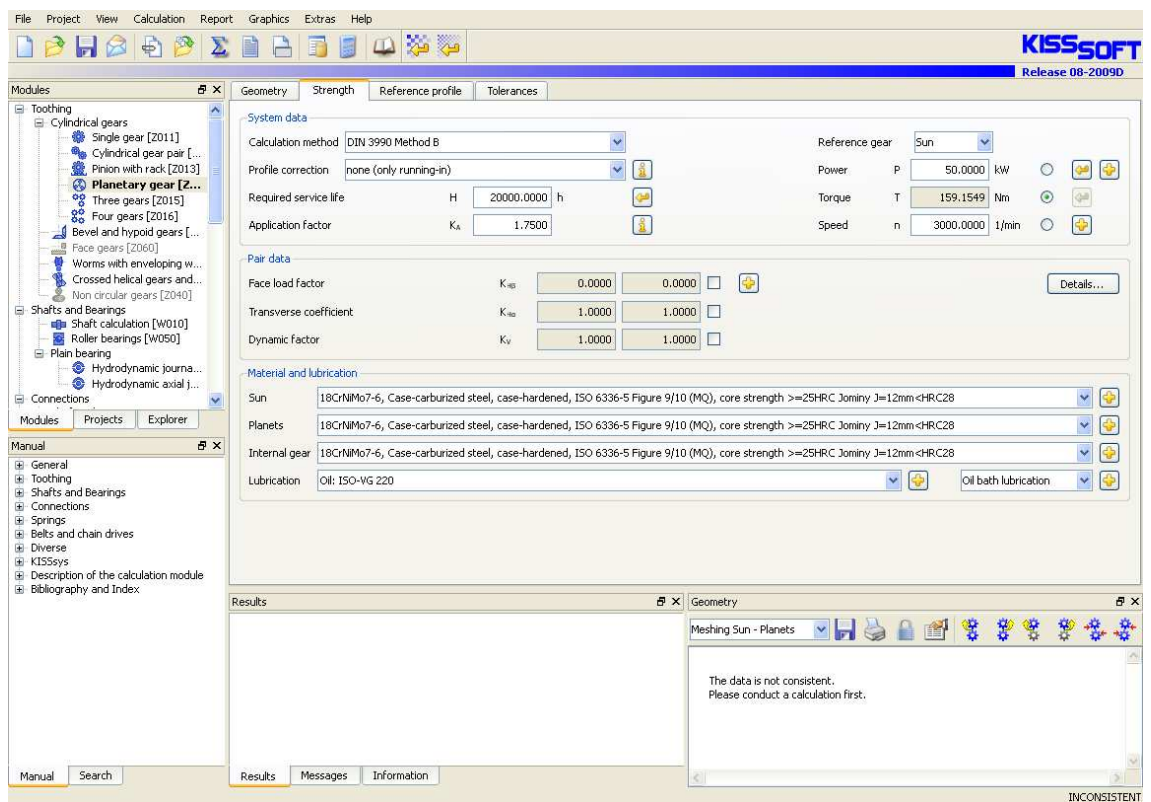
Vaihe	Kampi K	Aurinkopyörä A	Planeettapyörä P	Kehäpyörä E
1	+1	+1	+1	+1
2	0	$+25/16 \cdot 68/25$	$-68/25$	-1
3	1	5.25	-2.72	0

3.3 Planeettavaihteiden laskenta ohjelmallisesti

Planeettavaihteiden laskentaan käytettiin sveitsiläistä KissSoft-ohjelmaa. Ohjelmasta löytyy useita erilaisia hammaspyöriin liittyviä laskentaohjelmia, mutta työssä käytettiin pääasiassa planeettavaihteiden laskentaohjelmaa (kuva 3). Ohjelmaan syötetään voimavälilehdelle kaksi seuraavista suureista: vääntö, teho tai kierrosluku käyttävästä koneesta (kuva 4). Kolmannen suureen ohjelma laskee itse. Valitaan standardi-kohdasta haluttu laskentamenetelmä. Asetetaan haluttu sysäyskerroin K_a ja kestoikä tunteina. Geometria-välilehdellä (kuva 1) asetetaan planeettojen lukumäärä, voitelu ja hammaspyörän geometria.



Kuva 3. Aloitusnäkömää planeettavaihdelaskennassa



Kuva 4. Voiman ja laskentatavan valinta

Painetaan karkea mitoitus -painiketta yläpalkista, josta avautuu kuvan 5 mukainen näkymä. Valikossa määritetään planeettavaihteen välityssuhde ja käytettävä materiaali. Painetaan laskenta-painiketta ja ohjelma antaa tulokset, joista valitaan suotuisin tapaus tarkempaa mitoitusta varten.

The screenshot shows the 'Rough sizing' window with the following settings:

- Conditions** tab is active.
- Geometry** section:
 - Pressure angle at normal section α_n : 20.0000 °
 - Helix angle at reference circle β : 0.0000 °
 - Number of planets i : 8.0000
 - Nominal ratio/deviation in %: i, i_c 3.0000 5.0000
 - Quality (DIN 3961) Q : 6.0000 6.0000 6.0000
 - Suppress integer ratios
- Strength** section:
 - Calculation method: DIN 3990 Method B (YF Method C)
 - Reference gear: Sun
 - Required service life H : 20000.0000 h
 - Application factor K_A : 1.7500
 - Power P : 2.0000 kW
 - Torque T : 3.1831 Nm
 - Speed n : 6000.0000 1/min
- Materials** section:
 - Sun: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy $J=12\text{mm}$
 - Planets: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy $J=12\text{mm}$
 - Internal gear: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy $J=12\text{mm}$

Buttons at the bottom: Accept, Delete, Calculate, Close.

Kuva 5. Karkea laskenta. Materiaalien, geometrian, laskentamenetelmän valinta, voimien asettaminen ja välityksen määrittäminen

Ennen tarkkaa mitoitusta ohjelmassa määritetään geometria-välilehdelle hammaspyörien leveydet, toleranssit ja mahdolliset hammaspyörien profiilien siirrot. Varsinaisessa mitoituksessa määritetään hammaspyörien moduuli, akseliväli ja planeettavaihteen kokoluokka prosentuaalisen vaihtelun rajojen sisältä. Laskennan jälkeen ohjelma antaa listan tuloksista ja graafisen esityksen halutuilla suureilla. Väsymislujuutta voidaan ohjelmassa tarkastella Wöhler-käyrältä.

Varsinaisen mitoituksen jälkeen hammasgeometriaa voidaan vielä parantaa pyöristämällä tai viistämällä hammaspyörien kärkiä. Ohjelman lasketun datan voi kääntää suoraan 3D-malliksi esimerkiksi SolidWorks 2009 ja Inventor 2010 -ohjelmiin valikosta grafiikka ja 3D ulosvienti.

3.4 Planeettavaihteiden laskentatulokset

KissSoft-laskentaohjelma antaa hyvin kattavan tulosraportin laskennan lopussa. Laskentatuloksien tärkeimpiä kohtia löytyy taulukoista 2 ja 3. Taulukossa 2 on taulukoitu planeettavaihteiden tyvilujuuksien varmuusluvut S_F ja taulukossa 3 on taulukoitu hammaspyörien kyljen vierintäluvun varmuusluvut S_H .

Taulukko 2. Hammaspyörien tyvilujuuden varmuusluvut S_F .

Vaihte	Aurinkopyörä	Planeettapyörä	Kehäpyörä
1	2,40	1,94	3,08
2	2,89	1,96	4,61
3	3,73	2,45	4,16
4	4,17	2,65	6,22
5	4,23	2,85	6,79
6	3,10	2,05	3,89
7	3,85	2,53	5,46

Taulukko 3. Hammaspyörien kyljen vierintälujuuden varmuusluvut S_H .

Vaihte	Aurinkopyörä	Planeettapyörä	Kehäpyörä
1	1,47	1,47	3,55
2	1,44	1,49	3,52
3	1,65	1,69	3,06
4	1,44	1,47	2,76
5	1,53	1,60	2,86
6	1,65	1,64	2,63
7	1,63	1,63	2,31

Taulukon 2 ja 3 tuloksista huomataan vaihteen yksi olevan kriittisin vaihte. Tämä selittyy sillä, että kyseisessä vaihteessa on suurin vääntömomenti. Vaihteessa yksi planeettapyörällä on pienin tyvilujuuden varmuusluku $S_F=1,94$ on kuitenkin suurempi kuin suositus 1,8 niin voidaan todeta, että toimitaan turvallisemmalla puolella ja

laitteisto tulee kestämaan rasitukset. Varmuusluvut kasvavat suuremmiksi kun välityssuhde pienenee eli lähestyy ykköstä.

Varmuusluvuista huomataan, että vaihteiden planeettapyöriin kohdistuu suuret momentit. Tämä näkyy planeettapyörien tyvilujuuden S_F varmuusluvuissa verrattuna saman vaihteen aurinkopyörään tai kehäpyörään. Vierintälujuuden S_H osalta suositeltu arvo on 1,2.

Varmuuslukuun vaikuttavia asioita ovat laitteistossa käytettävä materiaali, ainesvahvuudet, kuormitustapa ja kappaleen geometria. Varmuusluvun avulla voidaan arvioida kuinka hyvin laite tulee kestämaan todellisessa ympäristössä kuormituksen alaisena. [5 s. 57–58] Mitä suurempi varmuusluku on sitä suuremmalla todennäköisyydellä rakenne kestäää suunnitellun käytön ja lisää laitteiston luotettavuutta.

3.5 Planeettapyörien tukeminen

Planeettapyörien tukeminen tapahtui kahdella kannatinlevyllä, jotka muodostavat kasattaessa planeettapyörien ympärille lujan häkkimäisen rakenteen. Kannatinlevyihin on jyrsitty laakeripesät laakereille, joiden sisään planeettapyörien akseli asennetaan. Kannattimet laitetaan kiinni toisinsa ruuviliitoksella, jolloin planeettavaihteet on mahdollista purkaa huoltoa varten ja kasata uudelleen.

3.6 Kehäpyörien liittäminen

Kehäpyörän liittämiseksi suurempaan hammaspyörään mietittiin kiilaliitosta, kutistusliitosta ja ruuviliitosta. Kiilaliitos hylättiin sen vaikean asennettavuuden ja laitteiston rikkoutumisen vaaran vuoksi. Vaara syntyy kuorman vaihtelun vuoksi. Kutistusliitos hylättiin sen vaikean kokoamisen takia. Liitoksesta materiaaleihin kohdistuvat suuret sisäiset puristusvoimat, jotka johtaisivat materiaalipaksuuksien kasvattamiseen ja näin ollen vaihteiston koon kasvamiseen. Ruuviliitosten ja sokkien käyttöä puolsivat helppo liittäminen ilman erikoisia työvälineitä ja edullinen hinta.

Ruuvien tarkoituksena on pitää kehäpyörä aksiaalissuunnassa kiinni suuremmassa hammaspyörässä. Sokkien tarkoituksena on ottaa vastaan tangentiallista kuormitusta. Varmuutta kehäpyörän ja suuremman hammaspyörän liittämiseen saatiin tekemällä kehäpyörään korvakkeet ja vastinkappaleeseen lovet korvakkeiden kohdille. Näin varmistettiin kuormituksen jakaantuminen liitoselementiltä myös hammaspyörien pintoihin.

3.7 Ruuvien kiristysmomentti

Ruuviksi valittiin M10 10.9 DIN 931, jonka lähtötiedot ovat seuraavaanlaiset:

- kylkihalkaisija $d_2 = 9,026$ mm
- ydinhalkaisija $d_3 = 8,16$ mm
- avainväli $d_k = 16,0$ mm
- vapaa reikä $d_h = 11,0$ mm
- harjan nousu $p = 1,50$ mm
- nousukulma $\gamma = 3,03^\circ$
- sydänpinta-ala $A_3 = 52,30$ mm²
- voima $F = 38\,500$ N
- ruuvien lkm. $Z = 3$ kpl
- ruuvin kannan kitkakerroin $\mu_g = 0,14$
- ruuvin kannan ja alustan kitkakerroin $\mu_k = 0,16$
- ruuvin murtolujuus $R_{ch} = 900$ MPa [9]

Lasketaan yhteen ruuvin vaikuttava voima kaavasta 1 [1 s. 231-234].

$$F_r = \frac{F}{Z} \quad (1)$$

Kaavassa F on kokonaisvoima ja Z on ruuvien lukumäärä. Sijoitetaan arvot kaavaan 1.

$$F_r = \frac{F}{Z} = \frac{38500 \text{ N}}{3} \approx 12833 \text{ N}$$

Lasketaan ruuviin kohdistuva vetojännitys σ kaavasta 2.

$$\sigma = \frac{F_r}{A_3} \quad (2)$$

Kaavassa A_3 on ruuvin sydänpinta-ala. Sijoitetaan arvot kaavaan 2.

$$\sigma = \frac{F_r}{A_3} = \frac{12833 \text{ N}}{52,3 \text{ mm}^2} \approx 245,2 \text{ N/mm}^2$$

Laskussa ei oteta huomioon kiristyksen aiheuttamaa leikkausvoimaa. Lasketaan σ_{red} kaavasta 3.

$$\sigma_{\text{red}} = \frac{4 * F_r}{\pi * d_3^2} * \sqrt{1 + 3 * \left[\frac{2 * d_2}{d_3} * \left(1,155 * \mu_g + \frac{P}{\pi * d_2} \right) \right]^2} \quad (3)$$

Kaavassa 3 d_2 on ruuvin kylkihalkaisija, d_3 on ydinhalkaisija, μ_g on kierteen kitkakerroin ja P on kierteen nousu. Sijoitetaan arvot kaavaan 3.

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{red}} &= \frac{4 * F_r}{\pi * d_3^2} * \sqrt{1 + 3 * \left[\frac{2 * d_2}{d_3} * \left(1,155 * \mu_g + \frac{P}{\pi * d_2} \right) \right]^2} \\ &= \frac{4 * 12833 \text{ N}}{\pi * 8,16_3^2} * \sqrt{1 + 3 * \left[\frac{2 * 9,026_2}{8,16_3} * \left(1,155 * 0,14 + \frac{1,5}{\pi * 9,026_2} \right) \right]^2} \approx 318 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Lasketaan ruuvin varmuus n_p kaavasta 4.

$$n_p = \frac{R_{eH}}{\sigma_{\text{red}}} \quad (4)$$

Kaavassa 4 R_{eH} on ruuvin myötöraja. Sijoitetaan arvot kaavaan 4.

$$n_p = \frac{R_{eH}}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{900 \text{ MPa}}{318 \text{ MPa}} \approx 2,8$$

Sallittu ohjeellinen varmuuslukuarvo 2,0 ylittyy, joten ruuvit toimivat varmalla puolella.

Lasketaan ruuville asennusmomentti M_{amax} kaavasta 5.

$$M_{\text{amax}} = \frac{1}{2} * F_{\text{sp}} * \left(1,155 \mu_g * d_2 + \mu_k * D_{\text{km}} + \frac{P}{\pi} \right) \quad (5)$$

Kaavassa 5 F_{sp} on ruuvin materiaalin myötörajan hyödyntäminen 70-prosenttisesti ja se lasketaan kaavasta 6. μ_k on ruuvin kannan ja materiaalin välinen kitkakerroin. D_{km} on kitkan vaikutussäde, joka lasketaan kaavasta 7.

$$F_{\text{sp}} = 0,7 * R_{eH} * A_3 \quad (6)$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 6.

$$F_{sp} = \frac{0,7 * 900 \text{ MPa} * 52,3 \text{ mm}^2}{1000} \approx 32,95 \text{ kN}$$

Kitkan vaikutussäteen kaava 7.

$$D_{km} = \frac{d_k + d_h}{2} \quad (7)$$

Kaavassa 7 d_k on avainväli ja d_h vapaareikä. Sijoitetaan arvot kaavaan 7.

$$D_{km} = \frac{d_k + d_h}{2} = \frac{16 \text{ mm} + 11 \text{ mm}}{2} = 13,5 \text{ mm}$$

Sijoitetaan saadut arvot kaavoista 6 ja 7 kaavaan 5.

$$\begin{aligned} M_{amax} &= \frac{1}{2} * F_{sp} * \left(1,155 \mu_g * d_2 + \mu_k * D_{km} + \frac{P}{\pi} \right) \\ &= \frac{1}{2} * 32950 \text{ N} * \left(1,155 * 0,14 * 9,026 \text{ mm} + 0,16 * 13,5 \text{ mm} + \frac{1,5 \text{ mm}}{\pi} \right) \approx 67,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Lasketaan ruuvin kiristysmomentti M_a kaavasta 8.

$$M_a = M_{amax} * \frac{F_r}{F_{sp}} \quad (8)$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 8.

$$M_a = M_{amax} * \frac{F_r}{F_{sp}} = 67 500 \text{ N} * \frac{12 833 \text{ N}}{32 950 \text{ N}} \approx 26,3 \text{ Nm}$$

Lasketaan minimikiristysmomentti M_{amin} kaavasta 9.

$$M_{amin} = 1,15 * M_a \quad (9)$$

Lasketaan M_{amin} kaavasta 9.

$$M_{amin} = 1,15 * M_a = 1,15 * 26,3 \text{ Nm} \approx 30,25 \text{ Nm}$$

Lasketaan ruuvin asennusmomentti kaavasta 10.

$$M_{aasennus} = \frac{M_{amin} + M_{amax}}{2} \quad (10)$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 10.

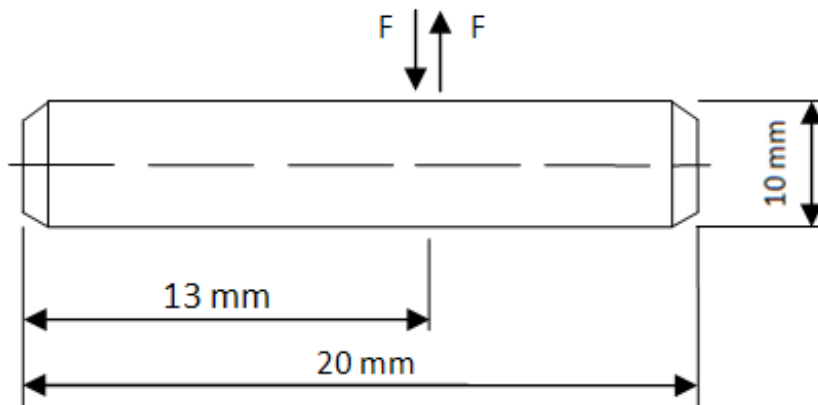
$$M_{\text{aasennus}} = \frac{M_{\text{amin}} + M_{\text{amax}}}{2} = \frac{30,25 \text{ Nm} + 67,5 \text{ Nm}}{2} \approx 48,8 \pm 10 \text{ Nm}$$

Ruuvien asennuskireydeksi saatiin $48,8 \pm 10 \text{ Nm}$.

3.8 Lieriösokan mitoitus

Lieriösokan tiedot [1 s. 379]:

- materiaalia St50 (S355)
- sallittu pintapaine $p_{\text{sall}} = 37 \text{ MPa}$
- taivutusjännitys $\sigma_t = 75 \text{ MPa}$
- leikkausjännitys $\tau_{\text{sall}} = 30 \text{ MPa}$
- sokan halkaisija $d = 10 \text{ mm}$
- lukumäärä $Z = 6 \text{ kpl}$.



Kuva 6. Lieriösokan vapaakappalekuva

Lasketaan lieriösokan taivutusjännitys σ_t kaavasta 11 [1 s. 379].

$$\sigma_t = \frac{F \cdot (a + b)}{4 \cdot W_t \cdot Z} \leq \sigma_{t,\text{sall}} \quad (11)$$

Kaavassa 11 a ja b on lieriösokan osien mitat. Z on sokkien lukumäärä ja W_t on sokan taivutusvastus, joka saadaan kaavalla 12.

$$W_t = 0,1 * d^3 \quad (12)$$

Katsotaan mitat kuvasta 6. Sijoitetaan kaava 12 ja arvot kaavaan 11.

$$\sigma_t = \frac{F * (a + b)}{4 * 0,1 * d^3 * Z} = \frac{2\,220 \text{ N} * (13 \text{ mm} + 7 \text{ mm})}{4 * 0,1 * (10 \text{ mm})^3 * 6} = 18,5 \text{ N/mm}^2 \leq 75 \text{ MPa}$$

Lasketaan pintapaine p_i lieriösokan [1 s. 379] ja kehäpyörän välillä kaavasta 13.

$$p_i = \frac{F}{b * d} \quad (13)$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 13.

$$p_i = \frac{F}{b * d} = \frac{2\,220 \text{ N}}{7 \text{ mm} * 10 \text{ mm}} \approx 31,71 \text{ N/mm}^2$$

Saatu 32 MPa jää sallitun pintapaineen alapuolelle, jolloin kestoehto täyttyy. Lasketaan tapin leikkausjännitys τ_a kaavasta 14.

$$\tau_a = \frac{F}{2 * A * Z} \quad (14)$$

Kaavassa 14 A on tapin poikkiala [4 s. 18], joka saadaan kaavalla 15.

$$A = \frac{1}{4} * \pi * d^2 \quad (15)$$

Sijoitetaan kaava 15 kaavaan 14 ja lasketaan leikkausjännitys τ_a .

$$\tau_a = \frac{F}{2 * \frac{1}{4} * \pi * d^2} = \frac{2\,220 \text{ N}}{2 * \frac{1}{4} * \pi * (10 \text{ mm})^2 * 6} \approx 2,4 \text{ MPa}$$

Lieriösokan leikkausjännitykseksi saadaan 2,4 MPa, joka on huomattavasti alle sallitun leikkausjännityksen 30 MPa. Varmuudeksi saadaan tällöin 12,5.

4 AKSELI

Akselit toimivat koneen tai laitteen voimansiirrossa. Niillä siirretään vääntömomenttia laitteessa. Akseleihin voidaan liittää hammaspyöriä ja muita lieriömäisiä elimiä. Tässä luvussa valitaan akselille käyttötarkoitukseen sopiva materiaali. Lisäksi varmistetaan materiaalin kestävyys lujuuslaskuilla akselissa sen rasitetuimmasta ja ohuimasta kohdasta. Lopussa tarkastellaan tuloksia kokonaisuutena.

Lujuuslaskuja ei suoriteta fyysisille kappaleille, vaan ne suoritetaan rakennetta kuvaaville pelkistetyille malleille. Laskujen avulla pyritään ennustamaan rakenteen käyttäytymistä oikeassa tilanteessa tunnettujen voimien vaikuttaessa rakenteeseen. Todellisessa työympäristössä laitteeseen voi kohdistua käyttöolosuhteen vuoksi hyvinkin poikkeavia kuormia, joita ei ole osattu ottaa huomioon laitetta suunniteltaessa. Nämä tuntemattomat kuormat voivat aiheuttaa laitteen vaurioitumisen tai jopa rikkoontumisen. [1 s. 9.]

4.1 Akselin materiaali

Akselin materiaaliksi valittiin nuorrutusteräs 42CrMo4, koska tavallinen rakenneteräs on heikompi. Akselin valmistaminen tavallisesta S355J2 olisi kasvattanut akselin halkaisijan liian isoksi ja hammaspyörien liittäminen akselille olisi ollut mahdotonta. Valitulla materiaalilla on esimerkiksi rakenneteräkseen S355J2 verrattuna kolmenkertainen myötölujuus ja kaksinkertainen vetomurtolujuus. Nuorrutusteräket ovat tyypillisesti lämpökäsiteltyjä eli nuorrutettuja. Tällä käsittelyllä saavutetaan materiaalin hyvä väsymislujuus ja sitkeys. Käyttökohteita nuorrutusteräksille ovat esimerkiksi akselit, lujat ruuvit ja kulutusosat. [2 s. 139.]

4.2 Akselin mitoitus

Lähtötiedot [1]:

- annettu moottorin teho $P = 50 \text{ kW}$

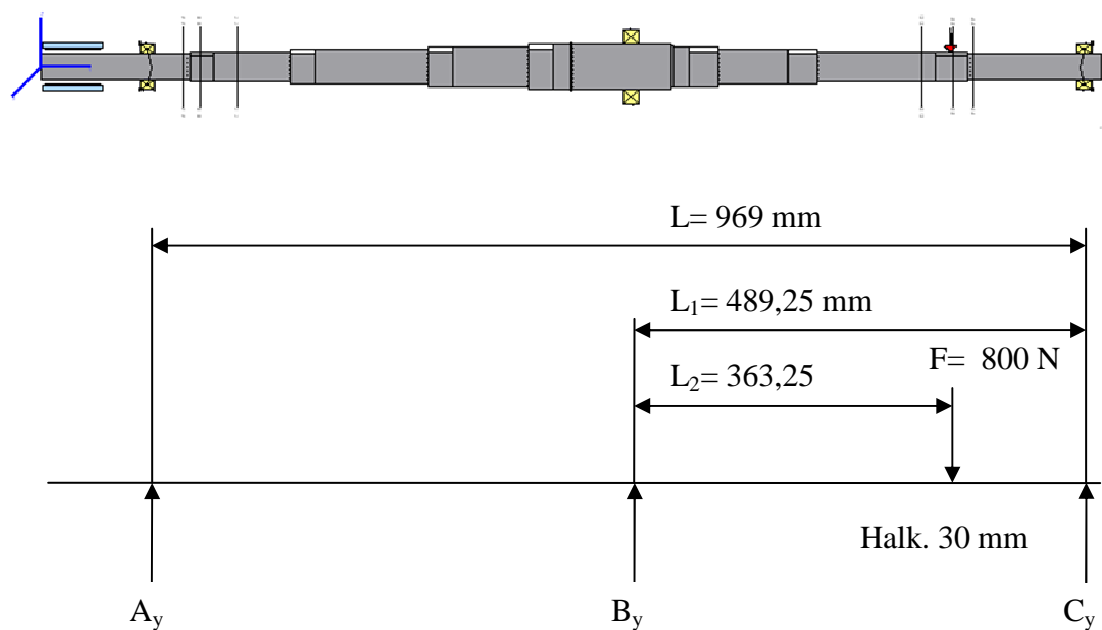
- laskettu vääntömomentti $T = M = 160 \text{ Nm}$
- vaihtelu $M_{wv} = ((M_w * k) - M_w) / 2 = \pm 80 \text{ Nm}$
- moottorin sysäyskerroin $k = 2,0$
- annettu pyörimisnopeus $\text{RPM} = 3400 \text{ r/min}$

❖ Materiaaliksi on valittu 42CrMo4, jonka

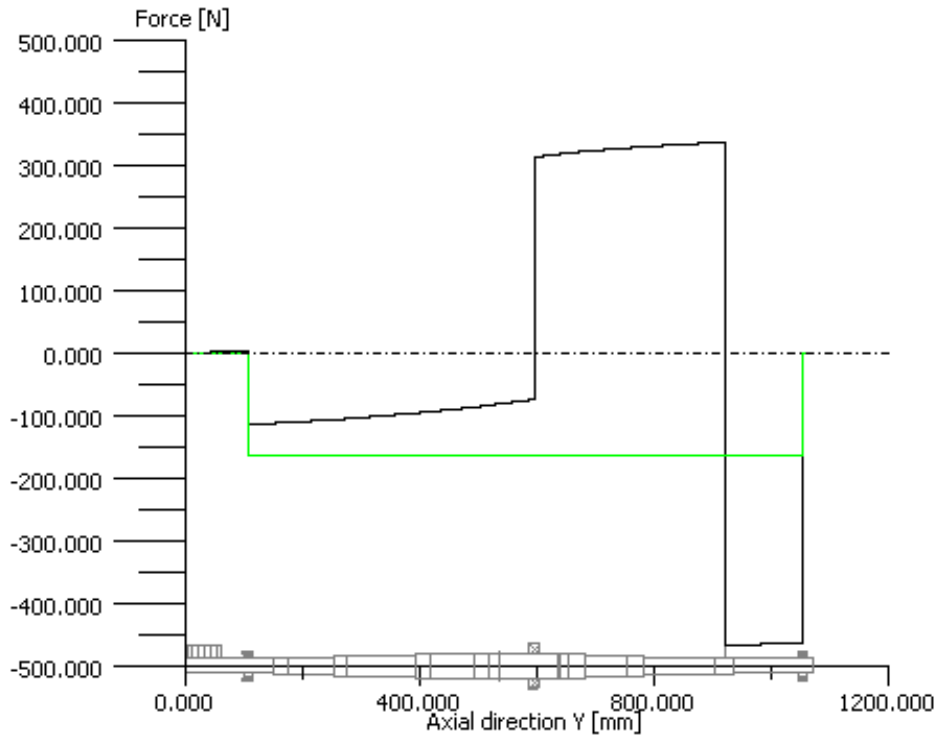
- taivutusvaihtolujuus $\sigma_{tw} = 520 \text{ MPa}$
- vääntövaihtolujuus $\tau_{wv} = 364 \text{ MPa}$
- vääntömyötöraja $\tau_m = 600 \text{ MPa}$
- taivutusmyötöraja $\sigma_{ts} = 1050 \text{ MPa}$
- vetomurtolujuus $\sigma_{Rm} = 750 \text{ MPa}$

4.2.1 Akselin ohuimman boorituksen kohdalta

Akselin mitoitus väsymisvarmuusluvun määrittämiseksi boorin kohdalta (kuvat 7 ja 8).



Kuva 7. Akselin vapaakappalekuva



Kuva 8. Akselin laakereihin kohdistuvat tukivoimat

Lasketaan akselin vääntöjännitys τ_{nim} kaavasta 16 [1 s. 155/ 332].

$$\tau_{nim} = \frac{M_w}{W_w} \quad (16)$$

Kaavassa 16 M_w on vääntö ja W_w on vääntövastus. Vääntövastus saadaan kaavasta 17.

$$W_w = \frac{\pi * d^3}{16} \quad (17)$$

Kaavassa 17 d on akselin halkaisija kyseisellä kohdalla. Sijoitetaan kaavaan 16 kaava 17 ja arvot.

$$\tau_{nim} = \frac{M_w}{W_w} = \frac{M_w}{\frac{\pi * d^3}{16}} = \frac{160 * 10^3 \text{ Nmm}}{\frac{\pi * 30^3}{16}} \approx 30,18 \text{ N/mm}^2$$

Lasketaan vääntövaihtelu τ_{anim} , kuten τ_{nim} kaavalla 16. Sijoitetaan arvot kaavaan 16.

$$\tau_{nim} = \frac{M_{wv}}{W_w} = \frac{M_{wv}}{\frac{\pi * d^3}{16}} = \frac{80 * 10^3 \text{ Nmm}}{\frac{\pi * 30^3}{16}} \approx 15,1 \text{ N/mm}^2$$

Kyseessä on väsyttävä kuormitus, missä $\tau_{nim} = 30,18 \text{ N/mm}^2$ ja $\tau_{anim} = 15,1 \text{ N/mm}^2$.

τ_{wv} :tä alentavat kappaleen koko $m (= 0,88, \text{ kun halkaisija } \varnothing d = 30 \text{ mm})$ ja pinnanlaadun vaihtelut $\kappa (= 0,83/Ra = 0,8)$. Siispä τ_{wv} saadaan kaavalla 18.

$$\tau_{wv} = \kappa * m * \tau_{nim} \quad (18)$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 18.

$$\tau_{wv} = \kappa * m * \tau_{nim} = 0,83 * 0,88 * 364 \text{ N/mm}^2 \approx 265,87 \text{ N/mm}^2$$

Piirretään korjattu Smithin- piirros (kuva 9). Vääntölujuutta heikentävät kappaleen koko $m (=0,88, \text{ kun halkaisija } \varnothing d=30 \text{ mm})$ ja pinnanlaadun vaihtelut $\kappa (= 0,83/Ra = 0,8)$. Tällöin saadaan kaavan 19 mukaan τ_{twred} .

$$\tau_{twred} = \kappa * m * \sigma_{tw} = 0,83 * 0,88 * 364 \text{ N/mm}^2 \approx 265,87 \text{ N/mm}^2 \quad (19)$$

Korjattu Smithin-piirros on esitetty kuvassa 9, josta sittemmin otetaan arvoja laskuihin. Lasketaan todellinen vääntö τ_{tod} kaavalla 20.

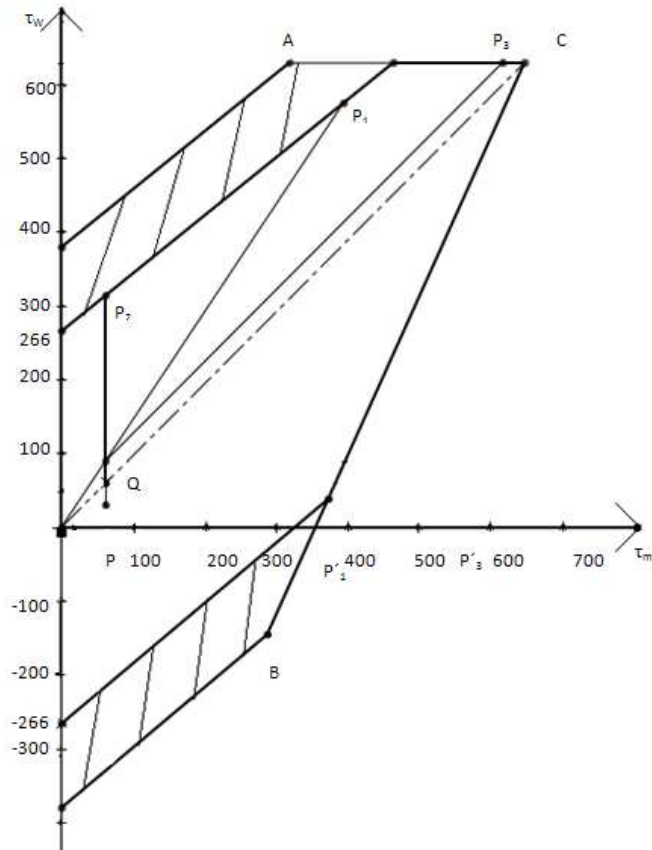
$$\tau_{tod} = K_t * \tau_{nim} \quad (20)$$

Kaavassa 20 $K_t (= 2,0)$ on lovenvaikutusluku. Sijoitetaan arvot kaavaan 20.

$$\tau_{tod} = 60,36 \text{ N/mm}^2$$

Sama toistetaan myös vaihtelun osalta käyttämällä kaavaa 20.

$$\tau_{atod} = 30,2 \text{ N/mm}^2$$



Kuva 9. Korjattu Smithin-piirros

Katsotaan arvot kuvasta 9 ja lasketaan varmuus amplitudin n_a suhteen kaavasta 21.

$$n_a = \frac{PP_2}{PQ} = \frac{300 \text{ N/mm}^2}{30 \text{ N/mm}^2} = 10 \quad (21)$$

Varmuus keskijännityksen n_k suhteen kaavasta 22.

$$n_k = \frac{PP'_3}{OP} = \frac{580 \text{ N/mm}^2}{60,36 \text{ N/mm}^2} \approx 9,6 \quad (22)$$

Lasketaan varmuus n_{ak} varmuusamplitudin ja keskijännityksen suhteen 23.

$$n_{ak} = \frac{PP'_1}{OP} = \frac{320 \text{ N/mm}^2}{60,36 \text{ N/mm}^2} \approx 5,3 \quad (23)$$

Laskenta taivutuksen mukaan boorin päältä. Taivutusmomentti lasketaan kaavasta 24.

$$M = \frac{F * l}{4} \quad (24)$$

Kaavassa 24 l (= 489,25 mm) on voimanvarsi ja F (= 805 N) on voima. Sijoitetaan arvot kaavaan 24.

$$M = \frac{F * l}{4} = \frac{805 \text{ N} * 489,25 \text{ mm}}{4} = 9,85 * 10^4 \text{ Nmm}$$

Lasketaan akselin taivutusvastus W kaavasta 25.

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (25)$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 25.

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * (30 \text{ mm})^3}{32} \approx 2\,650,71 \text{ mm}^3$$

Lasketaan akselin nimellistaivutusjännitys σ_{nim} kaavasta 26.

$$\sigma_{nim} = \pm \frac{M}{W} \quad (26)$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 26.

$$\sigma_{nim} = \pm \frac{M}{W} = \pm \frac{9,85 * 10^4 \text{ Nmm}}{2\,650,71 \text{ mm}^3} \approx \pm 37,14 \text{ N/mm}^2$$

Akseliin kohdistuu veto- ja puristusjännitystä, joten lasketaan σ_{twtod} kaavasta 27. σ_{tw} :tä alentavat koon m ja pinnanlaadunvaihtelut κ .

$$\sigma_{twtod} = \kappa * m * \sigma_{tw} \quad (27)$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 27.

$$\sigma_{twtod} = \kappa * m * \sigma_{tw} = 0,83 * 0,88 * 520 \text{ MPa} \approx 379,81 \text{ MPa}$$

Aikaisemmin laskettua σ_{nim} :tä kasvattaa lovenmuotoluku $k_{ft} = 2,0$ [1 s. 324] ja annetaan muuttujalle symboliksi σ_{atod} . Lasketaan σ_{atod} kaavasta 28.

$$\sigma_{atod} = k_{ft} * \sigma_{nim} \quad (28)$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 28.

$$\sigma_{atod} = 2,0 * 37,14 \text{ N/mm}^2 = 74,3 \text{ N/mm}^2$$

Lasketaan varmuus amplitudin n_a suhteen kaavasta 29.

$$n_{al} = \frac{\sigma_{twtod}}{\sigma_{atod}} \quad (29)$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 29.

$$n_{al} = \frac{379,81 \text{ N/mm}^2}{74,3 \text{ N/mm}^2} \approx 5,1$$

Lasketaan kokonaisvarmuus booriliitoksen kohdalta kaavalla 30.

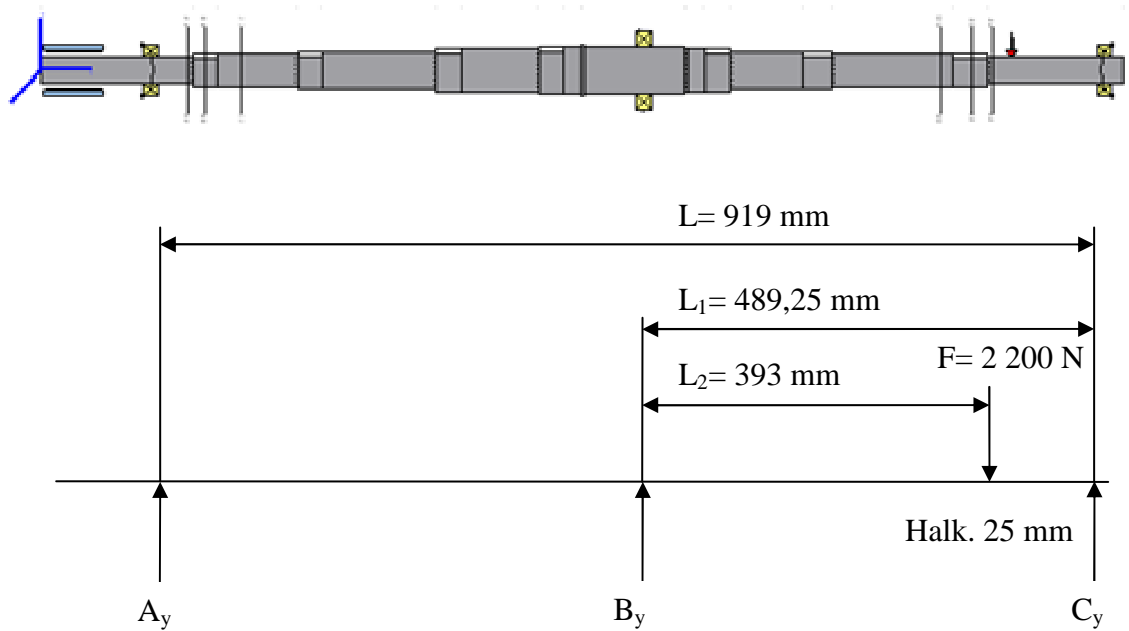
$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_{ak}^2} + \frac{1}{n_{al}^2} \Rightarrow n = \sqrt{\frac{1}{n_{ak}^2} + \frac{1}{n_{al}^2}} \quad (30)$$

Sijoitetaan kaavoista 23 ja 29 saadut tulokset kaavaan 30, josta saadaan kokonaisvarmuusluku n .

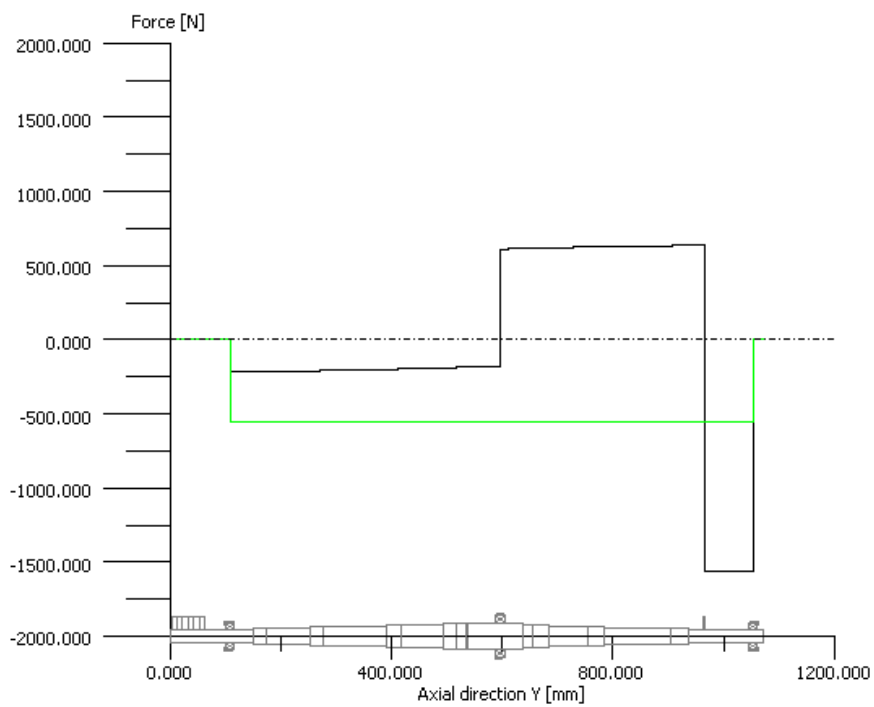
$$n = \sqrt{\frac{1}{n_{ak}^2} + \frac{1}{n_{al}^2}} = \sqrt{\frac{1}{0,074}} \approx 3,67$$

4.2.2 Akselin tasaiselta osuudelta

Akselin mitoitus väsymisvarmuusluvun määrittäminen ohuimmalta tasaiselta kohdalta (kuva 10 ja 11).



Kuva 10. Akselin vapaakappalekuva



Kuva 11. Akselin laakereihin kohdistuvat tukivoimat

Lasketaan akselin vääntöjännitys τ_{nim} kaavasta 16.

$$\tau_{nim} = \frac{M_w}{W_w} \quad (16)$$

Kaavassa M_w on vääntö ja W_w on vääntövastus. Vääntövastus saadaan kaavasta 17.

$$W_w = \frac{\pi * d^3}{16} \quad (17)$$

Kaavassa 17 d on akselin halkaisija kyseisellä kohdalla. Sijoitetaan kaavaan 16 kaavan 17 arvo.

$$\tau_{nim} = \frac{M_w}{W_w} = \frac{M_w}{\frac{\pi * d^3}{16}} = \frac{160 * 10^3 \text{ Nmm}}{\frac{\pi * 25^3}{16}} \approx 52,15 \text{ N/mm}^2$$

Lasketaan vääntövaihtelu τ_{anim} , kuten τ_{nim} kaavalla 18. Sijoitetaan arvot kaavaan.

$$\tau_{anim} = \frac{M_{wv}}{W_w} = \frac{M_{wv}}{\frac{\pi * d^3}{16}} = \frac{80 * 10^3 \text{ Nmm}}{\frac{\pi * 25^3}{16}} \approx 26,1 \text{ N/mm}^2$$

Kyseessä on väsyttävä kuormitus, jossa $\tau_{nim} = 52,15 \text{ N/mm}^2$ ja $\tau_{anim} = 26,1 \text{ N/mm}^2$.

τ_{wv} :tä alentavat kappaleen koko $m (= 0,9$, kun halkaisija $\text{Ø}d = 25 \text{ mm}$) ja pinnanlaadun vaihtelut $\kappa (= 0,83/Ra = 0,8$ [1 s. 30]). Siispä τ_{wv} saadaan kaavalla 19.

$$\tau_{wv} = \kappa * m * \tau_{nim}$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 19.

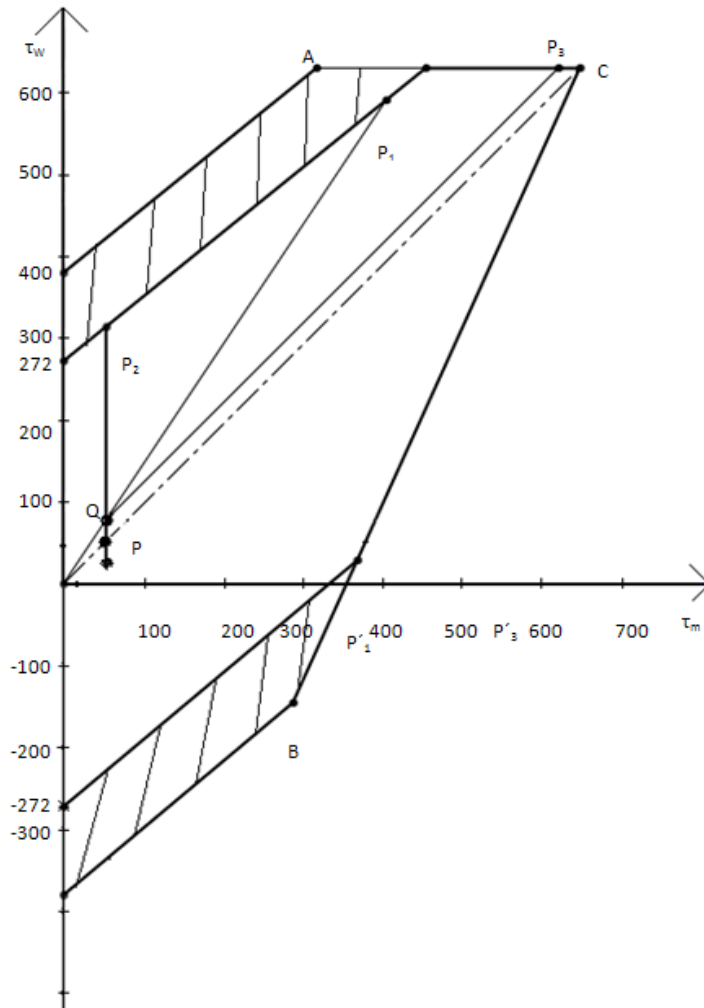
$$\tau_{wv} = \kappa * m * \tau_{nim} = 0,83 * 0,9 * 52,15 \text{ N/mm}^2 \approx 39,1 \text{ N/mm}^2$$

Piirretään korjattu Smithin- piirros (kuva 12). Vääntölujuutta heikentävät kappaleen koko $m (= 0,9$, kun halkaisija $\text{Ø}d = 25 \text{ mm}$) ja pinnanlaadun vaihtelut $\kappa (= 0,83/Ra = 0,8)$. Tällöin saadaan kaavan 18 mukaan τ_{twred} .

$$\tau_{twred} = \kappa * m * \sigma_{tw} = 0,83 * 0,9 * 364 \text{ N/mm}^2 \approx 271,91 \text{ N/mm}^2 \quad (20)$$

Korjattu Smithin-piirros on esitetty kuvassa 12, josta sittemmin otetaan arvoja laskuihin. Tässä tapauksessa τ_{tod} on τ_{nim} , koska kyseisessä tarkastelukohdassa ei ole lovia tai uria, jotka vaikuttaisivat kuormitukseen.

Tällöin saadaan $\tau_{\text{tod}} = 52,15 \text{ N/mm}^2$ ja $\tau_{\text{atod}} = 26,1 \text{ N/mm}^2$.



Kuva 12. Korjattu Smithin- piirros

Katsotaan arvot kuvasta 12 ja lasketaan varmuus amplitudin n_a suhteen kaavalla 21.

$$n_a = \frac{PP_2}{PQ} = \frac{315 \text{ N/mm}^2}{26,1 \text{ N/mm}^2} \approx 12,1$$

Katsotaan vastaavat arvot kuvasta 10 ja lasketaan varmuus keskijännityksen n_k suhteen kaavalla 22.

$$n_k = \frac{PP'_3}{OP} = \frac{600 \text{ N/mm}^2}{52,15 \text{ N/mm}^2} \approx 11,5$$

Katsotaan vastaavat arvot kuvasta 10 ja lasketaan varmuus n_{ak} varmuusamplitudin ja keksijännityksen suhteen 23.

$$n_{ak} = \frac{PP_1'}{OP} = \frac{327 \text{ N/mm}^2}{52,15 \text{ N/mm}^2} \approx 6,2$$

Laskenta taivutuksen mukaan boorin päältä. Taivutusmomentti lasketaan kaavalla 24.

$$M = \frac{F * l}{4}$$

Kaavassa 24 l (= 489,25 mm) on voimanvarsi ja F (= 805 N) on voima. Sijoitetaan arvot kaavaan 24.

$$M = \frac{F * l}{4} = \frac{2 \text{ 200 N} * 489,25 \text{ mm}}{4} = 2,69 * 10^5 \text{ Nmm}$$

Lasketaan akselin taivutusvastus W kaavasta 25.

$$W = \frac{\pi * d^3}{32}$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 26.

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * (25 \text{ mm})^3}{32} \approx 1533,98 \text{ mm}^3$$

Lasketaan akselin nimellistaivutusjännitys σ_{nim} kaavasta 27.

$$\sigma_{nim} = \pm \frac{M}{W}$$

Sijoitetaan arvot kaavaan 28.

$$\sigma_{nim} = \pm \frac{M}{W} = \pm \frac{2,69 * 10^5 \text{ Nmm}}{1533,98 \text{ mm}^3} \approx \pm 175,42 \text{ N/mm}^2$$

Akseliin kohdistuu veto- ja puristusjännitystä, joten lasketaan σ_{twtod} kaavasta 28. σ_{tw} :tä alentavat koon m ja pinnanlaadunvaihtelut κ .

Sijoitetaan arvot kaavaan 28.

$$\sigma_{twtod} = \kappa * m * \sigma_{tw} = 0,83 * 0,88 * 520 \text{ MPa} \approx 379,81 \text{ MPa}$$

Aikaisemmin laskettua σ_{nim} :tä kasvattaa lovenmuotoluku $k_{ft}= 1,1$ [1 s. 771]. Annetaan muuttujalle symboliksi σ_{atod} . Lasketaan σ_{atod} kaavasta 28.

$$\sigma_{atod} = k_{ft} * \sigma_{nim} = 1,1 * 175,42 \text{ N/mm}^2 \approx 192,96 \text{ N/mm}^2$$

Lasketaan varmuus amplitudin n_a suhteen kaavalla 29.

$$n_{al} = \frac{379,81 \text{ N/mm}^2}{192,96 \text{ N/mm}^2} \approx 2,0$$

Lasketaan kokonaisvarmuus jännityksen ja amplitudin suhteen booriliitoksen kohdalta kaavalla 30.

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_{ak}^2} + \frac{1}{n_{al}^2} \Rightarrow n = \sqrt{\frac{1}{n_{ak}^2} + \frac{1}{n_{al}^2}}$$

Sijoitetaan kaavoista 23 ja 29 saadut tulokset kaavaan 30.

$$n = \sqrt{\frac{1}{n_{ak}^2} + \frac{1}{n_{al}^2}} = \sqrt{0,28} \approx 1,89$$

4.2.3 Tarkastelu

Ohjeelliseksi sallitun vääntymän rajaksi on annettu 0,25 astetta metriä kohden.

Ohjelmallinen laskenta antoi tulokseksi 0,1 astetta metrille, joten akseli on tarpeeksi jäykkä siihen kohdistuville kuormituksille. Akselin molemmissa laskuissa on laskettu kokonaisvarmuusluku keskijännityksen ja amplitudin mukaan. Näistä laskuista pienimmäksi varmuusluvuksi saatiin 1,89, joka on suurempi kuin koneenosien suunnitteluun annettu ohjearvo 1,8. Tästä voidaan päätellä, että akseli toimii varmalla ja kestäväällä puolella.

4.3 Aurinkohammaspyörien liittäminen akselille

Akselin ja navan liitosten päätoiminto on välittää tehoa ja /tai vääntömomenttia, sekä päätoiminnon varmistaminen [1 s. 9]. Hammaspyörien kiinnittäminen akselille tapahtui

evolventtimoniuraliitoksena standardin DIN 5480 mukaisesti. Liitos on luja ja mahdollistaa suunnanvaihtelun vaihteistossa. Liitostyyppi on kooltaan pieni ja se mahdollisti pienten halkaisijan omaavien hammaspyörien kiinnittämisen akselille, jolloin hammaspyörien juureen jäi riittävän suuri ainesvahvuus riittävän lujuuden säilyttämiseksi.

Rakenteen vääntömomentin siirtokyky lasketaan seuraavasti kaavalla 17.

$$M_v = F_u * \frac{1}{2} * d_m \quad (17)$$

Kaavassa 17 F_u on kehävoima ja d_m on keskihalkaisija. Keskihalkaisija d_m lasketaan kaavasta 18 ja kehävoima F_u kaavasta 19.

$$d_m = \frac{1}{2} * d_1 * d_2 \quad (18)$$

Kaavassa 18 d_1 on tyvihalkaisija ja d_2 on päähalkaisija.

$$F_u = F_n * \cos \alpha \quad (19)$$

Kaavassa 19 F_n on normaalivoima ja α on ryntökulma (30° evolventtihampailla). Normaalivoima F_n lasketaan kaavalla 20.

$$F_n = p * h * l * z * q \quad (20)$$

Kaavassa 20 p on pintapaine (voima jaettuna hampaan pinta-alalla), h on hampaan tehollinen korkeus, l on hampaan pituus, z on hampaiden lukumäärä ja q on kantokerroin, joka huomioi kuorman epätasaisen jakaantumisen hampaille ($q= 0,8$). Hampaan tehollinen korkeus lasketaan kaavalla 21.

$$h = \frac{1}{2} * (d_1 - d_2) \quad (21)$$

Lasketaan vaihteen yksi booriliitoksen vääntömomentin siirtokyky.

Tehollinen korkeus h kaavasta 21.

$$h = \frac{1}{2} * (d_1 - d_2) = 0,5 * (29,7 - 26,2) \text{ mm} = 1,8 \text{ mm}$$

Normaalivoima F_n kaavasta 20.

$$F_n = p * h * l * z * q = 23,4 \text{ N/mm}^2 * 1,8 \text{ mm} * 30 \text{ mm} * 16 * 0,8 \approx 15720 \text{ N}$$

Kehävoima F_u kaavasta 19.

$$F_u = F_n * \cos \alpha = 15720 \text{ N} * \cos 30^\circ = 13613 \text{ N}$$

Keskihalkaisija D_m kaavasta 18.

$$D_m = \frac{1}{2} * (d_1 - d_2) = 0,5 * (29,7 \text{ mm} - 26,2 \text{ mm}) = 27,9 \text{ mm}$$

Lasketaan vääntömomentin M_v siirtokyky sijoittamalla saadut arvot kaavaan 17.

$$M_v = F_u * \frac{1}{2} * d_m = 13613 \text{ N} * 0,5 * \frac{27,9 \text{ mm}}{1000} \approx 190 \text{ Nm}$$

Laskun kestoehtona on, että pintapaine ei saa ylittää sallittua pintapainetta. Tarkastetaan pintapaine kaavan 21 mukaan.

$$p_{\text{sall}} - p \geq 0 \tag{21}$$

Sallittu pintapaine p_{sall} saadaan kaavalla 22.

$$p_{\text{sall}} = p * C_0 \tag{22}$$

Kaavassa 22 C_0 on kuormituskerroin 0,6 ja p on pintapaine 150 MPa. Sijoitetaan arvot kaavaan 22.

$$p_{\text{sall}} = p * C_0 = 150 \text{ MPa} * 0,6 = 90 \text{ MPa}$$

Tarkastetaan toteutuuko kestoehto kaavalla 21.

$$p_{\text{sall}} - p \geq 0 \rightarrow 90 \text{ MPa} - 23,4 \text{ MPa} \geq 0$$

Kaavasta 21 huomataan kestoehdon täyttyvän, joten liitos kestää siihen kohdistuvan kuormituksen. Taulukossa 4 on esitetty akselin kaikkien boorien vääntömomenttien siirtokyky. Aurinkopyörien boorit siirtävät vääntömomenttia vähintään 160 Nm ja sallittua pintapainetta ei ylitetä boorien kohdalla, joten toimitaan turvalliselle puolelle.

Taulukko 4. Boorien momentin siirtokyky ja varmuus sallittuun pintapaineeseen

Selite	Planeetta						
Planeetan nimi	1	2	3	4	5	6	7
Urien lkm. Z	16	16	18	16	16	18	21
Leveys l_1 (mm)	30,0	25,0	25,0	21,0	21,0	21,0	21,0
d1 (mm)	26,2	30,6	35,6	26,2	30,6	35,6	40,6
d2 (mm)	29,7	34,6	39,6	29,7	34,6	39,6	44,6
F_n (N)	15720	15090	12126	13475	11378	10888	9529
F_u (N)	13620	13070	10500	11670	9850	9429	8250
Momentti M_v (Nm)	190	213	197	160	160	177	176
P etäisyys sallittuun paineeseen (MPa)	67	66	73	61	69	72	77
Kestoehto: Sallittua pintapainetta ei saa ylittää.							

4.4 Hammaspyörien kiinnittäminen sivuakselille

Hammaspyörät kiinnitettiin ulosottoakselille KTR:n kartiorengasliitoksilla. Mekaaninen kutistusliitos voidaan avata ja kiinnittää uudestaan huoltoa varten. Kartiorengas on helppo ja nopea asentaa paikalleen ja se on itsestään keskittävä. Vaatimuksena kartiorengasliitoksilla on, että pinnankarheuden on oltava R_z 1,6 tai pienempi. Tämä pinnanlaatu saadaan sorvaamalla akseli sopivilla lastuamisarvoilla. Kiinnitysvaiheessa pintojen on oltava puhtaita rasvasta ja liasta. [3]

Peruutusvaihte ja ykkösvaihte kiinnitettiin ulosottoakselille Stieberin NFR 45- 120 vapaakytkimillä [8]. Hammaspyörät liitettiin vapaakytkimissä oleviin uriin ruuvattavilla kiiloilla ja vapaakytkimen liittäminen akselille tapahtui kiilaliitoksella. Valittut vapaakytkimet eivät vaadi asennettaviksi rinnalle urakuulalaakereita, koska ne sisältävät itsessään jo kaksi urakuulalaakereita. Vapaakytkimien käyttö peruutusvaihteen ja ykkösvaihteen kanssa oli pakollista, koska näillä vaihteilla on sama pakka eli useita vaihteita sisältävä hammaspyörä pyöritettävänä. Kytettäessä toinen vaihteista käyttöön lukittuu pakkapyörän hammaspyörästä toinen paikoilleen. Tällöin lukitun vaihteen vapaakytkin mahdollistaa sivuakselin vapaan pyörimisen. Ilman vapaakytkimiä vaihteiden käyttö jumittaisi vaihteiston ja voisi johtaa rikkoontumiseen.

5 LAAKEROINTI

Laakerien tehtävä on kannatella ja ohjata pyöriviä akseleita ja kiekkoja. Laakerit joutuvat vastaanottamaan radiaalisia eli säteittäistä kuormitusta tai aksiaalisia kuormituksia eli akselin suuntaista kuormitusta tai molempia. Laakerit jaetaan rakenteensa mukaan vierintä- ja liukulaakereihin. Vierintälaakerit voivat ottaa vastaan aksiaalista- ja radiaalista kuormitusta. On olemassa myös sellaisia vierintälaakereita, jotka on tarkoitettu säteittäis kuormitukseen. [10 s. 7–24]

Planeettavaihteiston akselin, pakkojen ja planeettapyörien laakerien vähimmäiseksi kestoiksi asetettiin 10 000 tuntia. Pääakselin päihin valittiin viistorullalaakerit ja rullalaakeri keskelle akselia. Planeettapyörille valittiin urakuulalaakerit ja pakoille valittiin leveät neulalaakerit. Laakerien kestoian määrittämiseen käytettiin SKF:n laakerin kestoikä-laskentaohjelmaa, joka on SKF:n kotisivulla.

5.1 Planeettavaihteiden laakerointi

Planeettapyörien laakerointi toteutettiin yksirivisillä urakuulalaakereilla. Urakuulalaakerit ovat rakenteeltaan yksinkertaisia, soveltuvat suurille pyörintänopeuksille ja niiden huollon tarve on vähäinen. Laakerit pystyvät kantamaan suuria aksiaaliskuormituksia ja hieman säteiskuormituksia. [10 s.1-24] Liukulaakereiden etuina ovat niiden soveltuvuus suurille pyörimisnopeuksille ja kuormituksille, värinän vaimentaminen, korroosionkestävyys, magnetisoitumattomuus ja pieni tilantarve. Lisäksi niitä on mahdollista käyttää tarkkuuslaakerina [6].

Planeettapyöriin päätettiin valita yksiriviset urakuulalaakerit, koska ne eivät vaadi niin tarkkaa voitelua kuin liukulaakerit. Liukulaakereille on tärkeää saada jatkuvasti tasainen voitelu, jotta laakerin pinnat eivät pääse kosketuksiin toisiinsa ilman voitelevaa kalvoa. Voiteluaineen huonon saannin seurauksena kitka kuluttaisi pinnat puhki, joka johtaisi laakerin enneaikaiseen rikkoontumiseen. Lisäksi kitka synnyttäisi kovan kuumuuden materiaalien väliin, minkä seurauksena materiaalit leikkaantuisivat kiinni.

Laakerit laitettiin planeettapyörien akselien molemmille puolille. Laakerinpaikat tehtiin väljällä ja tiukalla sovitteella planeettapyörien tukilevyihin. Tiukalla sovitteella tehtiin

pakan puoleinen laakeripesä, johon asennettiin ohjaava laakeri. Väljällä sovitteella tehtiin jarrulevyn puoleinen laakeripesä, johon asennettiin vapaalaakeri. Lämpölaajenemisesta aiheutuva akselin pituuden muutos tehdään mahdolliseksi antamalla vapaalaakerin liikkua pesässään planeettahammaspyörän akselin mukana. Tällöin vältetään planeettapyörien laakerien kiinnileikkautumisen riskiltä.

Planeettahammaspyörän akselin molempien päiden laakeroinnista on etuna valmistusvirheiden kuormituksen tasaisempi jakaantuminen akselin molemmin puolin. Toispuoleinen laakerointi voisi valmistuksessa aiheutuneesta mittavirheestä johtuen pettää ja johtaa laitteiston rikkoontumiseen.

Taulukossa 5 on esitetty planeettavaihteiden laakerien kestoikä. Laskennassa käytettiin SKF:n laakerin kestoikälaskuria. Kaikkien laakerien kestoikä täyttää määrätyn 10 000 käyttötuntia, joten laskennan mukaan laakeroinnin pitäisi kestää määrätyn aikaa.

Taulukko 5. Vaihteiden planeettapyörien laakerien kestoikä tunteina.

Laakerien kestoikä		
Planeetta	Ohjaavan laakerin kestoikä tuntia [h]	Vapaalaakerin kestoikä tuntia [h]
1	311 000	2 390 000
2	157 000	5 840 000
3	592 000	>10 000 000
4	20 900	35 700
5	50 700	69 600
6	362 000	309 000
7	140 000	87 900

5.2 Akselin laakerointi

Akselin laakerointi toteutettiin laakeroimalla akseli molemmista päistä kartiorullalaakereilla, koska kartiorullalaakerit ottavat vastaan myös aksiaalista kuormitusta. Pituuden ja taipuman vuoksi akseli tuettiin keskeltä vielä yhdellä lieriörullalaakerilla. Tämä myös vähentää akselin päissä olevien laakereiden säteittäistä

kuormitusta. Kuormituksen vähentyminen vaikuttaa päissä olevien laakereiden kestoikään huomattavasti. Ohjaavana kartiorullalaakerina toimii voiman sisääntulon puoleinen laakeri; kaksi muuta laakeria toimivat vapaalaakereina. Laakereille laskettiin KissSoft-ohjelmalla taulukon 6 mukaiset kestoiät, jotka ovat reilusti yli asetetun käyttöiän.

Taulukko 6. Pääakselin laakerien kestoiät tunteina KissSoftista.

Laakeri	Kestoiät tuntia [h]
Keskimmäinen	446 000
Vasen	1 380 000
Oikea	12 000

5.3 Planeettapakkojen laakerointi ja kiinnitys

Pakkojen laakerointi oli mahdollista toteuttaa kuulalaakereilla tai leveillä neulalaakereilla. Kuulalaakereita varten olisi pakkahammaspyörälle porattava molemmille puolille toleroidut reiät. Pakan paikallaan pysyminen olisi varmistettu sopivan kokoisilla ja mittaisilla holkeilla. Kyseisen kiinnityksen haitta olisi pakan kääntäminen toleroitujen reikien saamiseksi, koska tällöin valmistusvirheiden mahdollisuus kasvaisi pakan uudellen asemoimisen takia. Lisäksi laakerien määrä olisi kaksinkertaistunut neulalaakereihin verrattuna. Neulalaakerin etuna oli yksi poraus ja pidätinrenkaiden urien sorvaus pakkapyörälle. Heikkoutena oli pidätinrenkaiden määrä ja hankala paikoilleen asentaminen.

Pakat laakeroitiin akselille leveillä neulalaakereilla, jotka kiinnitettiin pakan keskireikään pidätinrenkailla. Neulalaakeri asennettiin pidätinrenkaiden väliin. Akselilla pakan oikean kohdan asentaminen tapahtui sopivan mittaisilla ja kokoisilla holkeilla, joilla varmistettiin laakerin ja pakan pysyminen oikeassa kohdassa akselilla.

6 JARRUT

Planeettavaihteiston jarrut tulivat öljykylpyyn, joka rajasi jarruvaihtoehtoja merkittävästi. Jarruvaihtoehdoiksi löytyi magnetisoitavat jarrut, paineilmajarrut ja hydrauliset jarrut. Magnetisoituvien jarrujen hylkäämiseen johti kookas rakenne tarvittavan jarrutusvoiman saavuttamiseksi ja sähköön epävarma toiminta öljyssä. Hydrauliset jarrut olisivat olleet pienempiä, kuin paineilmajarrut. Hydrauliset jarrut hylättiin mahdollisen letkurikon tai vuodon haittavaikutuksien takia voitelevan öljyn joukkoon. Jäljelle jäi paineilmajarrut, jotka olivat kahden muun verrokin välimaastosta. Paineilmaletkun rikkoontuessa ei ole pelkoa vaihteiston öljyn voitelukyvyyn menettämisestä.

Paineilmajarrut koostuvat jarruyksiköstä ja jarrulevystä. Planeettavaihteistossa jarruyksiköt on kiinnitetty vaihteiston kotelon runkoon ja jarrulevyt planeettapyörien kampeen kiinni. Planeettavaihteistossa jarrujen tarkoitus on toimittaa vaihteensiirtäjänä. Jarruilla lukitaan planeettapyörien kampi paikoilleen, jolloin planeettapyörien pyöriminen välittää voimaa kehäpyörälle, suuremmalle hammaspyörälle ja siitä sivuakselille.

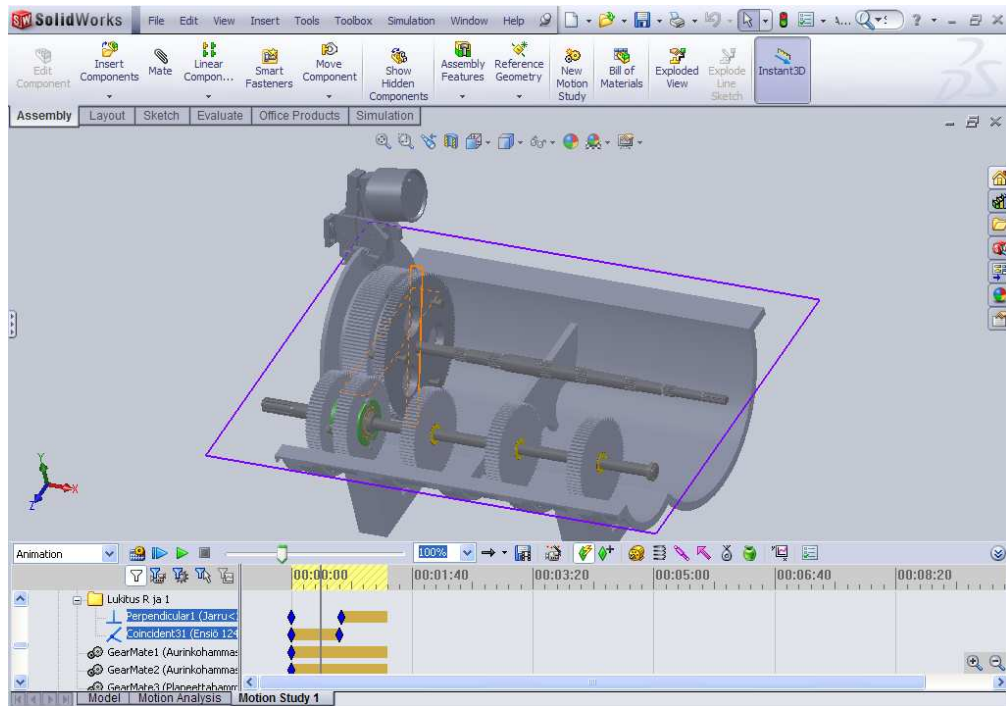
Jarrulevyn koon ja yksikön valinta tapahtui valmistajan kotisivulta löytyvästä taulukosta. Vaihteistoon valittiin jarruyksiköksi Ringspannin Brake Calliper DV 30 P – M jousivapautuksella. Käyttöpaineena 0,5 MPa ja jarrulevyn halkaisija 520 mm [7].

7 ANIMAATION TEKO

Animaatio tehtiin SolidWorks:inMotionStudylla. MotionStudyssa kappaleelle tai kappaleille asetetaan ehtoja ja rajoitteita, joita voivat olla kappaleiden väliset liikkumavarat tai voima joka kohdistuu tiettyyn pisteeseen kappaleelta, mikä aiheuttaa kappaleen tai kappaleiden liikkumisen. Ohjelmassa pystytään asettamaan itse erilaisia kuvakulmia kameraan, jolloin kyseistä osaa voidaan tarkastella eri kuvakulmista.

Animaatiossa pääakselille asetettiin moottori ja sille tietty pyörimisnopeus, joka sai pääakselinpyörimään pituusakselinsa ympäri. Vaihteiston mielenkiintoisin kohta on pakassa 1, jossa ovat vaihteet 1 ja peruutusvaihde R, joten pakka 1 on animaatioissa kuvattu tarkemmin, kuin muita pakkoja. Moottorin pyörimissuunta ja nopeus pidetään koko animaation ajan vakiona. Pakkalle 1 asetettiin erilaisia ”mates” eli ehtoja, kuten aurinkopyörälle, planeettapyörille ja kehäpyörälle niiden hammasluku mekaanisilla ehdoilla yhteen, joiden avulla ohjelma laskee missä suhteessa kappaleet liikkuvat toisiinsa nähden. Vaihteen 1 suurelle hammaspyörälle asetettiin ehdoksi olla lukittuna avaruudessa sijaitsevalle ylätasolla ja vastaavasti vaihteen R hammaspyörälle asetettiin samanlainen ehto, jotta animaatio toimisi on ehtoja ajoitettava aikajanalle päälle tai pois kuten kuvassa 13 näkyy.

Kuvakulmien asettaminen tapahtui asettamalla aikajanalla ajanosoitin haluttuun hetkeen, jonka jälkeen kyseiseen kohtaan asennettiin avain. Animaation alkuun valittiin isometrinen kuvakulma, jossa kyseinen vaihelaatikko on kokonaan näkyvissä. Animaation edetessä kamera lähestyy vaihteisto, jonka aikana pakan 1 edessä olevat osat häviävät pois ja nähdään selvästi kuinka planeettahammaspyörät pyörittävät suurempaa hammaspyörää. Näytön jälkeen muutetaan ehdot toisinpäin vaihteiden kesken ja siirretään kamera kuvaamaan vaihdetta 1. Lopuksi kameraa kuljetetaan vaihteiston ympäri ja piilotetut osat tuodaan näkyville.



Kuva 13. Hammaspyörien ehtojen lukitus MotionStudyssä.

8 TEKNINEN TARKASTELU JA JATKOKEHITYS

8.1 Jatkokehitys

Kehittämiskohteita:

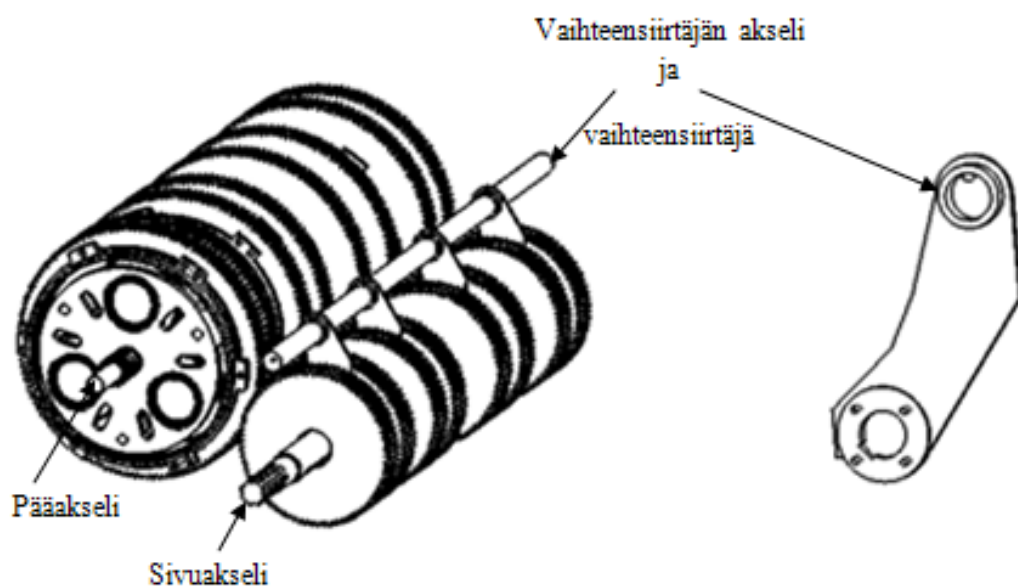
- Vaihteiden määrän optimointi käyttötarkoitukseen mukaan, jolloin vaihteistosta saataisiin pieni kokoisempi.
- Vaihdelaatikon koon pienentäminen on mahdollista nostamalla vaihteiston kierroslukua ja vaihteiston jälkeen muuttamalla kierrosluku pienemmäksi
 - Vaihteiston halkaisija saadaan pienemmäksi, mutta vastaavasti sen pituus kasvaa
- Pääakselilta poistettaisiin 2 tai 4 vaihdetta ja vaihteiston jälkeen asennettaisiin 2 portainen vaihde.
 - Etuna tästä olisi vaihteiston lyhentymisen ja saataisiin tuplattia vaihteiden määrä.
- Jarrujen tilalle vaihteensiirtäjä sivuakselille
 - Etuina pieni tilantarve. Laite olisi varma toimisempi, mutta monimutkaisempi.
- Välityksen muuttaminen sivuakselilla ja pääakselilla. Pääakselin välittävä suuri hammaspyörä tulisi muuttaa pienemmäksi ja sivuakselin hammaspyörä suureksi, tällöin saataisiin suurempia välityksiä vaihteistoon.
- Pakkalaakerin kiinnityksen uudelleen suunnittelu, koska nykyinen pidätinrengaskiinnitys saattaa olla virheellisen asennuksen sattuessa epäluotettava.
- Hammaspyörien muuttaminen vinohampaisiksi
 - Saavutetaan parempi hyötysuhde
 - Vaihteisto on hiljaisempi
 - Järeämpien laakereiden valinta
- Vaihteistolle olisi suotavaa suunnitella vaihteistoa suojaava ulkokuori kiinnityskohtineen. Tässä työssä ulkokuorta ei ole suunniteltu, koska käyttökohde ei tekovaiheessa ollut tiedossa.
 - Määrää pitkälti sivuakselin ja jarrujen sijoittamisen pääakseliin nähden.

8.2 Vaihteensiirtäjä ja välitykset

Vaihteiston saaminen kompaktimpaan kokoon olisi mahdollista toteuttaa poistamalla jarrut ja asentamalla vaihteensiirtäjä sivuakselille. Vaihteensiirtäjänä voisi olla kuvan 14 tyyppinen mekanismi, jossa vaihteensiirtäjän akselissa on uria, joita pitkin vaihteensiirtäjät akselia käännettäessä liikkuisivat. Vaihteensiirtäjän lukitusmekanismi hammaspyörälle voisi toimia tapit, jotka ottaisivat kiinni sivuakselilla sijaitsevaan vaihteen hammaspyörän reikiin. Siirtäjien lukitusmekanismi olisi liitetty sivuakselille esim. kiilalla, jolloin lukitusmekanismi voisi liukua ja pyöriä sivuakselin mukana, joka mahdollistaa vaihteensiirtäjän lukitusmekanismin siirtymisen hammaspyörän reikiin.

Vaihteensiirtäjän avulla olisi mahdollista muuttaa vaihteiston välityksen rakennetta nykyisestä siten, että vaihteistoon saataisiin suurempia välityksiä. Voimaa välittävät hammaspyörät tulisi liittää planeettapyörien kampeen kiinni. Tällöin saataisiin planeettavaihteiston suurin välitys käyttöön, mutta nykyisessä konstruktiossa vain pakin kohdalla saadaan käytettyä suurinta mahdollista välitystä. Rakenteen muutoksen myötä myös vaihteiston koko pienentyisi ja vapaakytkimet voisi jättää pois sivuakselilta.

Vaihteiston voisi myös kehittää niin, että välitys saataisiin sekä planeettapyörien kammelta että kehäpyöriltä, mutta tämä vaatisi useampaa lukitusmekanismia vaihteistoon nykyisten lisäksi. Tämä johtaisi vaihteiston koon kasvamiseen nykyisillä vaihdemäärillä.



Kuva 14. Vaihteensiirtäjän luonnos.

9 TULOSTEN ARVIOINTI

Jussi Aitto-ojan antama opinnäytetyönaihe oli mielenkiintoinen ja haastava. Työsuoritusta edesauttoivat oma kiinnostukseni kohteesta ja koulussa opitut asiat kuten tuotteen muotoilu, valmistettavuus ja kokoonpantavuus.

Opinnäytetyö oli odotettua laajempi, minkä vuoksi suunniteltu aikataulu venyi. Työtä varten jouduin opettelemaan uuden ohjelman, josta itsestään olisi ohjaavan opettajan mukaan saanut tehtyä opinnäytetyön. Lähtöarvot muuttuivat suunnittelun aikana, minkä seurauksena koko vaihteisto oli mallinnettava uudelleen. Tämän takia aikataulu venyi entisestään.

Mielenkiintoisin työvaihe oli suunnitella prototyypin pohjalta toimiva konstruktio vaihteistolle. Haastavaksi suunnittelun teki laitteiston koon pitäminen mahdollisimman pienenä ja osien toisiinsa liittäminen materiaalien paksuuksien ollessa hyvin lähellä toisiansa. Haastavimmaksi yksittäiseksi ongelmaksi osoittautui keksiä toimiva liitos aurinkopyörille ja akselille. Lisäksi ongelmana oli saada riittävä ainespaksuus aurinkopyörien juuriin, koska aurinkopyörät olivat halkasijoiltaan pieniä suhteessa akseliin. Monien liitostapojen tarkastelujen jälkeen toimivaksi liitokseksi osoittautui moniuralliitos DIN 5480, joka myös mahdollistaa suunnanvaihtelun vaihteistossa. Koska työn aikana tarkkaa käyttökohdetta ei ollut tiedossa, ei vaihteistoa suojaavaa ulkokuorta suunniteltu.

Työn lopputulokseksi saatiin toimiva konstruktio ja työpiirrustukset, joiden avulla on mahdollista valmistaa kyseinen planeettavaihteisto. Konstruktioista tehtiin myös havainnollistava 3D-animaatio, jolla voidaan näyttää konstruktion toimivuutta markkinoidessa konstruktioita. Konstruktioon suunniteltiin käyttötarkoitukseen sopivat akseli, laakerointi, jarrut ja planeettavaihteet välityssuhteineen. Jatkokehityksenä on vaihteiston ulkokuoren ja jarruyksiköiden kiinnityksen suunnittelu.

Saavutin työlle asettamani tavoitteet. Työn aikana opin planeettavaihteiston suunnittelun. Huomioimaan planeettavaihteisiin vaikuttavia ehtoja ja rajoitteita. Työn aikana opettelin itsenäisesti uuden ohjelman, KissSoftin. Työmäärään nähden sain tehtyä työn kohtuullisessa ajassa, vaikka aikataulu venyikin suunnitellusta lähtöarvojen muuttumisen ja uuden ohjelman opetteluun takia. Olen tyytyväinen tekemääni

opinnäytetyöhön. Työn teko kokonaisuudessaan antoi kuvan, millainen suunnitteluinsinöörin työnkuva voi olla.

Työn tuloksena suunniteltu konstruktio ja 3D-animaatio ovat Jussi Aitto-ojan mielestä kiitettäviä. Hän on tyytyväinen työhön ja on markkinoinut suunniteltua konstruktiota alan valmistajille.

LÄHTEET

1. Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M. & Välimaa, V. *Koneenosien suunnittelu*. 2. painos. Helsinki: WSOY. 1997.
2. Koivisto, K., Laitinen, E., Niinimäki, M., Tiainen, T., Tiilikka, P. & Tuomikoski, J. *Konetekniikan materiaalioppi*. 10. painos. Helsinki: Edita Prima Oy 2004.
3. KTR. Clampex Shaft-hub-connection. [online, PDF]. [viitattu 20.5.2010]. Saatavissa: http://www.tbhengelo.nl/pdf/ktr/clampex_wellengelenke_en.pdf
4. Mäkelä, Mikko., Soininen, L., Tuomola, S., Öistämö, J. *Tekniikan kaavasto*. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy. 2000.
5. Outinen, H. & Salminen, T. ym., *Lujuusopinperusteet*. Tampere: Klingendahl Paino Oy. 2004.
6. Oy Johnson-metall AB. Liukulaakertit. [online]. [viitattu 12.6.2010]. Saatavissa: www.johnson-metall.fi/suomi/liukulaakerit.php
7. RingSpann. Brake Caliper DV 30 P - M. [online]. [viitattu 6.5.2010]. Saatavissa: http://www.ringspann.com/en/Produkte__166/?prdMNG=229&key=7&prd_cat Load=77
8. RingSpann. Stieber clutch- Vapaakytkimet. [online, PDF]. [viitattu 7.5.2010]. Saatavissa: [http://www.sks.fi/tuotteet/stieber_kiilarullavapaakytkimet/\\$file/Stieber%20vapaakytkimet%20esite732305.pdf](http://www.sks.fi/tuotteet/stieber_kiilarullavapaakytkimet/$file/Stieber%20vapaakytkimet%20esite732305.pdf)

9. SFS-ISP 898-1:2009., Ruuvien mekaaniset ominaisuudet. Suomen standardoimisliitto: Helsinki. 2009.

10. *SKF Laakerikirja*. Torino: Stamperia Artica Nazionale. 1991.