

Hannu Hakalahti

Materiaalikelkan tehonsiirto

Opinnäytetyö

Kevät 2017

SeAMK Tekniikka

Automaatiotekniikan tutkinto-ohjelma

SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU

Opinnäytetyön tiivistelmä

Koulutusyksikkö: Tekniikan yksikkö

Tutkinto-ohjelma: Automaatiotekniikka

Suuntautumisvaihtoehto: Koneautomaatio

Tekijä: Hannu Hakalahti

Työn nimi: Materiaalikelkan tehonsiirto

Ohjaaja: Markku Kärkkäinen

Vuosi: 2017

Sivumäärä: 50

Liitteiden lukumäärä: 0

Tämän opinnäytetyön tilaajana toimi Pesmel, joka on erikoistunut automatisoitujen materiaalinkäsittely-, varastointi- ja pakkausjärjestelmien toimittamiseen metalli- ja paperiteollisuuden tarpeisiin. Työ käsittelee teräslevykelojen käärintään tarkoitettun materiaalikelkan tehonsiirtojärjestelmän uusimista siten, että siitä tulisi kapeampi ja paremmin suojattu, kuin käytössä oleva hihnavälitys.

Tehonsiirtojärjestelmäksi oli ehdolla hammaspyörät ja ketjuvälitys joko rulla- tai hammasketjulla. Kahden muun vaihtoehdon osoittauduttua toteuttamiskelvottomaksi, päätettiin tehonsiirtojärjestelmä toteuttaa hammaspyörillä. Tehtävänä oli käytännössä suunnitella ja mallintaa hammaspyörät, valita pyörille sopiva materiaali, voitelu ja laakerointi, sekä laskea laakereiden kestoajat. Lisäksi tuli suunnitella tehonsiirtojärjestelmän suojaksi kotelointi ja valita tiivisteet.

Työn tuloksena syntyi neljällä hammaspyörällä toteutettu tehonsiirtojärjestelmä. Hammaspyörien materiaaliksi valittiin tarkoitukseen sopiva hiiletysteräs, kun taas voitelu toteutettiin voitelurasvan avulla. Laakereiksi valittiin urakuulalaakerit, joiden elinikä laskettiin laakerivalmistajan kotisivuilla olevalla sovelluksella. Tiivisteiksi oli tarjolla kaksi vaihtoehtoa ja kotelosta mallinnettiin alustava ehdotus, joka lähetettiin Pesmelille jatkokehitystä varten.

Avainsanat: hammaspyörät, suunnittelu, 3D-mallinnus

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Thesis abstract

Faculty: School of Technology

Degree programme: Automation Engineering

Specialisation: Machine Automation

Author: Hannu Hakalahti

Title of thesis: Power transfer of the material sledge

Supervisor: Markku Kärkkäinen

Year: 2017

Number of pages: 50

This thesis was made for Pesimal which is a globally operating supplier of automated internal logistic, storing and packing systems for metal, paper and converting industries. The goal of this thesis was to design and model a new power transfer system for the material sledge, which is used for the packing of sheet metal coils. The new power transfer system was to be narrower and thus better protected than the current belt transmission.

The choices for the power transfer system were spur gears and chain-belt drive with either a roller chain or a tooth chain. After the other two options had turned out to be unfeasible, the spur gears were chosen for the power transfer system. The tasks were to design and model spur gears, to choose suitable material, lubrication and bearings for the gears and to calculate the bearing life. It was also necessary to design the casing for the protection of the power transfer system and to choose the seals.

The result of this work is a power transfer system with four spur gears. Carburizing steel was chosen for the material of the spur gears and mineral oil based grease was chosen for the lubrication. The bearings were implemented with the deep groove ball bearings whose bearing life was calculated with the application on the homepage of the manufacturer of the bearings. There were two options for the seals and the preliminary model of the casing was sent to Pesimal for further development.

Keywords: spur gears, design, 3D modeling

SISÄLTÖ

Opinnäytetyön tiivistelmä.....	2
Thesis abstract.....	3
SISÄLTÖ.....	4
Kuva- ja taulukkoluetelo	6
Käytetyt termit ja lyhenteet	8
1 JOHDANTO	9
1.1 Työn tausta	9
1.2 Työn tavoite	10
1.3 Työn rakenne	10
1.4 Pesimal Oy	10
2 TEHONSIIRTO	11
2.1 Hammaspyörät.....	11
2.1.1 Hammaspyörien luokittelu.....	11
2.1.2 Hammaspyöräparin toimintaperiaate	13
2.1.3 Hammaspyörien geometria ja terminologia.....	14
2.1.4 Evolventtiammastus.....	16
2.1.5 Moduuli	18
2.1.6 Akseliväli ja profiilinsiirto	18
2.1.7 Hammastuksen alustava mitoitus	20
2.2 Ketjuvälitykset	22
2.2.1 Rullaketjut	22
2.2.2 Hammasketjut	23
2.3 Laakerointi	23
3 UUDEN TEHONSIIRTOJÄRJESTELMÄN VALINTA.....	26
3.1 Nykyinen tehonsiirtojärjestelmä.....	26
3.2 Uuden tehonsiirtojärjestelmän vaatimuksia	27
3.3 Tutkimuksen kulku	28
3.3.1 Tehonsiirto rullaketjulla	28
3.3.2 Tehonsiirto hammasketjulla	31
3.3.3 Tutkimuksen loppuosa	32

4	TEHONSIIRTOJÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU	33
4.1	Käytetyt ohjelmistot	33
4.1.1	Zahnrad.....	33
4.1.2	Autodesk Inventor	34
4.2	Hammaspyörien suunnittelu.....	35
4.3	Hammaspyörien mallinnus.....	38
4.4	Hammaspyörien materiaali	41
4.5	Voitelu	41
4.6	Laakerointi	41
4.7	Kotelointi	44
4.8	Tiivisteet.....	45
5	TULOKSET JA YHTEENVETO	46
6	POHDINTAA	48
	LÄHTEET	49

Kuva- ja taulukkoluetelo

Kuva 1. Lieriöpyöräpari.....	11
Kuva 2. Kartiohammaspyöräpari.....	12
Kuva 3. Kierukka ja kierukkapyörä.....	12
Kuva 4. Käyttävä ja käytettävä hammaspyörä.	13
Kuva 5. Hampaan osien nimityksiä.....	14
Kuva 6. Hammaspyörien terminologiaa.....	15
Kuva 7. Evolventtikäyrän syntyminen.....	16
Kuva 8. Ryntökulma ja ryntösuora.....	17
Kuva 9. Positiivinen ja negatiivinen profiilinsiirto.....	19
Kuva 10. Erilaisia ketjuvälityksiä.....	22
Kuva 11. Hammas- ja rullaketju.....	23
Kuva 12. Urakuulalaakerin rakenne.....	24
Kuva 13. Käytössä oleva tehonsiirtojärjestelmä.....	26
Kuva 14. Lähtöarvojen anto MITCalc-ohjelmassa.....	29
Kuva 15. Laskennan tulos.....	29
Kuva 16. Ketjun ja ketjupyörien mitat.....	30
Kuva 17. Lähtöarvot Zahnrad-ohjelmassa.....	33
Kuva 18. Hammaspyörien suunnittelu Inventor-ohjelmalla.....	34
Kuva 19. Käyttävä hammaspyörä, $z_1 = 19$	38
Kuva 20. Ensimmäinen parasiittipyörä, $z_2 = 31$	39

Kuva 21. Toinen parasiittipyörä, $z_3 = 48$	39
Kuva 22. Käytettävä hammaspyörä, $z_4 = 52$	40
Kuva 23. Tehonsiirtojärjestelmä hammaspyörillä.....	40
Kuva 24. Hiiletysteräksen 18CrNiMo7-6 kemiallinen koostumus.	41
Kuva 25. SKF, kuulalaakeri 61901.....	42
Kuva 26. Laakeriin vaikuttavat voimat.....	42
Kuva 27. Laakerin kestoiän laskennan lähtöarvot.....	43
Kuva 28. Laakerin kestoiän laskennan tulokset.	43
Kuva 29. Ehdotus koteloinnille.	44
Kuva 30. Kelausakselin labyrinthirakenne.	45
Taulukko 1. Standardoidut moduulit.....	18
Taulukko 2. Hammaspyörien hammaslukujen minimiarvoja.	20
Taulukko 3. Kerroin λ	21
Taulukko 4. Käyttävä hammaspyörä ja ensimmäinen parasiittipyörä.....	36
Taulukko 5. Parasiittipyöräpari.....	37
Taulukko 6. Toinen parasiittipyörä ja käytettävä hammaspyörä.	38

Käytetyt termit ja lyhenteet

Akseliväli	Hammaspyöräparin akselien välinen pienin etäisyys.
Hammasluku	Hammaspyörän hampaiden kokonaislukumäärä.
Hammaspyörä	Kone-elin, joka siirtää pyörivää liikettä akselilta toiselle.
Hammaspyörän ryntö	Pyörivästi kiinnitettyjen, toisiinsa koskettavien hammaspyörien liike, kun toinen hammaspyörä pyörittää toista hammaspyörää, ja joiden kulmanopeudet ovat määritetyssä suhteessa.
Jakoympyrä	Hammaspyörän kuvitteellinen ympyrä, joka sivuaa toisen hammaspyörän jakoympyrää siten, että kummallakin jakoympyrällä on sama kehänopeus.
Käyttävä pyörä	Hammaspyöräparin hammaspyörä, joka pyörittää toista.
Käytettävä pyörä	Hammaspyöräparin hammaspyörä, jota pyöritetään.
Moduuli	Jakopinnan kohdalla oleva jaon [mm] ja luvun π osamäärä.
Profiilinsiirtokerroin	Profiilinsiirron [mm] ja normaalimoduulin osamäärä.
Ryntöviiva	Kahden hampaan otsaprofiilien yhteinen normaali kosketuspisteessä.
Vierintäpiste	Kahden vierintäympyrän välinen kosketuspiste.
Välityssuhde	Ensimmäisen käyttävän pyörän kulmanopeuden ja viimeisen käytettävän pyörän kulmanopeuden osamäärä.

1 JOHDANTO

1.1 Työn tausta

Terästehtaissa valmistettavat teräslevykelat suojataan kuljetuksen ajaksi sekä kosteutta että kuljetuksesta johtuvia mekaanisia vaurioita vastaan. Kelojen sisällä oleva ruostetta aiheuttava kosteus voi johtua lämpötilaerosta, tuotantoprosessista tai kelausmenetelmästä. Ruosteen ehkäisemiseksi teräslevykelat kääritään ensin kosteutta imevällä kreppipaperilla ja sitten ilmatiiviisti polyeteenikelmulla (PE). (Pesmel Coil Packing 2014.)

Teräslevykelojen käärintä toteutetaan automatisoidusti niin kutsutulla silmästä käärintä -menetelmällä, jossa kelan keskustan läpi kulkee ovaalinmuotoinen rata, jota pitkin paperia ja muovia levittävät materiaalikelkat (tai vaihtoehtoisesti kasetit) kulkevat. Teräslevykelat tulevat kauttaaltaan kääriytyiksi kelojen pyöriessä hitaasti oman akselinsa ympäri samalla kun materiaalikelkat kulkevat pitkin omaa ovaalia rataansa.

Tällä hetkellä Pesmelin valmistaman materiaalikelkan tehonsiirtojärjestelmä on toteutettu hihnavälityksellä eli hihnapyörillä ja hammashihnalla. Suurempi hihnapyörä on liitetty akseliin, jossa pakkausmateriaali on rullattuna, kun taas pienempi hihnapyörä on liitetty tehonsiirtojärjestelmää pyörittävään moottoriin.

Ongelmana nykyisessä tehonsiirtojärjestelmässä on kuitenkin se, että pakkausmateriaalia pääsee ajautumaan hammashihnan, hihnapyörien ja suojakotelon väliin, mistä on seurauksena hihnan katkeaminen ja suojien vaurioituminen.

Pesmel lähestyi Seinäjoen Ammattikorkeakoulua tarjoten halukkaalle opiskelijalle mahdollisuutta osallistua edellä mainittujen ongelmien ratkaisemiseen opinnäytetyön muodossa. Työn tarkemmat tavoitteet on selostettu seuraavassa luvussa.

1.2 Työn tavoite

Työn tavoitteena oli suunnitella ja mallintaa kapeampi tehonsiirto, joka voitaisiin sitten suojata paremmin kuin käytössä oleva hihnavälitys. Työssä käydään läpi erilaisia tehonsiirron toteutustapoja, joista sitten valitaan paras vaihtoehto. Odotettuja tuloksia ovat tehonsiirron rakenteen lisäksi materiaalit, mitoitus ja toleranssit. Tehonsiirtoon tulee suunnitella myös laakerointi ja laskea laakerien kestoikä. Lisäksi suunnitellaan tehonsiirron suojaksi tarvittava kotelointi ja valitaan sopivat tiivisteet. Lopullisesta tehonsiirtojärjestelmästä tehdään tarvittavat 3D-mallit ja laskelmat, jotka lähetetään Pesmelin Seinäjoen toimistolle jatkokehitystä varten.

1.3 Työn rakenne

Luvussa 2 käydään läpi erityisesti hammaspyöriin liittyvää teoriaa, jonka lisäksi käsitellään lyhyesti rulla- ja hammasketjuja sekä laakerointia. Luvussa 3 esitellään nykyinen hihnavälitys, jonka jälkeen käydään läpi uuden tehonsiirtojärjestelmän tekniset vaatimukset ja kuvaillaan tutkimuksen kulkua. Luvussa 4 tehdään valitun tehonsiirtojärjestelmän suunnittelu ja mallinnus. Luvussa 5 esitellään saadut tulokset, ja luvussa 6 on puolestaan työhön ja saatuihin tuloksiin liittyvää pohdintaa.

1.4 Pesmel Oy

Pesmel Oy on maailmanlaajuisesti toimiva konepajayritys, joka on erikoistunut automatisoitujen materiaalinkäsittely-, varastointi- ja pakkausjärjestelmien toimittamiseen metalli- ja paperiteollisuuden tarpeisiin (Pesmel 2017). Näiden lisäksi Pesmel tarjoaa asiakkailleen myös teknistä tukea, ylläpitoa, varaosia, konsultointia ja toimittujen järjestelmien päivitystä (Pesmel Service Brochure 2008).

Kauhajoella pääkonttoriaan pitävä Pesmel on perustettu vuonna 1978, sillä on yli 200 työntekijää, joista noin 120 työskentelee Suomessa. Toimintansa aikana yritys on toimittanut yli 400 käsittely- ja pakkausprojektia, sekä noin 120 varastointijärjestelmää. (Pesmel 2017.) Vuonna 2015 yrityksen liikevaihto oli noin 34 milj. €, josta liikevoittoa kertyi ennen veroja noin 645 000 € (Yritystele 2017).

2 TEHONSIIRTO

2.1 Hammaspyörät

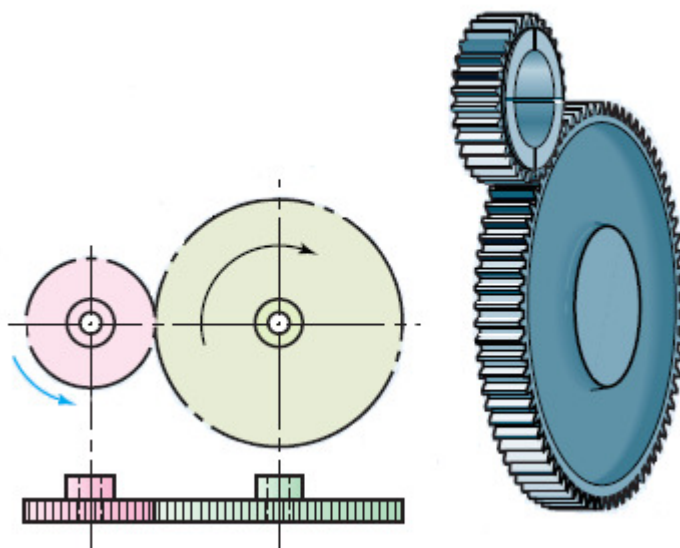
Hammaspyörien osalta käsitellään hammaspyörien luokittelu, hammaspyöräparin toimintaperiaate, hammaspyörien geometria ja terminologia, evolventtihakastus, moduuli, akseliväli ja profiilinsiirto, sekä hammastuksen alustava mitoitus.

2.1.1 Hammaspyörien luokittelu

Hammaspyörät voidaan jakaa kolmeen eri luokkaan siten, että akselit ovat

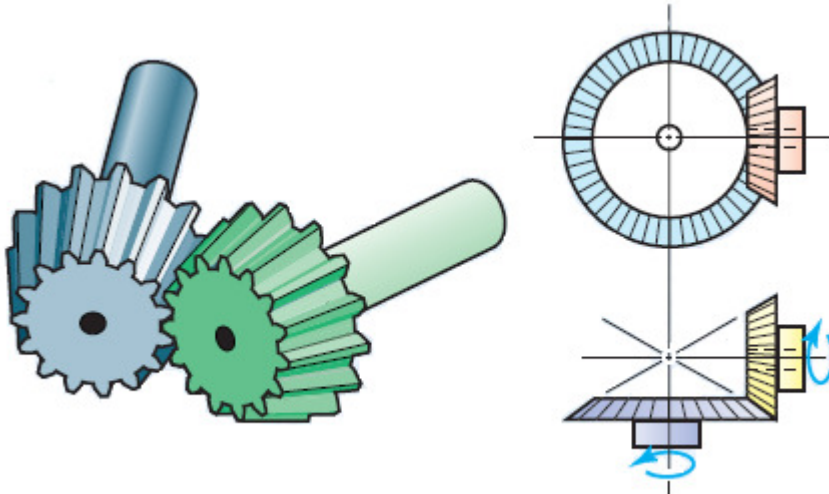
- yhdensuuntaisia
- risteäviä: erisuuntaisia ja samassa tasossa
- ei risteäviä: erisuuntaisia ja eri tasossa. (Hamrock, Schmid & Jacobson 2006, 607.)

Ensiksi mainitun luokan hammaspyöriä ovat muun muassa suoraampaiset ulko-hammastetut lieriöpyöräparit (kuva 1). Ne ovat kaikkein yksinkertaisimpia ja yleisimmin käytössä olevia hammaspyöriä (Hamrock, Schmid & Jacobson 2006, 608).



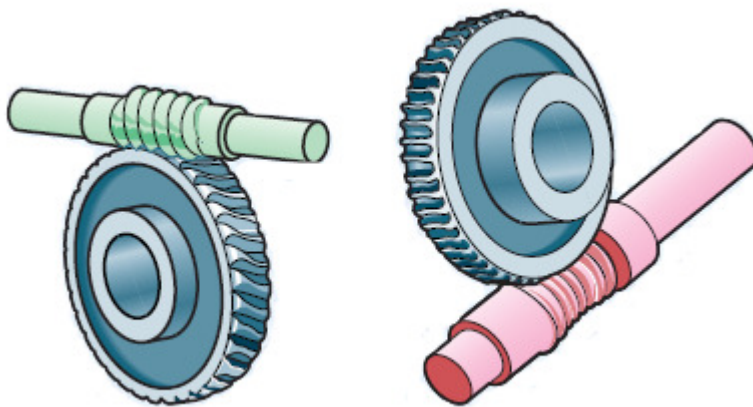
Kuva 1. Lieriöpyöräpari.
(Hamrock, Schmid & Jacobson 2006, 608)

Kartiohammaspyöräpari (kuva 2) edustaa tapausta, jossa tehonsiirtoakselit risteävät toisiaan. Tavallisimmin akseleiden välinen kulma on 90° . Kartiohammaspyörää käytetään pienillä välityssuhteilla ja suurilla tehoilla. (Björk ym. 2014, 329.) Kartiohammaspyörän hampaat voivat olla suoria, vinoja tai kaarevia (Klingelberg 2016, 12).



Kuva 2. Kartiohammaspyöräpari.
(Hamrock, Schmid & Jacobson 2006, 609)

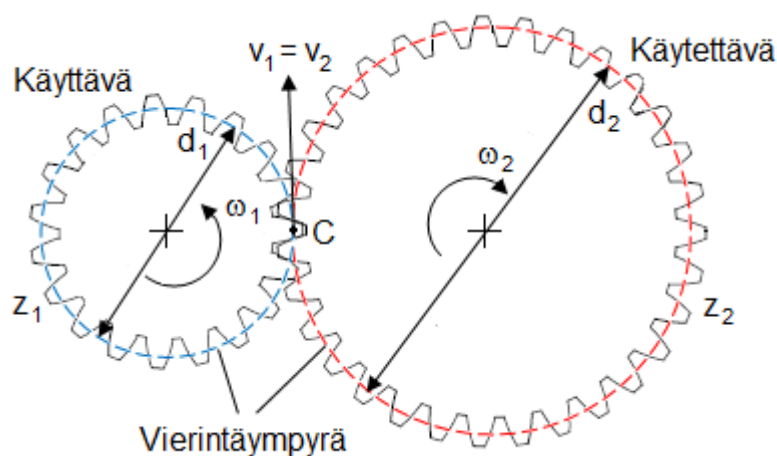
Kierukkapyöräparissa (kuva 3) tehonsiirtoakselit ovat eri tasoissa eivätkä ne risteävät toisiaan. Kierukkapyöräparilla saavutetaan suuria pienennyskertoimia, mutta niillä on kuitenkin heikko kuormankantokyky ja ne kuluvat nopeasti, minkä vuoksi niitä käytetäänkin ainoastaan sovelluksissa, joissa kuormitus ei ole kovin suuri. (Hamrock, Schmid & Jacobson 2006, 610.)



Kuva 3. Kierukka ja kierukkapyörä.
(Hamrock, Schmid & Jacobson 2006, 610)

2.1.2 Hammaspyöräparin toimintaperiaate

Hammaspyörän pääasiallinen tarkoitus on siirtää tehoa akselilta toiselle säilyttäen samalla tietyn välityssuhteen akseleiden pyörimisnopeuksien välillä. Käytännössä tämä tapahtuu siten, että käyttävän hammaspyörän hammas työntää käytettävän hammaspyörän hammasta, johon kohdistuu käytettävän hammaspyörän sädetä vasten kohtisuorassa oleva voima. Tämä voima välittää vääntömomentin ja teho siirtyy hammaspyörien välillä, koska käytettävä hammaspyörä pyörii. (Hamrock, Schmid & Jacobson 2006, 607.)



Kuva 4. Käyttävä ja käytettävä hammaspyörä.
(Perustuu Björkin ym. kuvaan 2014, 330)

Hammaspyöräparissa hammaspyörien jako- eli vierintäympyrät vierivät toisiaan vasten ilman luistoa (kuva 4). Jotta vierintäympyröiden välillä ei olisi luistoa, on hammaspyörien kehänopeuksien v_1 ja v_2 oltava yhtä suuret vierintäpisteessä C . Tällöin hammaspyörille voidaan määrittää välityssuhde i , jonka kaava on muotoa

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (1)$$

missä

- ω on hammaspyörän kulmanopeus
- n on pyörimisnopeus
- d on jakohalkaisija
- z on hammasluku eli hampaiden lukumäärä. (Björk ym. 2014, 330.)

Tehonsiirtojärjestelmässä voidaan käyttää useampaa hammaspyöräparia, jos pyörimisnopeuden muuttamistarve on suuri. Tavallisin tarve on vähentää pyörimisnopeutta, jolloin välityssuhde on $i > 1$. (Björk ym. 2014, 330.)

Tehonsiirtojärjestelmän välityssuhde on riippumaton käytävän ja käytettävän hammaspyörän välissä olevien välipyörien hammasluvuista. Täten saadaan

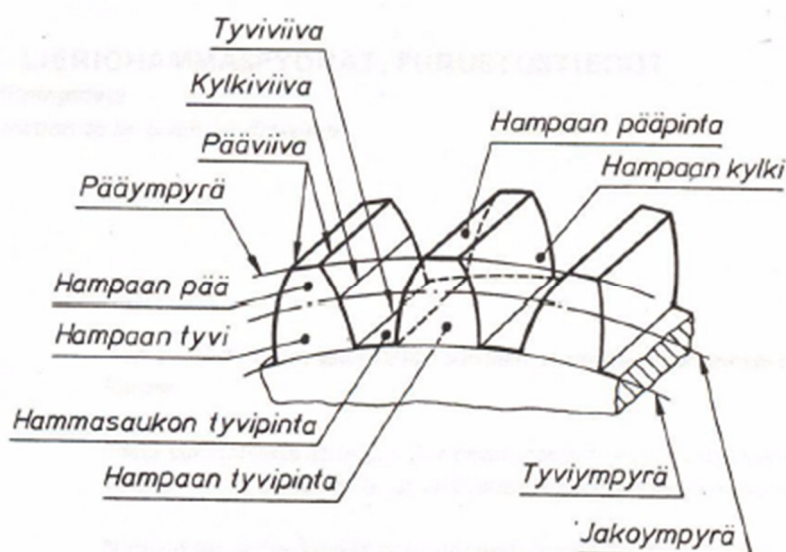
$$i_{kok} = \frac{n_{käyttävä}}{n_{käytettävä}} = \frac{Z_{käytettävä}}{Z_{käyttävä}}, \quad (2)$$

missä i_{kok} on kokonaisvälityssuhde. (Brar & Bansal 2004, 456.)

Välipyöriä käytetään yhdistämään kaukana toisistaan olevat käytävä ja käytettävä hammaspyörä sekä muuttamaan käytettävän hammaspyörän pyörimissuuntaa. Kun välipyöriä on pariton määrä, on käytävällä ja käytettävällä hammaspyörällä sama pyörimissuunta. Käytävä ja käytettävä hammaspyörä pyörivät puolestaan eri suuntiin, kun välipyöriä on parillinen määrä. (Brar & Bansal 2004, 451, 456). Välipyöristä käytetään myös nimitystä parasiittipyörä (TEPA [Viitattu 15.4.2017]).

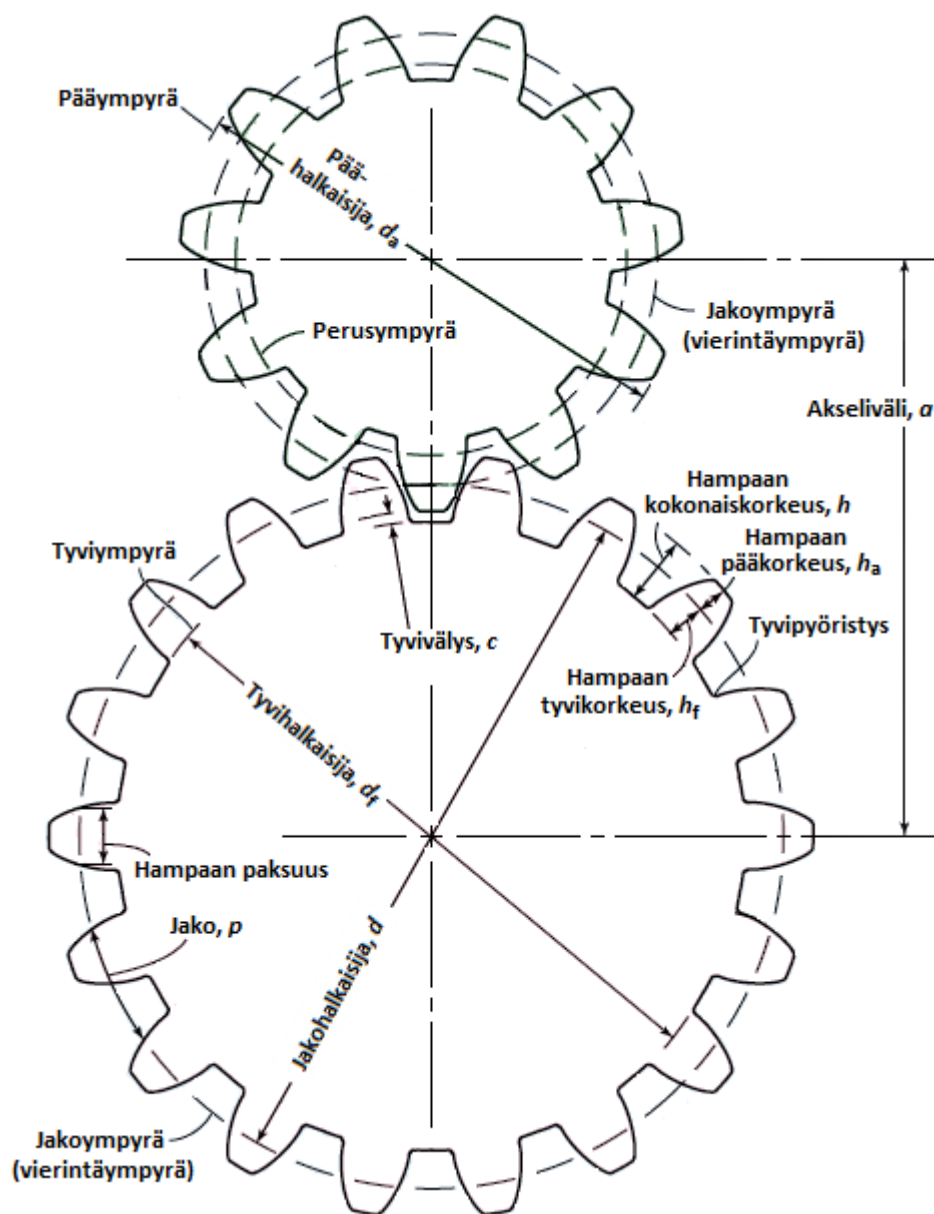
2.1.3 Hammaspyörien geometria ja terminologia

Kuviin 5 ja 6 on merkitty hammaspyöriin liittyviä nimityksiä.



Kuva 5. Hampaan osien nimityksiä. (SFS 3535, 1976).

Kuvasta 5 nähdään, että pääympyrä kulkee hampaiden pääpinnan tasalla, kun taas tyviympyrä hammasaukon tyvipinnan tasalla.

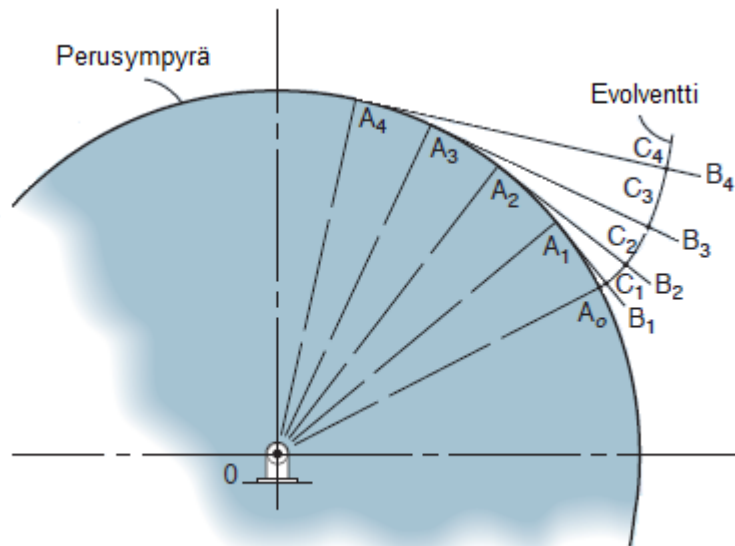


Kuva 6. Hammaspyörien terminologiaa.
(Muokattu Hamrockin, Schmidin & Jakobsonin kuvasta 2006, 612)

Perusympyrän avulla muodostetaan niin kutsuttu evolventtihammastus, jota käsitellään seuraavaksi hieman tarkemmin.

2.1.4 Evolventtihammastus

Tärkeimmät hammaskylkien muodot, jotka toimivat kinemaattisen tarkasti, ovat evolventti ja sykloidi. Evolventtia pidetään parhaimpana hammasmuotona, koska se takaa valmistuksen helppouden, laadunvalvonnan kannalta tarkastettavuuden ja sen, ettei pieni akselivälivirhe muuta välityssuhdetta. (Björk ym. 2014, 332.)



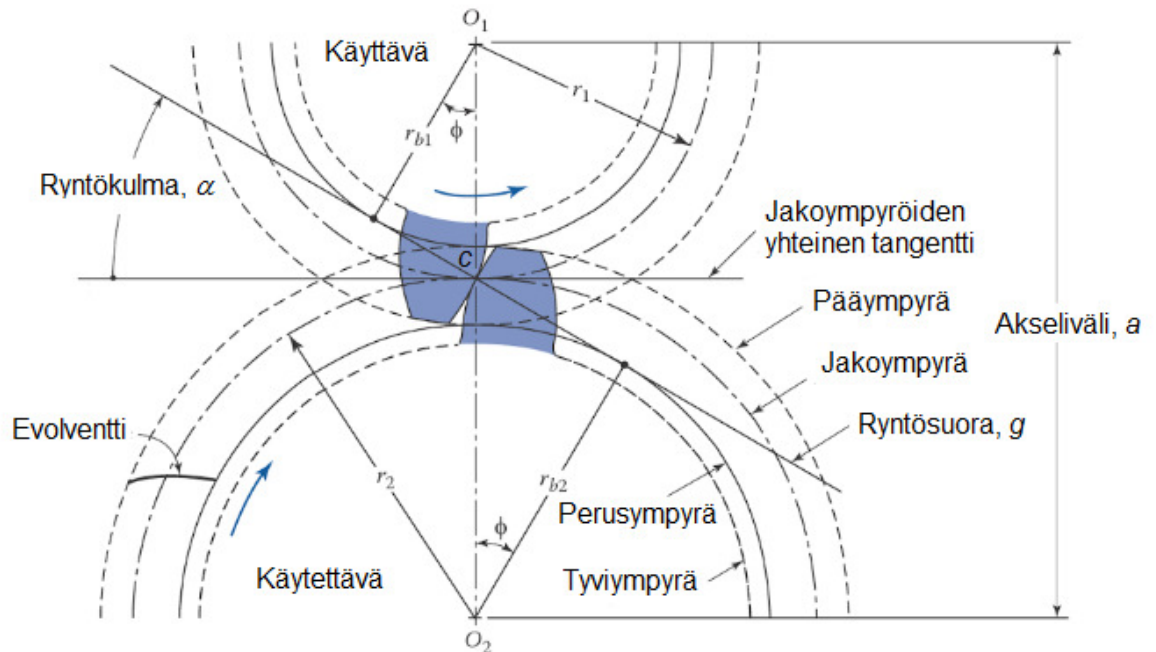
Kuva 7. Evolventtikäyrän syntyminen.
(Hamrock, Schmid & Jacobson 2006, 617)

Hamrock, Schmid ja Jacobson (2006, 618) havainnollistavat (kuva 7), kuinka evolventti syntyy. Ensiksi perusympyrä jaetaan yhtä suuriin osiin, jolloin perusympyrälle merkitään pisteet A_0, A_1, A_2 ja niin edelleen. Sitten pisteestä A_1 piirretään jana A_1B_1 kohtisuoraan janaa OA_1 vasten. Jana A_1B_1 katkaistaan yhtä pitkäksi kuin kaari A_1A_0 ja tätä katkaisukohtaa merkitään pisteellä C_1 . Vastaavasti pisteestä A_2 piirretään jana A_2B_2 , joka katkaistaan pisteessä C_2 yhtä suureksi kuin A_2A_0 . Näin jatkamalla saadaan evolventti piirrettyä pisteiden C_1, C_2, C_3, \dots kautta.

Yksinkertaisempi tapa havainnollistaa evolventin syntymistä on kuvitella lanka, joka on kierretty perusympyrän ympärille. Kun lankaa kelataan auki pitäen sitä samalla kireänä, piirtää langan pääpiste evolventin. (Björk ym. 2014, 332.)

Evolventtihammastetuissa hammaspyörissä on aina vähintään yksi hammaspari kosketuksessa toisiinsa (Hamrock, Schmid & Jacobson 2006, 618). Hampaiden

kosketus tapahtuu pitkin niin kutsuttua ryntösuoraa g (kuva 8). Ryntösuora on tyyppillistä evolventtihammastukselle ja se muodostuu, kun hammaspyörää vieritetään akselivälillään toisiaan vasten ja kosketuspisteiden ura piirretään näkyviin. Ryntösuora sivuaa perusympyräitä, mikä tarkoittaa, että evolventti on riippuvainen vain perusympyrästä. (Björk ym. 2014, 332.)



Kuva 8. Ryntökulma ja ryntösuora. (Ugural 2015, 513).

Ryntökulma α on kulma, joka muodostuu ryntösuoran g ja vierintäpisteessä C piirretyn jakoympyröiden yhteisen tangentin välille. Ryntökulman α avulla voidaan kirjoittaa evolventtifunktio. (Björk ym. 2014, 332.)

$$v = \text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha. \quad (3)$$

Evolventtifunktiota käytetään, kun lasketaan hammaspaksuutta tai profiilisiirrettyä akseliväliä (Björk ym. 2014, 332).

Evolventtihammastukselle pätee, että

- tietylle perusympyrälle voidaan piirtää vain yksi evolventti
- kummallekin hammaspyörälle on vain yksi täysin määrätty hammasmuoto
- kaksi evolventtipyörää toimivat aina yhdessä, jos niillä on sama ryntökulma ja jako. (Björk ym. 2014, 333.)

2.1.5 Moduuli

Hammaspyörien yhteydessä tulee usein vastaan moduuli m , joka on määritelmän mukaan

$$m = p/\pi = d/z, \quad (4)$$

missä

- p on jakohalkaisijalla mitattu kahden peräkkäisen hampaan samasta kyljestä samaan kylkeen oleva kaarimitta
- d on jakohalkaisija
- z on hammasluku eli hampaiden lukumäärä. (Björk ym. 2014, 333.)

Kaavasta (4) nähdään, että moduulin yksikkönä on millimetri. Hammaspyörien hammaspuksen geometria perustuu ryntökulman ja hammasluvun ohella myös moduuliin. Moduulit on standardoitu (taulukko 1) ja pääsääntöisesti suositellaan käytettäväksi sarjan I mukaisia moduuleita. (Björk ym. 2014, 333.)

Taulukko 1. Standardoidut moduulit.
(SFS-ISO 54, 2012)

Sarja	Moduuli m								
	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
I	8	10	12	16	20	25	32	40	50
	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7
II	9	11	14	18	22	28	36	45	-

2.1.6 Akseliväli ja profiilinsiirto

Hammaspyöräparin akselien välistä pienintä etäisyyttä kutsutaan akseliväliksi ja sen säätö toteutetaan profiilinsiirron avulla. Profiilinsiirrolla tarkoitetaan puolestaan hampaan profiilin muuttamista. Kun suoramampainen ulkohammastettu lieriöpyöräpari valmistetaan ilman profiilinsiirtoa, jakohalkaisijat määräävät akselivälin, jota kutsutaan perusakseliväliksi a , jonka kaava on

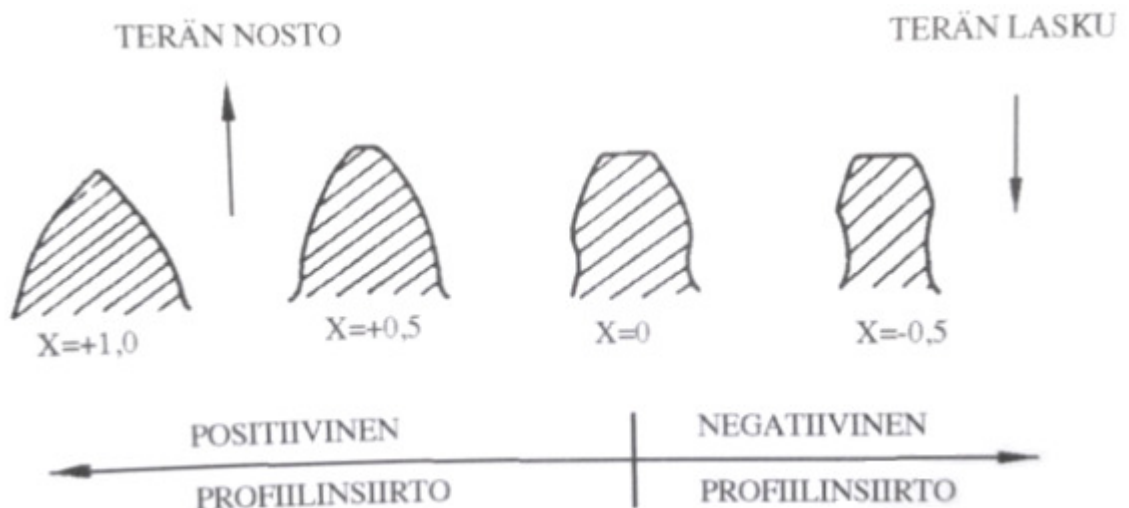
$$a = m (z_1 + z_2)/2, \quad (5)$$

missä

- m on moduuli
- z_1 on 1. hammaspyörän hammasluku
- z_2 on 2. hammaspyörän hammasluku. (Björk ym. 2014, 335.)

Kaavasta (5) nähdään, että haluttu akseliväli saadaan valitsemalla tietyt moduulin ja hammaslukujen arvot. Haluttuun standardoituun akseliväliin pääseminen on kuitenkin erittäin vaikeaa, joten usein joudutaan turvautumaan profiilinsiirtoon (Björk ym. 2014, 335).

Positiivisella profiilinsiirrolla tarkoitetaan hampaan tyven vahvenemista ja kärjen ohentumista, kun taas negatiivisella tarkoitetaan päinvastaista tilannetta (kuva 9). Valmistuksessa positiivinen profiilinsiirto toteutetaan työntämällä leikkaavaa terää pois päin hammaspyöräaihion keskiöstä ja negatiivinen profiilinsiirto puolestaan työntämällä terää kohti keskiötä. (Björk ym. 2014, 335.)



Kuva 9. Positiivinen ja negatiivinen profiilinsiirto. (Björk ym. 2014, 335)

Kuvassa 9 oleva x on niin sanottu profiilinsiirtokerroin. Yleisesti suositellaan, että hammaspyörien profiilinsiirtokertoimien summa on $x_1 + x_2 \approx 1$ (0,7–1,3) ja jakoperiaate $x_1 \approx 0,5$ ja $x_2 \approx 0,5$. Profiilikertoimien summa $x_1 + x_2 \approx 1$ saavutetaan, kun

akseliväli ilman profiilinsiirtoa on noin moduulin verran pienempi kuin lopullinen akseliväli. (Björk ym. 2014, 336.)

2.1.7 Hammastuksen alustava mitoitus

Kun hammaspyörien hammastusta suunnitellaan, täytyy ottaa huomioon tietyt rajoituksia, jotka koskevat hampaiden lukumäärää, jakohalkaisijan suuruutta, hammastuksen leveyttä ja moduulia.

Hammaspyörän hampaiden minimimäärää rajoittaa ryntösuhde ε_α , joka kertoo, kuinka suuren osan ryntömatkasta hammaspari ehtii kulkea keskinäisessä kosketuksessa ennen kuin edellinen hammaspari irtoaa toisistaan. Ryntösuhteen tulisi olla suurempi kuin 1,1, jotta käynti olisi tasaista. (Björk ym. 2014, 337, 341.)

Myös hammasvaihteen käyntinopeus rajoittaa hammaslukua. Taulukossa 2 on annettu muutamia minimihammaslukujen ohjearvoja.

Taulukko 2. Hammaspyörien hammaslukujen minimiarvoja. (Björk ym. 2014, 337)

	Ohjearvo
Nopeakäyntiset vaihteet	$z_{1min} = 16$
Keskinopeat vaihteet	$z_{1min} = 12$
Hidaskäyntiset vaihteet	$z_{1min} = 10$
Ulkopuolinen hammaspyöräpari	$z_1 + z_2 \geq 24$
Sisäpuolinen hammaspyöräpari	$z_2 - z_1 \geq 10$

Kun hammaspyörä kiinnitetään akselille, täytyy hammaspyörässä olla riittävästi materiaa, jotta se ei rikkoutuisi käytössä. Jakohalkaisijan d minimille on rajoite

$$d_{min} \geq 1,5 d_{reikä} \quad (6)$$

missä $d_{reikä}$ on akselin halkaisija. (Björk ym. 2014, 338.)

Rajoitukset hammaspyörän leveyteen b riippuvat siitä, onko hammastus laakerien välissä (kaava (7)) vai ulkopuolella (kaava (8))

$$b \leq 1,2 d, \quad (7)$$

$$b \leq 0,75 d, \quad (8)$$

missä d on jakohalkaisija. (Björk ym. 2014, 338.)

Hammastuksen leveydelle on olemassa edellisten lisäksi myös moduulin m antama rajoite

$$b_{max} = \lambda m, \quad (9)$$

missä λ on taulukon 3 mukainen kerroin. (Björk ym. 2014, 338.)

Taulukko 3. Kerroin λ .
(Björk ym. 2014, 338)

Hammas­tuksen valmistustapa	Laakerointi	λ
Valaminen	-	10
Jyrsintä, höyläys	Laakerointia ei ole vaihdelaatikossa	15
Jyrsintä, höyläys	Hammas­tuks laakerivälin ulkopuolella	15
Jyrsintä, höyläys	Hyvä laakerointi vaihdelaatikossa	25
Jyrsintä, höyläys	Tarkkuuslaakerointi	30

Moduulin valintaa rajoittavat toisaalta hammaspyörän leveyden b ja kertoimen λ välinen suhde ja toisaalta jakohalkaisijan d ja hammasluvun z_{1min} välinen suhde

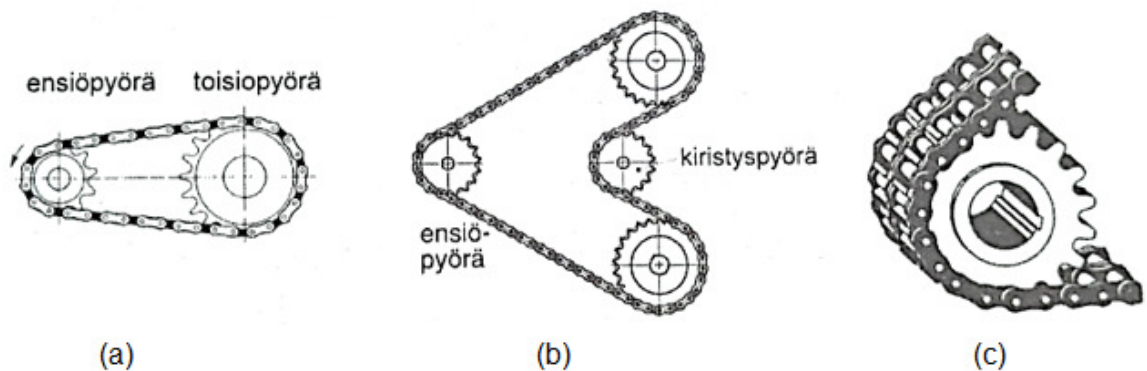
$$m_{min} = b/\lambda, \quad (10)$$

$$m_{max} = d/z_{1min}, \quad (11)$$

missä z_{1min} on käytävän hammaspyörän minimihammasluku. (Björk ym. 2014, 338.)

2.2 Ketjuvälitykset

Ketjuvälitys koostuu käytännössä ketjusta ja ketjupyöristä, joita molempia voi olla useita rinnakkain. Ketjuvälityksellä toteutetussa tehonsiirtojärjestelmässä käytävää ketjupyörää kutsutaan ensiöpyöräksi ja käytettävää puolestaan toisiopyöräksi. Kiristyspyörän tehtävänä on kiristää ketju toiminnan kannalta tarpeeksi kireäksi. Ketjuvälitykselle on tyypillistä, että ensiö- ja toisioakselit ovat vaakasuorassa ja samassa tasossa. Kuvassa 10 on erilaisia ketjuvälityksen toteutustapoja. Vasemmalla (a) on vaakasuora avovälitys, keskellä (b) on moniakselivälitys ja oikealla (c) on kaksirivinen ketjuvälitys. (Björk ym. 2014, 351.)



Kuva 10. Erilaisia ketjuvälityksiä.
(Björk ym. 2014, 351)

Ketjuvälityksen hyviä puolia ovat muun muassa luiston puute, hyvä hyötysuhde (parhaimmillaan 98 %), hammaspyöriä pienempi asennustarkkuus, toimivuus myös huonoissa olosuhteissa, yksinkertaisuus ja halpuus, sekä standardiosien helppo saatavuus (Björk ym. 2014, 351).

Huonoja puolia ovat puolestaan välityssuhteen vaihtelu, välyksien lisääntyminen käytössä, toteutus vain yhdensuuntaisille akseleille, osien kulumisesta johtuva rajoitettu käyttöikä, melu ja voitelun tarve (Björk ym. 2014, 351).

2.2.1 Rullaketjut

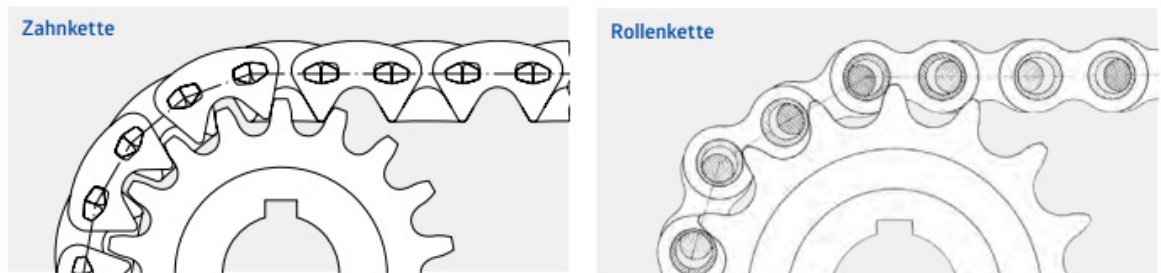
Polkupyöristäkin tuttu rullaketju on yleisin, yksinkertaisin ja halvin ketjutyyppi. Ominaisuuksiensa ansiosta se soveltuu moniin eri käyttökohteisiin. Rullaketjussa tapin

ympärille on lisätty holkki, joka on ympäröity karkaistulla ja hiotulla rullalla. Käytännössä tämä tarkoittaa, että ryntö hampaan ja rullan välillä tapahtuu vierimällä, mikä pienentää kitkaa ja parantaa näin hyötysuhdetta, joka on parhaimmillaan 98 %. (Björk ym. 2014, 352, 353.)

Rullaketjujen voitelu tapahtuu kapillaari-ilmion avulla. Voiteluaine tunkeutuu ensin näkin rullan ja holkin väliin ja toiseksi holkin ja tapin väliin. Voiteluaine muodostaa voitelukalvon, joka vähentää melua. Rullaketjujen tavallinen ketjunopeus on noin 7–12 m/s, mutta joskus voidaan sallia myös korkeammat nopeudet. (Björk ym. 2014, 353.)

2.2.2 Hammasketjut

Hammasketjun rakenne poikkeaa rullaketjusta siten, että hammasketjuissa voima välitetään hampaanmuotoisten lenkkien avulla (kuva 11) (Björk ym. 2014, 353).



Kuva 11. Hammas- ja rullaketju.
(Renold Antriebstechnik 2016, 7)

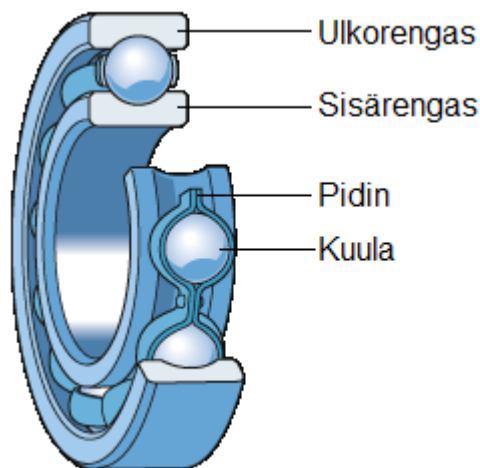
Hammasketjujen etuja rullaketjuihin nähden on muun muassa soveltuvuus suurille kuormille, suurempi ketjun maksiminopeus, hiljaisempi, tasaisempi käynti, parempi hyötysuhde (hitailta nopeuksilla jopa 99 %) ja ketjupyörän hitaampi kuluminen (Björk ym. 2014, 353).

2.3 Laakerointi

Laakerin tehtävänä on tukea ja ohjata pyöriviä ja edestakaisin kiertyviä koneenosia. Laakereiden käyttökohteina ovat etenkin akselit ja luistit. Laakerit voidaan jakaa vii-

teen eri tyyppiin: voitelemattomina toimivat laakerit, itsevoitelevat laakerit, vierintälaakerit, hydrodynaamiset laakerit ja hydrostaattiset laakerit. Laakeriin valintaan vaikuttavia tekijöitä ovat muun muassa kuormitustilanne, tilantarve, lämpötila, voitelu, rakenteen värähtelyt, ympäristöolosuhteet, säteily, tarkkuusvaatimukset, huollon järjestäminen, melu ja kustannukset. (Björk ym. 2014, 274.)

Vierintälaakereissa vierintäelimet voivat olla joko kuulia, rullia, kartioita tai tynnyrimäisiä sylintereitä. Vierintälaakerien ryhmään kuuluu muun muassa urakuulalaakeri (kuva 12), jossa ulko- ja sisärenkaan välissä olevien kuulien jako pidetään tasaisena erityisellä pitimellä. Rakenteensa seurauksena urakuulalaakeri pystyy ottamaan vastaan pääasiassa radiaalista kuormaa, mutta myös jonkin verran aksiaalista kuormitusta. Kuulalaakerissa kuulien ja vierintä ratojen välinen kosketusala on elliptinen. (Björk ym. 2014, 274, 296, 297.)



Kuva 12. Urakuulalaakerin rakenne.
(SKF Laakeri [Viitattu 20.03.2017])

Lämpötilan hallinta on olennaista laakerin toiminnalle ja kulumisen minimoimiselle. Käytännössä lämpötila poistetaan laakerista voitelun avulla. Voiteluaineen muita tehtäviä on vähentää kitkaa, sekä suojata laakeria korroosiolta ja ulkoa tulevilta hankaavilta hiukkasilta. Voiteluaineen valinnassa on syytä ottaa huomioon sen viskositeetti. (Björk ym. 2014, 274, 299.)

Vierintälaakerin nimellinen kestoikä L_{10} vastaa kestoikää, jonka 90 % suuresta määrästä samanlaisia laakereita saavuttaa tai ylittää. Nimellisen kestoian kaava on muotoa

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p, \quad (12)$$

missä

- L_{10} on nimellinen kestoikä miljoonina kierroksina
- C on dynaaminen kantavuusluku
- P on laakerin ekvivalenttikuormitus
- p on eksponentti; kuulalaakerille $p = 3$ ja rullalaakerille $p = 10/3$. (Björk ym. 2014, 299.)

Kun pyörimisnopeus on vakio, on nimelliskestoian kaava

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P}\right)^p, \quad (13)$$

missä

- L_{10h} on nimelliskestoikä käyttötunteina
- n on pyörimisnopeus (r/min). (Björk ym. 2014, 299.)

Jos kestoikä halutaan laskea tarkasti, käytetään muunnetun kestoian laskukaavaa, joka ottaa huomioon halutun luotettavuuden, laakerimateriaalin ja voiteluolosuhteet

$$L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10} = a_1 a_{ISO} \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^p, \quad (14)$$

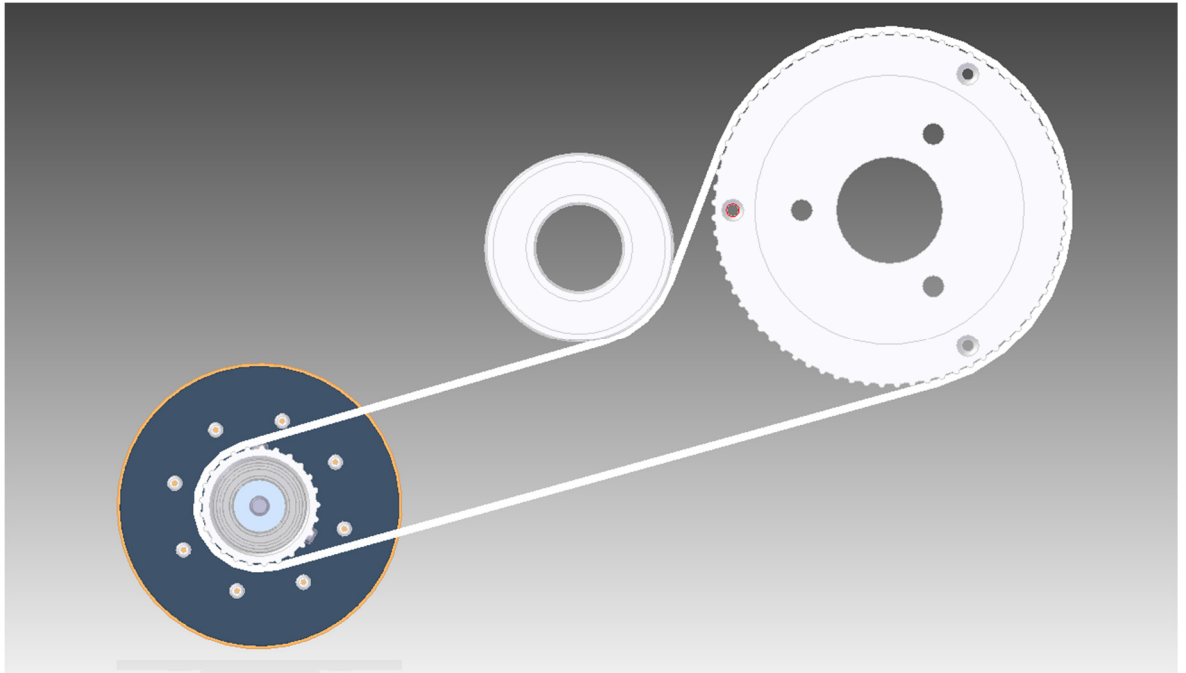
missä

- a_1 on luotettavuuskerroin
- a_{ISO} on yhdistetty voitelu-, ympäristö-, epäpuhtaus- ja asennuskohdekerroin
- C_r on dynaaminen kantavuusluku
- P_r on ekvivalentti laakerikuormitus. (Björk ym. 2014, 300.)

3 UUDEN TEHONSIIRTOJÄRJESTELMÄN VALINTA

3.1 Nykyinen tehonsiirtojärjestelmä

Nykyinen tehonsiirto perustuu hihnavälitykseen ja se on toteutettu hammashihnalla, kahdella hihnapyörällä ja hammashihnan kiristyspyörällä (kuva 13).



Kuva 13. Käytössä oleva tehonsiirtojärjestelmä.

Servomoottorin teho on 1 kW ja vääntömomentti 2,39 Nm, josta pyörimisnopeudeksi saadaan 4000 rpm. Servon ominaisuuksista johtuen hetkellinen teho ja vääntömomentti voivat kuitenkin olla suurempia.

Servomoottori pyörittää kuvassa 13 vasemmalla olevaa hihnapyörää, josta teho välitetään hammashihnan välityksellä äärioikealla olevaan hihnapyörään. Hihnapyörien akseliväli on 222,1 mm ja hihnavälityksen kokonaisleveys on 25 mm.

Käytettävän hihnapyörän hampaiden lukumäärä on 72 ja käytävän 25, joten hihnavälityksen välityssuhteeksi saadaan kaavan (1) perusteella $i = 72/25 = 2,88$.

3.2 Uuden tehonsiirtojärjestelmän vaatimuksia

Peruslähtökohtana oli, ettei materiaalikelkkaan tarvitsisi tehdä rakenteellisesti merkittäviä muutoksia (poisluettuna tietenkin uusi tehonsiirtojärjestelmä), mikä toisi säästöjä suunnittelukustannuksissa. Tämän vuoksi uuden tehonsiirtojärjestelmän akselivälin olisi oltava sama kuin käytössä olevalla järjestelmällä.

Muita rakenteellisia rajoituksia oli tehonsiirtojärjestelmän leveys ja tila käytettävässä päässä. Toiveena oli saada uudesta tehonsiirtojärjestelmästä mahdollisimman kapea, jolloin se voitaisiin suojata paremmin, mikä puolestaan vähentäisi riskiä järjestelmän tukkiutumiseen. Nykyisen hihnavälityksen kokonaisleveysmitta on 25 millimetriä, mikä siis tuli saada mahdollisimman kapeaksi, käytännössä 10–20 millimetriksi. Käytettävässä päässä tehonsiirtojärjestelmän komponentin halkaisijalle ja suojakotelolle oli tilaa käytettävissä hammaspyörähihnan laipan verran, eli maksimissaan 120 mm, mikä tuli ottaa huomioon järjestelmää suunniteltaessa.

Lisäksi tehonsiirtojärjestelmän osien massahitaus tulisi saada mahdollisimman pieneksi. Voitelun kannalta toiveena oli suljettu kotelo.

Laskettaessa materiaalikelkan tehonsiirtojärjestelmän komponenttien kestoikää moottorin nimellismomenttina on 3 Nm ja maksimimomenttina puolestaan 6 Nm. Uuden tehonsiirtojärjestelmän välityssuhteen ei tarvitse olla sama kuin nykyisessä, mutta ei myöskään poiketa siitä kovin merkittävästi.

Tekniset vaatimukset ovat siis seuraavat:

- akselivälin on säilyttävä samana
- mahdollisimman ohut tehonsiirtojärjestelmä (10–20 mm)
- käytettävässä päässä on tilaa maksimissaan 120 mm
- välityssuhde saa muuttua jonkin verran, noin $\pm 5\%$
- osien kestoian laskuissa maksimimomenttina on 6 Nm
- osien massahitaus mahdollisimman pieneksi
- suljettu kotelointi.

3.3 Tutkimuksen kulku

Materiaalikelkan tehonsiirron toteutukseen oli valittavissa käytännössä kolme eri vaihtoehtoa: hammaspyörät, rullaketju ja hammasketju.

Ensimmäisessä vaiheessa tutkittiin materiaalikelkan tehonsiirron toteutusta hammaspyörillä. Alustaviin laskentoihin käytettiin Zahnrad-ohjelmaa, joka on kehitetty juuri tätä tarkoitusta varten. Ensimmäisessä hahmotelmassa tehonsiirtoon käytettiin viittä hammaspyörää, joista kolme keskimmäistä oli parasiittipyöriä. Kolmen välipyörän tarkoituksena oli säilyttää käytettävän hammaspyörän pyörimissuunta ennallaan.

Saatuja tuloksia käsiteltiin ensimmäisessä kehityspalaverissa, jossa päätettiin vähentää parasiittipyörien lukumäärää kolmesta kahteen, sillä tämä yksinkertaisti tehonsiirtojärjestelmää, ja koska käytettävän hammaspyörän pyörimissuunnalla ei ollut väliä.

Leveyttä vinohampaisilla hammaspyörillä oli 18 mm ja käytettävän hammaspyörän halkaisija oli 122 mm, joten suurinta hammaspyörää jouduttaisiin pienentämään jatkossa. Moduuliksi oli valittu 1,5 mm, mutta yrityksen puolesta esitettiin toive muuttaa moduulin arvoksi 2 mm. Tehonsiirtojärjestelmän kokonaisvälityssuhteena oli tässä vaiheessa 2,92, joka oli hyvin lähellä alkuperäistä arvoa 2,88.

Jatkoa varten tuli selvittää rullaketjujen soveltuvuutta tehonsiirtoon, sekä tehdä hammaspyörävaihtoehdon jatkokehitystä.

3.3.1 Tehonsiirto rullaketjulla

Rullaketjujen laskentoihin käytettiin MITCalc-ohjelmaa, josta on saatavilla Microsoft Excel -taulukkolaskentaohjelmassa rajatun aikaa toimiva demoversio. MITCalc-ohjelmassa lähtötietoina annetaan teho kilowatteina, sekä ensiöpyörän ja toisiöpyörän pyörimisnopeus siten, että saadaan haluttu välityssuhde. Lisäksi on valittava haluttu ketjutyyppi, annettava akseliväli ja ensiöpyörän hammasluku. Näiden lähtötietojen perusteella ohjelma osaa laskea muun muassa ketjuun kohdistuvat voimat ja ketjupyörien päänhalkaisijat. (MITCalc 2016.)

Rullaketjuja tutkittaessa rajoittavaksi tekijäksi osoittautui toisiopyörän pähkäläisija. Ensipyörän hammasluvaksi oli asetettava niinkin pieni arvo kuin $z = 13$, jottei toisiopyörän pähkäläisija kasvaisi yli sallitun 120 mm:n maksimiarvon.

Laskennassa tehoksi annettiin 1 kW ja pyörimisnopeudeksi 4000 rpm (kuva 14). Ketjutyyppiä valittiin 06B-1, käytävän rattaan hampaiden lukumääräksi asetettiin 13 ja akseliväliksi 222,10 mm.

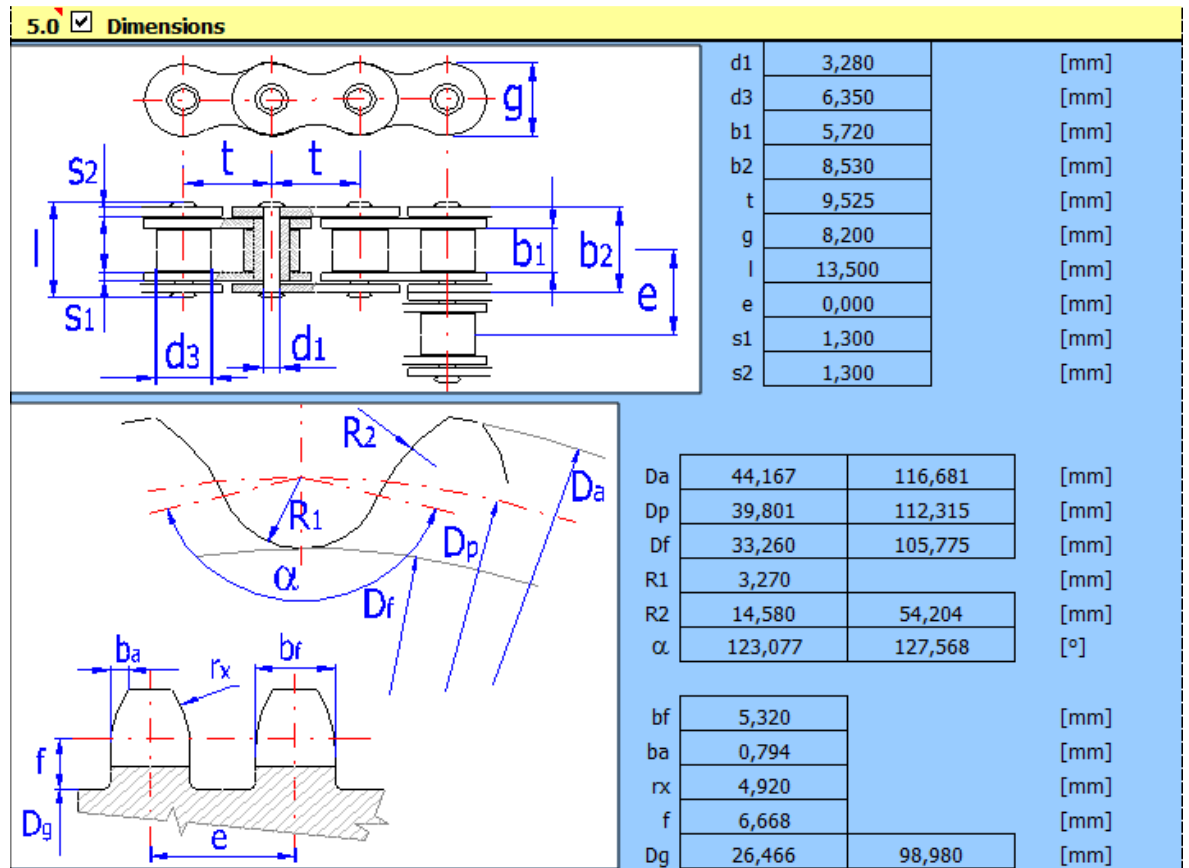
1.0 <input checked="" type="checkbox"/> The manner of loading, working parameters				
1.1	Calculation units	SI Units (N, mm, kW...)		
1.2	Transferred power	P	1,00	0,98 [kW]
1.3	Speed of the sprocket wheel (desired)	n	4000	1388,888889 [/min]
1.4	Speed of the sprocket wheel (actual)	n	4000	1405,41 [/min]
1.5	The desired / actual transmission ratio	i	2,880	2,846
1.6	Torque	Mk	2,39	6,66 [Nm]
1.7	The type of driving machine (loading)	B...Moderate shocks		
1.8	The type of driven machine (loading)	B...Light duty		
1.9	Type of lubrication	A...Requested failure free		
1.10	Number of links of the chain	Even only		
1.11	Number of teeth of the sprocket wheel	Odd only	Odd only	Odd only

Kuva 14. Lähtöarvojen anto MITCalc-ohjelmassa.

Laskennan tuloksena rullaketjun liitoskohdan pintajännitys antoi virheilmoituksen (kohta 3.15 kuvassa 15).

3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Design and calculation				
3.1	Chain selection - Standard chain No. (Pitch)	06B - 1 (9,525)		
3.2	Chain pitch / chains strands number	t	9,525	1
3.3	Sprocket - number of teeth / recommended	z	13	37 21 (min=10)
3.4	Pitch diameter	Dp	39,801	112,315 [mm]
3.5	Desired axis distance / recommended	C	222,10	381 [mm]
3.6	Actual axis distance / min.-max.	C	220,84	106 - 1524 [mm]
3.7	Number of chain links	X	72	72 <input checked="" type="checkbox"/>
3.8	Length of the chain	L	685,8 [mm]	
3.9	Speed of the chain / max	v	8,34	< 15,67 [m/s]
3.10	Design power / table power	Pp	1,54	< 0,91 [kW]
3.11	Tensile force / Centrifugal force	Fu/Fc	120,0	27,8 [N]
3.12	Breaking force (table) / Force on the chain	FB/Fr	9000	147,8 [N]
3.13	Static coefficient of safety against breakage	SB	60,91	> 25,16
3.14	Dynamic coefficient of safety against breakage	SD	46,85	> 17,43
3.15	The calculated / permitted pressure in the chain joint	p	5,28	< 0 [MPa]
3.16	Level of safety of the chain joint	SP	0,00	> 1.00
3.17	Total weight of the transmission / chain	m	0,80	0,27 [kg]

Kuva 15. Laskennan tulos.



Kuva 16. Ketjun ja ketjupyörrien mitat.

Kuvassa 16 on laskennassa saadut mitat ketjulle ja ketjupyörille. Suuremman ketjupyörän päähalkaisija on annetuilla lähtöarvoilla $D_\alpha = 116,681$ mm, mikä ei jättäisi kovin paljon tilaa tehonsiirtojärjestelmän ympärille tulevalle kotelolle.

Edellä suoritettu laskenta tehtiin uudestaan eri ketjutyypeillä, mutta jokaisessa tuli esiin sama ongelma. Ensiöpyörän hammasluku oli asetettava hyvin pieneksi, jottei toisiopyörän koko kasvaisi liian suureksi. Ensiöpyörän pieni hammasluku tarkoitti kuitenkin sitä, että ketju ei enää kestäisi siihen kohdistuvia voimia.

Ketjutyypin 06B-1 tapauksessa laskenta meni läpi ilman virheilmoitusta, kun ensiöpyörän hammasluvuksi asetettiin $z = 18$, mutta tällöin toisiopyörän päähalkaisija kasvoi jo 159 millimetriin. Laskennassa käytettiin maksimivääntömomentin sijaan 2,39 Nm:n vääntömomenttia, mutta jos laskenta ei menisi läpi pienemmällä vääntömomentilla, ei se menisi läpi suuremmallakaan.

Toisessa kehityspalaverissa rullaketjut päätettiin hylätä toteuttamiskelvottomana vaihtoehtona saatujen tulosten perusteella. Rullaketjut eivät yksinkertaisesti olisi

kestäneet rikkoontumatta niihin kohdistuneita voimia käytettäessä vähähampaisia ketjupyöriä.

Tässä vaiheessa materiaalikelkan tehonsiirron toteutus hammaspyörillä alkoi olla jo lähes varma vaihtoehto, mutta Pesmelin edustajat pyysivät vielä selvittämään hammasketjujen sopivuutta tehonsiirtoon. Hammasketjuja käsitellään tarkemmin seuraavassa luvussa.

3.3.2 Tehonsiirto hammasketjulla

Hammasketjujen osalta tutkittiin Renoldin valmistamien hammasketjujen soveltuvuutta materiaalikelkan tehonsiirtoon. Valmistajan tuoteluettelosta ei kuitenkaan löytynyt sopivan kapeaa hammasketjua. Tämän seurauksena oli tarpeellista ottaa yhteyttä Kraftmekiin, kyseisten hammasketjujen maahantuojaan ja kysyä, olisiko mahdollista valmistaa kapeampaa hammasketjua mittatilaustyönä.

Kraftmek Oy:llä on ollut aikaisempaa yhteistyötä Pesmelin kanssa, joten puhelinkeskustelun jälkeen he lupasivat auttaa ongelman selvittelyssä. Kraftmek Oy:n edustaja lähetti Saksaan hammasketjujen valmistajalle tarvittavat tekniset tiedot ja jonkin ajan kuluttua sieltä tulikin vastaus.

Renold pystyisi tekemään HPC-hammasketjumalliaan myös kapeampana, mutta kyseinen malli taipuu ainoastaan yhteen suuntaan, eikä siten sovellu käytettäväksi tehonsiirtojärjestelmässä, jossa on kiristyspyörä. Tällöin ainoaksi vaihtoehdoksi jäi kahteen suuntaan taipuva Biflex-malli (Renold 2016). Tätä mallia ei kuitenkaan saanut kapeampana.

Tarkemmin sanottuna valmistaja tarjosi hammasketjuksi Biflex BIZ 015 A -mallia, jonka leveys on 19,9 mm. Hammaspyöräksi valmistaja oli valinnut 25- ja 51-hampaiset pyörät, joten välityssuhteeksi saadaan 2,04. Käyttävän hammaspyörän päähalpaisija on 70,6 mm ja käytettävän 149,9 mm. Valmistaja ilmoitti hammasketjun tarvitsevan lisäksi koteloinnin ja painevoitelun.

Oli siis selvää, että hammasketju olisi liian leveä, jonka lisäksi käytettävä hammaspyörä olisi liian suuri ja välityssuhdekin poikkesi liikaa alkuperäisestä. Myös painevoitelu oli ei-toivottava ominaisuus. Kaiken tämän seurauksena hammasketjuvaihtoehdosta päätettiin luopua kolmannessa kehityspalaverissa.

3.3.3 Tutkimuksen loppuosa

Sekä rulla- että hammasketjujen osoittauduttua käyttökelvottomaksi vaihtoehdoksi kaikki huomio kohdistettiin hammaspyörävaihtoehtoon. Kolmannessa kehityspalaverissa sovittiin hammaspyörille tehtävästä tarkistuslaskennasta. Lisäksi jatkoa varten tuli suunnitella sekä laakerointia että kotelointia.

Tarkistuslaskennat tehtiin neljättä kehityspalaveria varten sekä Zahnrädilla että Autodesk Inventor -ohjelmalla ja saadut tulokset osoittautuivat yhteneviksi. Kehityspalaverissa päätettiin lisäksi luopua hammaspyörien profiilinsiirrosta, jolloin hammaspyörien kulumista saataisiin vähennettyä.

Alustavan laakerien mitoituksen perusteella valitut laakerit olivat liian leveitä, joten ne jouduttaisiin valitsemaan uudestaan. Laakerien tarkka kiinnitys oli vielä tässä vaiheessa ratkaisematta, mutta ne olisi kuitenkin sijoitettava hammaspyörien sisälle, ettei laakereihin kohdistuisi momenttia.

Neljännessä kehityspalaverissa käytiin läpi myös kotelon rakennetta ja tultiin siihen johtopäätökseen, että kotelon olisi oltava suljettu, jolloin hammaspyörien ja laakerien voiteluaine pysyisi kotelon sisällä. Lisäksi todettiin, että hammaspyörien ja kotelon väliin riittäisi 2 mm:n rako. Kotelon rakenteen osalta eri vaihtoehtoja käytiin yhdessä läpi Pesmelin Seinäjoen toimistolla.

Viidennessä ja samalla viimeisessä kehityspalaverissa käytiin läpi hammaspyörien ja kotelon 3D-mallia. Työn palautusta varten oli vielä tehtävä laakerien kestoian laskennat, valittava hammaspyörien materiaali ja tehtävä mallinetaista osista piirustukset Pesmelin toimittamalle pohjalle.

Kun kaikki tehtävät oli saatu tehtyä, valmiit 3D-mallit, tarvittavat laskennat ja piirustus pohja palautettiin Pesmelille, joka käyttäisi niitä omassa tuotekehityksessään.

4 TEHONSIIRTOJÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU

4.1 Käytetyt ohjelmistot

Hammaspyörien suunnitteluun käytettiin aluksi Zahnrad-ohjelmaa. Työn edetessä suunnittelussa hyödynnettiin myös Autodesk Inventor -ohjelmaa, jota käytettiin hammaspyörien mallintamiseen ja teknisten piirustusten tekemiseen.

4.1.1 Zahnrad

Zahnrad on sveitsiläisen GROB AG:n kehittämä ohjelma hammaspyörien suunnitteluun. Yrityksen tuotteisiin lukeutuu hammaspyörät, kierukat ja kierukkapyörät, hammaskiskot, hihnapyörät, kartiopyörät ja ketjupyörät. Zahnrad on ladattavissa yrityksen kotisivuilta, kun lataussivulla antaa oman nimensä ja sähköpostiosoitteensa. Ohjelmasta on tällä hetkellä saatavissa ainoastaan saksankielinen versio. (Grob [Viitattu 24.02.2017].)

The screenshot shows the 'Eingabe' (Input) dialog box of the Zahnrad software. It has a title bar with a close button (X) and a tabbed interface with the following tabs: Grunddaten (selected), Leistung, Festigkeit, Verzahnungsdaten, Prüfmasse, and Ergebnisse. The 'Grunddaten' tab is active and contains two main sections: 'Geometrie' and 'Profilverschiebung'.

Geometrie section:

- Normalmodul m_n [mm]: A dropdown menu is set to '2'. Below it, there is a radio button for 'manuell' and an empty input field.
- Eingriffswinkel α [°]: Input field with value 20,00.
- Schrägungswinkel β [°]: Input field with value 0,00.
- Ritzel z_1 [-]: Input field with value 19.
- Rad z_2 [-]: Input field with value 31.
- Zahnbreite b [mm]: Input field with value 12,00.

Profilverschiebung section:

- Berechnungsmethode: A group box containing three radio buttons:
 - Achsabstand vorgeben
 - x_1, x_2 vorgeben
 - x_1+x_2 vorgeben
- Null-Achsabstand [mm]: Input field with value 50,0000.
- Achsabstand [mm]: Input field with value 50,0000.
- x_1 [-]: Input field with value 0,000000.
- x_2 [-]: Input field with value 0,000000.
- $x_1 + x_2$ [-]: Input field with value 0,000000.
- keine Profilverschiebung

At the bottom of the dialog, there are three buttons: 'OK', 'Abbrechen', and 'Lokal Berechnen'.

Kuva 17. Lähtöarvot Zahnrad-ohjelmassa.

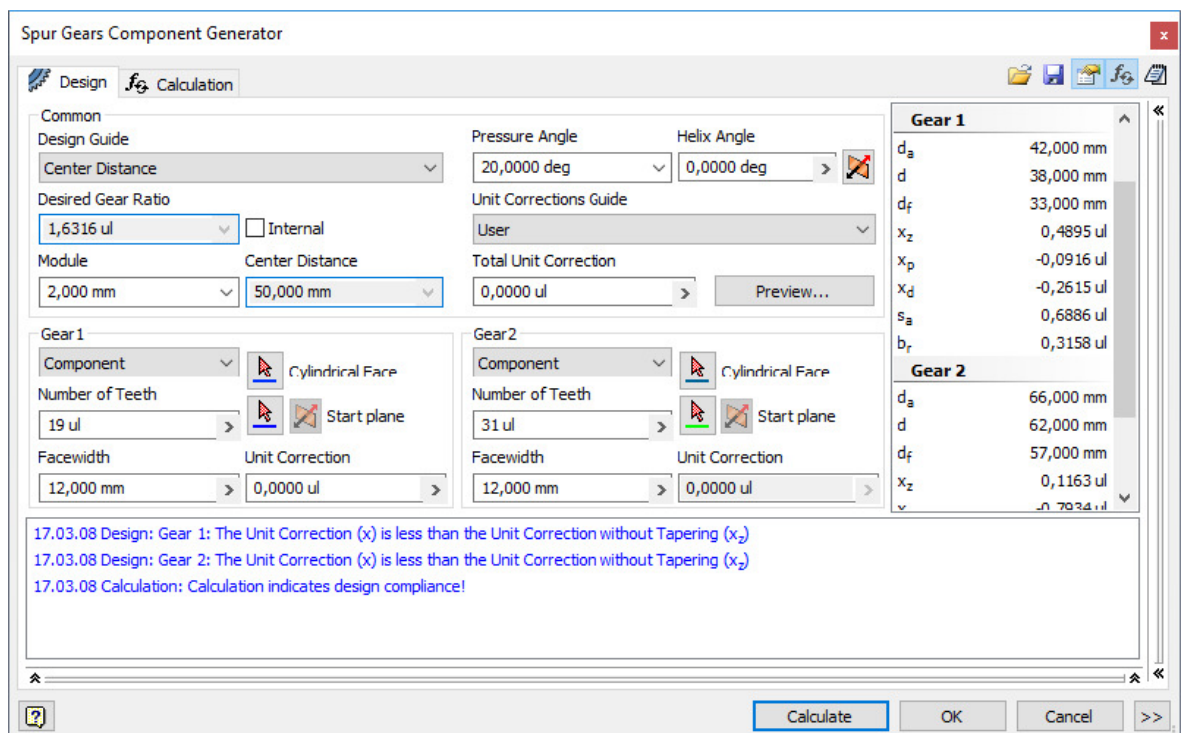
Hammaspyörien suunnitteluun käytettävien lähtöarvojen syöttäminen tehdään *Eingabe*-ikkunan eri välilehdillä (kuva 17). *Grunddaten*-välilehdellä annetaan tarvittavat lähtöarvot, kuten käytettävä moduuli, ryntökulma, hampaiden vinouskulma, hammaspyörien hampaiden lukumäärä ja hammaspyörien leveys. Lähtöarvoina voi lisäksi antaa joko akselivälin tai profiilinsiirtokertoimet.

Leistung-välilehdellä puolestaan ohjelmalle annetaan moottorin kierrosnopeus ja vääntömomentti. *Ergebnisse*-välilehdellä voi halutessaan valita hammaspyörien materiaaliksi eri metalliseoksia.

Ohjelmassa laskennan tulokset saa näkyviin valitsemalla valikosta *Ausgabe* ja edelleen *Resultate Berechnung*.

4.1.2 Autodesk Inventor

Autodesk Inventor on tietokoneavusteiseen mallinnukseen käytetty 3D-piirto-ohjelma (Autodesk 2017). Ohjelmaa voidaan käyttää myös hammaspyöriin liittyvissä laskemisissa ja piirustusten tekoon mallinnetuista kappaleista.



Kuva 18. Hammaspyörien suunnittelu Inventor-ohjelmalla.

Inventor-ohjelmassa lähtöarvoina annetaan välityssuhde, moduuli, ryntökulma ja vinouskulma. Lisäksi annetaan hammaspyörien hampaiden lukumäärä, leveys ja profiilinsiirtokertoimet (kuva 18). Zahnrad-ohjelmasta poiketen kummallekin hammaspyörälle voidaan antaa hammaspyörän leveys erikseen. Tämä osoittautui hyödylliseksi ominaisuudeksi suunniteltaessa parasiittipyöriä, jotka olivat lopulta eri paksuiset.

Toinen etu Zahnrad-ohjelmaan nähden oli mahdollisuus tehdä suunnitelluista hammaspyöristä 3D-mallit laskentojen perusteella. Laskentojen tulokset sai myös halutessaan tulostettua PDF-tiedostoksi.

4.2 Hammaspyörien suunnittelu

Kehityspalaverien aikana käytyjen keskustelujen aikana sovittiin, että uudessa tehonsiirtojärjestelmässä tultaisiin käyttämään 2 mm:n moduulia. Lisäksi päädyttiin suoraampaisiin hammaspyöriin, sillä niiden valmistaminen olisi helpompaa kuin vinohampaisten. Tämä tarkoitti käytännössä, että hammaspyörien vinouskulma olisi nolla, eli $\beta = 0^\circ$. Ryntökulmalle puolestaan käytettiin tyypillistä arvoa $\alpha = 20^\circ$.

Kuten aikaisemmin jo todettiin, hammaspyörät valmistettaisiin ilman profiilinsiirtokerrointa, jolloin hammaspyörien kulumista saataisiin vähennettyä.

Hammaspyörät suunnitellaan aina pareittain niiden suunnitteluun tarkoitetuissa ohjelmissa. Tässä työssä oli suunniteltavana kolme hammaspyöräparia: (1) käytävä hammaspyörä ja ensimmäinen parasiittipyörä, (2) molemmat parasiittipyörät ja (3) toinen parasiittipyörä ja käytävä hammaspyörä. Koska jokainen edellä mainituista hammaspyöristä on tehonsiirtojärjestelmässä kytköksissä toisiinsa, jokaisella hammaspyörällä on käytännössä sama moduuli, ryntökulma ja vinouskulma.

Uutta tehonsiirtojärjestelmää suunniteltaessa tuli muistaa myös järjestelmän kokonaisvälityssuhde, joka ei saisi muuttua liikaa alkuperäisestä. Tehonsiirtojärjestelmä kannattaa siis suunnitella yhtenä kokonaisuutena, jossa otetaan huomioon kaikki suunnittelun kannalta olennaiset tekijät. Ensimmäinen suunnitelma ei välttämättä ole aina se oikea, vaan parasta mahdollista ratkaisua joudutaan yleensä etsimään yrityksen ja erehdyksen kautta.

Hammaspyörien suunnittelu aloitettiin tarjolla olevan tilan kartoituksella. Esimerkiksi materiaalikelkan runkorakenteet rajoittivat ensimmäisen parasiittipyörän kokoa, koska parasiittipyörän lisäksi myös koteloinnille tuli jättää tarpeeksi tilaa parasiittipyörän ja materiaalikelkan rakenteiden väliin.

Tilankartoituksen perusteella ensimmäisen parasiittipyörän päähalkaisija saisi olla korkeintaan 68 mm. Erilaisten kokeilujen jälkeen päädyttiin valitsemaan käytävän hammaspyörän hampaiden lukumääräksi $z_1 = 19$, ja vastaavasti ensimmäiselle parasiittipyörälle $z_2 = 31$.

Akseliväliksi asetettiin 50,0 mm ja molempien hammaspyörien leveydeksi 12 mm. Servomoottorin kierrosnopeudeksi asetettiin puolestaan 4 000 rpm ja vääntömomentiksi 6 Nm.

Kun edellä mainitut lähtöarvot syötettiin Zahnrad-ohjelmaan, saatiin ensimmäisen parasiittipyörän päähalkaisijaksi 66 mm. Hammaspyörien muut mitat ja arvot ovat taulukossa 4. Käytävän hammaspyörän lukemat ovat kolmannessa sarakkeessa ja ensimmäisen parasiittipyörän puolestaan neljännessä sarakkeessa.

Taulukko 4. Käytävä hammaspyörä ja ensimmäinen parasiittipyörä.

Hampaiden lukumäärä	z	19	31
Päähalkaisija	d_a [mm]	42	66
Vierintähalkaisija	d [mm]	38	62
Tyvihalkaisija	d_f [mm]	33	57
Leveys	b [mm]	12	12
Teho	P [kW]	2,51	2,51
Kierrosnopeus	n [1/min]	4 000	2 451,61
Vääntömomentti	T [Nm]	6,00	9,79
Akseliväli	a [mm]	50	

Kun ensimmäinen hammaspyöräpari oli suunniteltu, voitiin siirtyä tarkastelemaan parasiittipyörien muodostamaa paria. Ensimmäisen parasiittipyörän lähtöarvoina käytettiin taulukon 4 neljännen sarakkeen arvoja.

Muutamien eri vaihtoehtojen jälkeen toisen parasiittipyörän hampaiden lukumääräksi valittiin $z_3 = 48$. Taulukossa 5 on parasiittipyöräparin laskennasta saadut tulokset.

Taulukko 5. Parasiittipyöräpari.

Hampaiden lukumäärä	z	31	48
Päähalkaisija	d_a [mm]	66	100
Vierintähalkaisija	d [mm]	62	96
Tyvihalkaisija	d_f [mm]	57	91
Leveys	b [mm]	12	10
Teho	P [kW]	2,51	2,51
Kierrosnopeus	n [1/min]	2 451,61	1 583,33
Vääntömomentti	T [Nm]	9,79	15,16
Akseliväli	a [mm]	79	

Tässä kohtaa on syytä huomioida, ettei saatu akseliväli $a = 79$ mm ole standardi akseliväli. Epästandardilla akselivälillä pyrittiin minimoimaan välityssuhteen liian suuri muutos. Jos välipyöräparille olisi käytetty lähintä standardoitua akseliväliä eli 80 mm, suuremman välipyörän hammasluvuksi olisi täytynyt asettaa $z_3 = 49$, mikä taas olisi pakottanut käytettävän hammaspyörän hammasluvuksi $z_4 = 51$, kun akseliväli on 100 mm. Kokonaisvälityssuhteeksi olisi siten saatu $i_{kok} = z_4/z_1 = 51/19 = 2,684$, joka poikkeaa alkuperäisestä välityssuhteesta $i = 2,88$ noin 6,8 %. Tämä on enemmän kuin sallittu poikkeama 5 %, joten uudessa tehonsiirtojärjestelmässä päätettiin käyttämään epästandardia akseliväliä.

Parasiittipyöräparin suunnittelun jälkeen jäljellä oli enää toisen parasiittipyörän ja käytettävän hammaspyörän muodostama pari. Sen suunnittelussa saadut arvot on koottu taulukkoon 6.

Taulukko 6. Toinen parasiittipyörä ja käytettävä hammaspyörä.

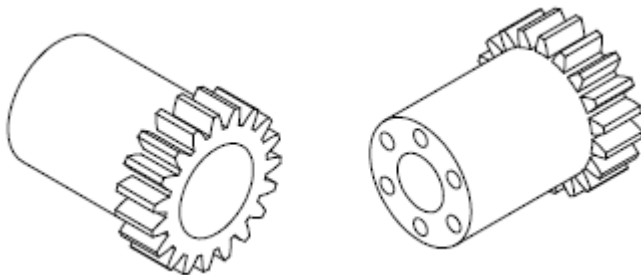
Hampaiden lukumäärä	z	48	52
Päähalkaisija	d_a [mm]	100	108
Vierintähalkaisija	d [mm]	96	104
Tyvihalkaisija	d_f [mm]	91	99
Leveys	b [mm]	10	10
Teho	P [kW]	2,51	2,51
Kierrosnopeus	n [1/min]	1 583,33	1 461,54
Vääntömomentti	T [Nm]	15,16	16,42
Akseliväli	a [mm]	100	

Kokonaisvälitysuhde on siten $i_{kok} = 52/19 = 2,737$ ja poikkeama alkuperäisestä noin 4,97 %. Suunnittelun jälkeen vuorossa oli hammaspyörien mallinnus.

4.3 Hammaspyörien mallinnus

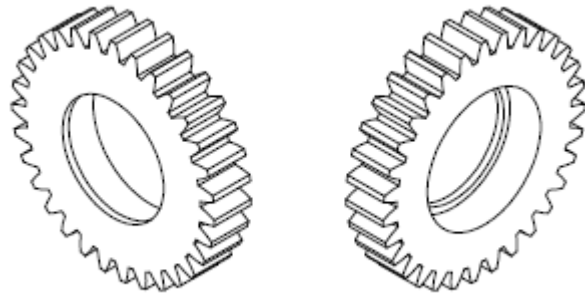
Hammaspyörien mallintamiseen käytettiin Autodesk Inventor Professional -ohjelmaa, josta löytyi valmis työkalu tätä tarkoitusta varten. Kun tarvittavat lähtötiedot oli syötetty ohjelmaan, se pystyi luomaan hammaspyöräparista 3D-mallit, joita käytettiin lopullisten 3D-mallien pohjana.

Ensimmäisenä oli vuorossa käytävä hammaspyörä, jonka mallinnuksen otettiin mallia vanhan tehonsiirtojärjestelmän pienemmästä hihnapyörästä. Kuvassa 19 on käytävän hammaspyörän valmis 3D-malli.

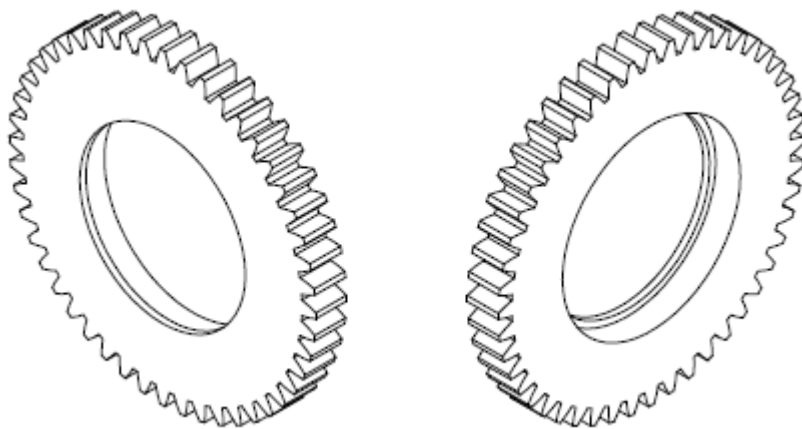


Kuva 19. Käyttävä hammaspyörä, $z_1 = 19$.

Tehonsiirtojärjestelmän parasiittipyöriin ei tarvinnut tehdä merkittäviä muutoksia. Koska laakeri tuli puristussovitteella hammaspyörien keskelle, hammaspyöriin riitti ainoastaan tilan mallinnus laakeria varten. Kuvassa 20 on ensimmäinen parasiittipyörä ja kuvassa 21 puolestaan toinen parasiittipyörä. Hammaspyörien keskellä oleva kapea rakenne pitää laakerin ulkorenkaan paikoillaan. Laakerin sisärenkaan kiinnitys toteutettiin pienellä holkilla ja akselin läpi menevällä pultilla.

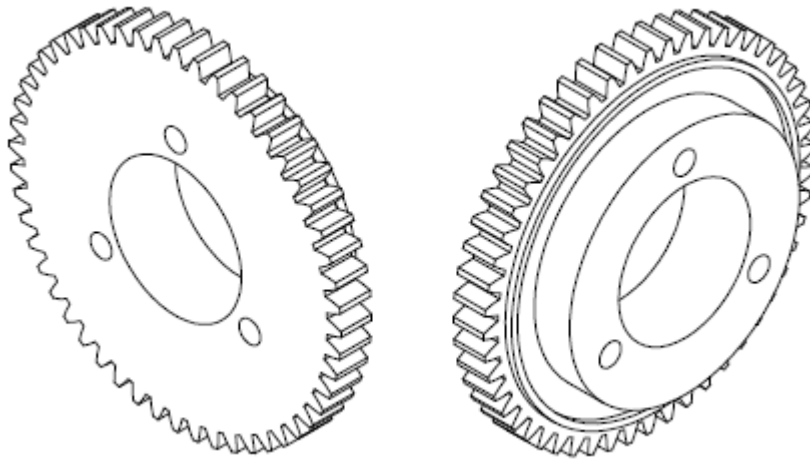


Kuva 20. Ensimmäinen parasiittipyörä, $z_2 = 31$.

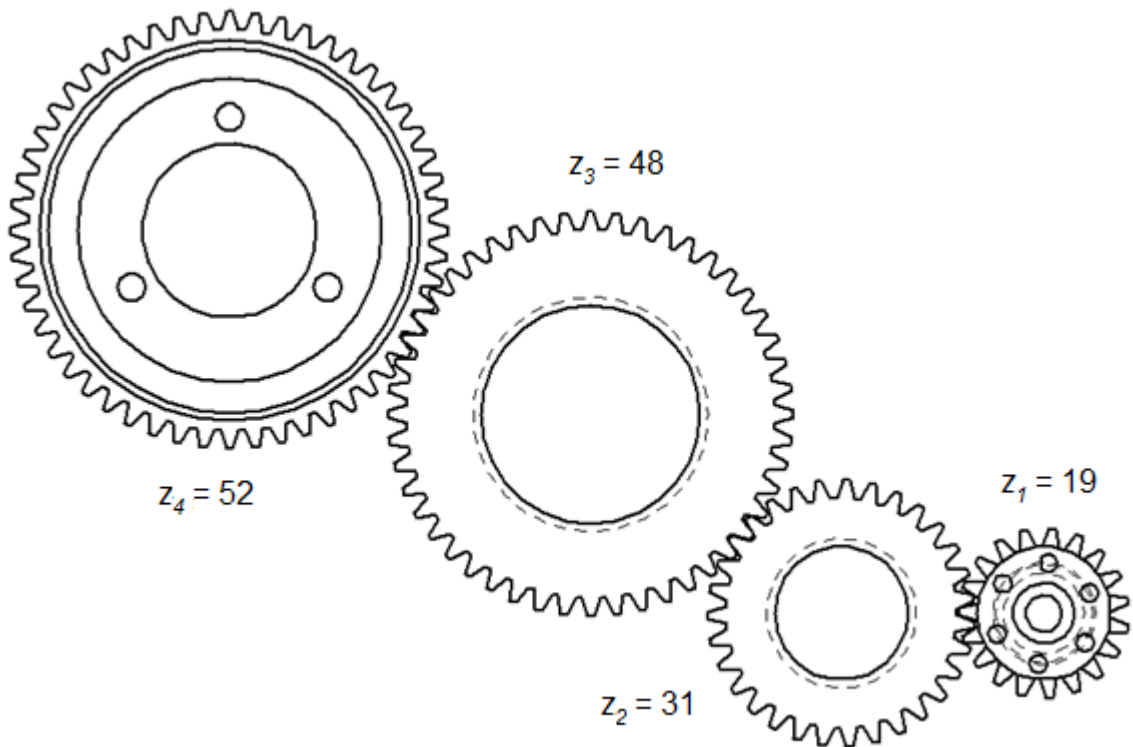


Kuva 21. Toinen parasiittipyörä, $z_3 = 48$.

Viimeisenä mallinnettiin käytettävä hammaspyörä (kuva 22), johon tehtiin tarvittavat muutokset pyörän kiinnitystä varten. Pienemmän ulokkeen tarkoituksena on olla kotelon kanssa osa labyrinttirakennetta, joka estää voiteluainetta valumasta pois kotelon sisältä. Labyrinttirakenteesta kerrotaan enemmän luvussa 4.8.



Kuva 22. Käytettävä hammaspyörä, $z_4 = 52$.



Kuva 23. Tehonsiirtojärjestelmä hammaspyörillä.

Kuvassa 23 on uusi tehonsiirtojärjestelmä toteutettuna edellä mallinnetuilla hammaspyörillä.

4.4 Hammaspyörien materiaali

Hammaspyörien materiaaliksi valittiin työn ohjaajan avustuksella kromi-, nikkeli- ja molybdeeniseosteinen hiiletysteräs 18CrNiMo7-6, jonka kemiallinen koostumus on esitetty kuvassa 24.

KEMIALLINEN KOOSTUMUS	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo
PAINO-%	0,17	0,30	0,50	1,70	1,50	0,30

Kuva 24. Hiiletysteräksen 18CrNiMo7-6 kemiallinen koostumus. (Sten 2016).

Hiiletysteräksien kova ja kulutusta kestävä pintakerros on seurausta kaasumaisessa väliaineessa tehdystä hiiletuksesta ja karkaisusta. Pintakerroksen puristusjännitystila parantaa hiiletysteräksen väsymislujuutta. Ominaisuuksiensa ansiosta hiiletysteräkset soveltuvat muun muassa hammaspyörien valmistusmateriaaliksi. (Sten 2016.)

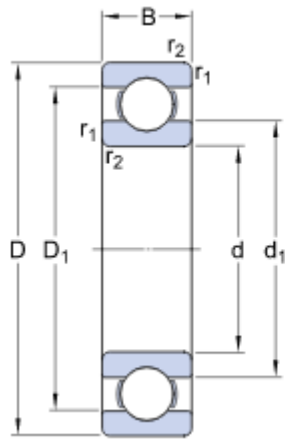
4.5 Voitelu

Hammaspyörien voiteluun valittiin SKF:n valmistama voitelurasva LMCG 1, jonka viskositeetti 40 °C:n lämpötilassa on 670 mm²/s ja 100 °C:n lämpötilassa puolestaan 34 mm²/s (SKF LMCG [Viitattu 24.03.2017]).

4.6 Laakerointi

Laakerien valinnassa hyödynnettiin SKF:n verkkosivuilla olevaa sovellusta (SKF Laakerilaskin [Viitattu 24.03.2017]). Sovelluksessa voi valita laakerin joko kirjoittamalla laakerin mallinumeron suoraan tai antamalla laakerin sisä- ja ulkohalkaisijoille ala- ja ylärajat, jolloin sovellus listaa käyttäjän valittaviksi kaikki ehdot täyttävät laakerit.

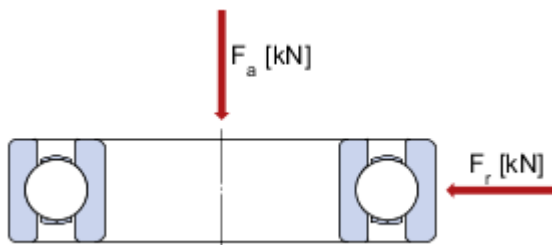
Käyttävän hammaspyörän tapauksessa laakerin ulkohalkaisija sai olla korkeintaan 24 mm ja sisähalkaisija vähintään 12 mm. Näiden mittojen perusteella laakeriksi valittiin SKF:n yksirivinen urakuulalaakeri 61901 (kuva 25).



d	12	mm
D	24	mm
B	6	mm
d ₁	≈ 16	mm
D ₁	≈ 20.3	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm


Kuva 25. SKF, kuulalaakeri 61901.
(SKF 61901 [Viitattu 03.03.2017]).

Laakerien kestoiän laskuja varten tarvittiin tieto laakeriin kohdistuvan radiaalivoiman F_r ja aksiaalivoiman F_a suuruudesta (kuva 26). Radiaalivoima $F_r = 115$ N saatiin selville hammaspyörien suunnittelun laskennasta. Suorahampaisen hammastuksen ansiosta yhteenkään tehonsiirtojärjestelmän hammaspyörään ei kohdistu akselin suuntaisia voimia, eli $F_a = 0$ N. Laskennassa tarvittiin lisäksi voiteluaineen viskositeetti 40 °C:n lämpötilassa, joka tässä tapauksessa oli 670 mm²/s.



Kuva 26. Laakeriin vaikuttavat voimat.
(SKF Laakerilaskin [Viitattu 24.03.2017])

Laakerin radiaalisella välyksellä tarkoitetaan kohtisuorassa laakerin akselia vastaan olevaa välystä kuulan ja laakeripesän välillä. Välysluokat on jaettu C2, CN, C3, C4 ja C5 luokkiin riippuen käyttöolosuhteista. (Bearing Works 2017.) Tehonsiirtojärjestelmän käyttöolosuhteiden perusteella laakerin sisäiseksi välykseksi valittiin CN (*Normal internal radial clearance*). Laakerin suurimman käyttölämpötilan arvioitiin olevan 80 °C ja laakeriin oletettiin joutuvan tyypillinen määrä epäpuhtauksia (kuva 27).

Bearing life : 61901	
Input parameters 	
Select bearing internal radial clearance	Normal internal radial clearance
F_r Radial load	0.115 kN
F_a Axial load	0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	4000 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	80 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	Slight-typical contamination (open bearing/light dirt ingress)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	670 mm ² /s

Kuva 27. Laakerin kestoiän laskennan lähtöarvot.
(SKF Laakerilaskin [Viitattu 24.03.2017])

L_{10mh} SKF rating life	34100 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	1.09
κ Viscosity ratio	5.94
P Equivalent dynamic bearing load	0.115 kN
η_c Factor for contamination level	0.06
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	14.1 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	31200 hour
C/P Load ratio	19.6

Kuva 28. Laakerin kestoiän laskennan tulokset.
(SKF Laakerilaskin [Viitattu 24.03.2017])

Edellä mainittujen lähtötietojen perusteella laakerin SKF 61901 kestoiäksi saatiin $L_{10h} = 31\,200$ h (kuva 28). Johtuen käyttävän hammaspyörän rakenteesta käyttöakselille tulee kaksi tällaista laakeria.

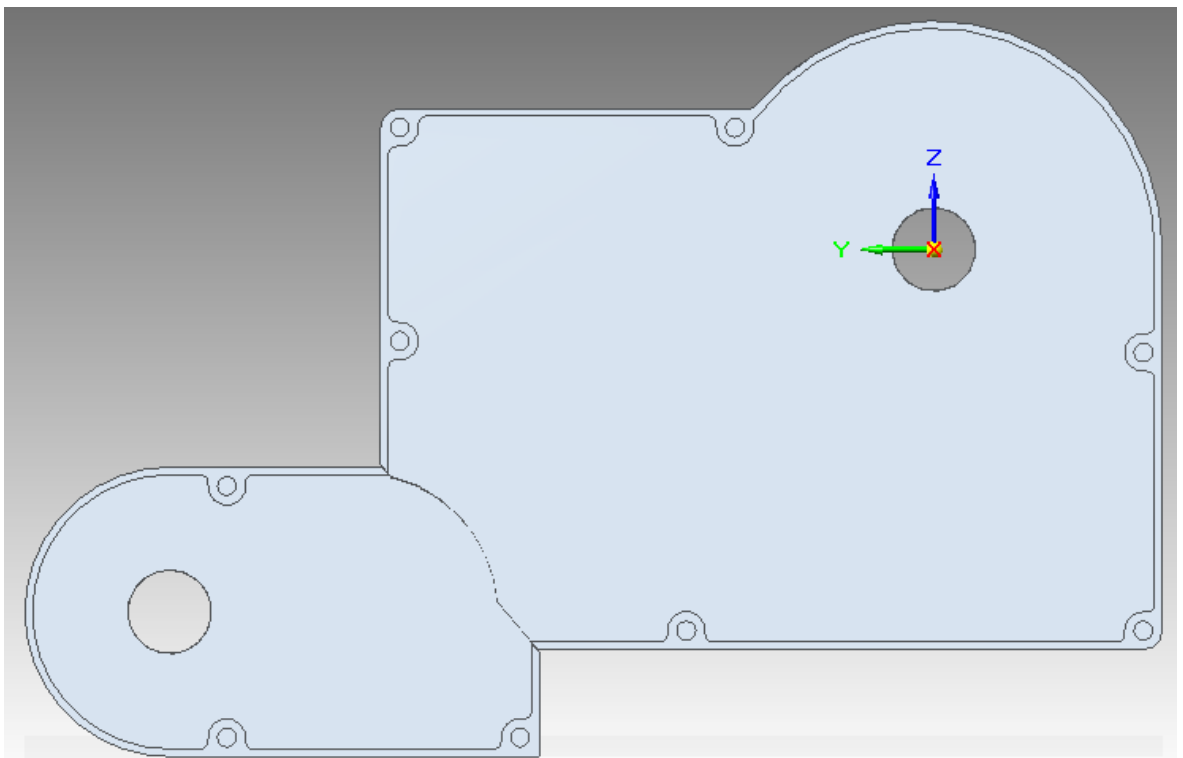
Muiden laakerien eliniät laskettiin samalla menetelmällä. Laskujen lähtötiedoissa muutettiin tarpeen mukaan radiaalivoima ja pyörimisnopeus. Ensimmäiselle välitysakselille valittiin laakeriksi SKF 61805 ja toiselle SKF 61809. Ensiksi mainitulle saatiin kestoiäksi $L_{10h} = 370\,500$ h ja jälkimmäiselle $L_{10h} > 1\,000\,000$ h.

Välitysakseleiden laakerit kiinnitetään hammaspyörien keskelle puristussovitteella.

Sovitteiksi valittiin H7 $\begin{pmatrix} +0,025 \\ 0 \end{pmatrix}$ ja r6 $\begin{pmatrix} +0,050 \\ +0,034 \end{pmatrix}$.

4.7 Kotelointi

Tehonsiirtojärjestelmään suojaavasta koteloinnista tehtiin alustava ehdotus (kuva 29). Tämä ei kuitenkaan ollut kotelon lopullinen versio, sillä yrityksen oman tuotekehityksen aikana koteloon tultaisiin todennäköisesti tekemään vielä muutoksia.



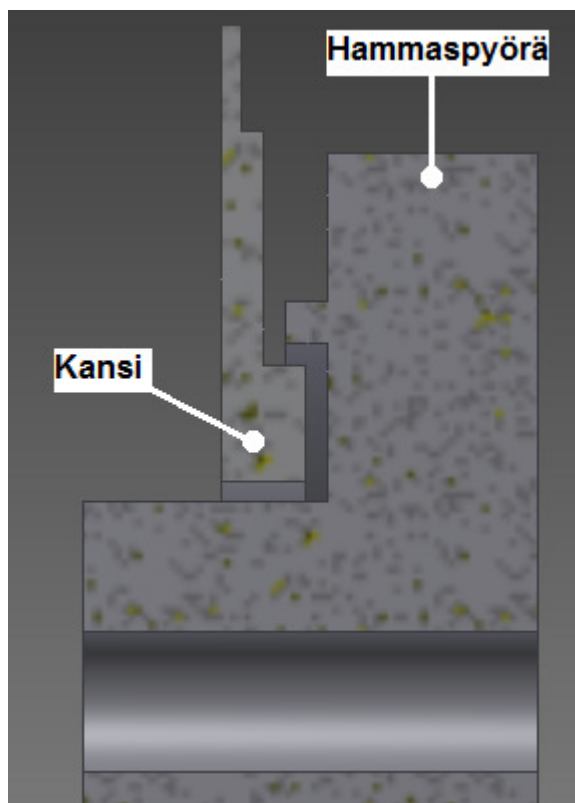
Kuva 29. Ehdotus koteloinnille.

Johtuen eri paksuisista hammaspyöristä ja materiaalikelkan rakenteesta, jouduttai-
siin kotelo valmistamaan kahdessa palassa. Koteloinnin paksuudeksi arveltiin riittä-
vän 2 mm. Käytettävän hammaspyörän (leveys 10 mm) ja kotelon väliin jää molem-
min puolin yhteensä 5 mm:n rakoa, joten tehonsiirtojärjestelmän kokonaislevey-
deksi saadaan 17 mm, joka on alle 20 mm:n tavoitteen.

4.8 Tiivisteet

Käyttöakselin tiivistykseen oli tarjolla kaksi SKF:n V-rengasta: SKF 35 VA V ja SKF
35 VA R.

Kelausakselin tiivistäminen osoittautui tilanpuutteen takia erittäin haasteelliseksi.
Aluksi tiivisteeksi oli tarjolla huopatiiviste, mutta lopulta päädyttiin niin sanottuun la-
byrinttirakenteeseen (kuva 30).



Kuva 30. Kelausakselin labyrinttirakenne.

Vaikka labyrinttirakenne ei ole täysin tiivis, niin sen arvioitiin estävän voiteluainetta
valumasta ulos kotelosta materiaalikelkan toiminnan aikana.

5 TULOKSET JA YHTEENVETO

Työn tavoitteena oli suunnitella ja mallintaa uusi kapeampi materiaalikelkan tehonsiirtojärjestelmä. Vaihtoehtoina olivat rullaketju, hammasketju ja hammaspyörät.

Rullaketjujen tapauksessa ongelmaksi muodostui toisiopyörän päähalkaisija, joka kasvoi nopeasti liian suureksi, kun ensiöpyörän hammaslukua kasvatettiin. Jotta toisiopyörän päähalkaisija olisi alle sallitun mitan, ensiöpyörälle oli käytettävä hyvin pientä hammaslukua. Tästä oli kuitenkin seurauksena se, että ketjuun kohdistui voimia, joita ketju ei kestäisi. Ongelmaa yritettiin ratkaista suorittamalla laskenta eri ketjutyypeillä, mutta jokaisessa törmättiin edellä mainittuun ongelmaan. Lopulta rullaketjut hylättiin toteutuskelvottomana vaihtoehtona.

Hammasketjuvaihtoehdon selvittelyssä oltiin yhteydessä hammasketjujen maahan-tuojaan, sillä tuoteluettelosta ei löytynyt tarpeeksi kapeaa ketjua. Toiveena oli saada kapeampi ketju mittatilaustyönä. Valmistaja ilmoitti vastauksessaan, että sen HPC-mallia saisi myös kapeampana, mutta tämä malli taipuu vain yhteen suuntaan, mikä oli ongelma kiristyspyörän takia. Ainoa vaihtoehto oli näin käyttää kahteen suuntaan taipuvaa Biflex-mallia, jota ei kuitenkaan saanut kapeampana. Ongelmana oli myös valmistajan tarjoamat liian suuret hammaspyörät, joiden seurauksena välityssuhde poikkesi liikaa alkuperäisesti. Kun valmistaja ilmoitti vielä lisäksi hammasketjun tarvitsevan painevoitelun, päätettiin hammasketjutoteutus hylätä.

Ketjuvälityksen osoittauduttua ongelmalliseksi ainoaksi vaihtoehdoksi jäi hammaspyörät. Hammaspyörien suunnitteluun liittyvät laskennat ja varsinainen 3D-mallin-nus tehtiin käyttämällä hyväksi tätä tarkoitusta varten kehitettyjä ohjelmia. Tulok-sena oli neljä hammaspyörää, joista kaksi oli välipyöriä.

Hammaspyörien materiaaliksi valittiin tarkoitukseen sopiva hiiletysteräs 18CrNiMo7-6. Laakereille tehtiin SKF:n verkkosivuilla olevan sovelluksen avulla kestoiän laskenta. Valittujen laakereiden kestoiäksi saatiin $L_{10h} = 31\,200$ h (SKF 61901), $L_{10h} = 370\,500$ h (SKF 61805) ja $L_{10h} > 1\,000\,000$ h (SKF 61809). Sovitteiksi valittiin puolestaan H7 ja r6. Hammaspyörien ja laakerien voiteluun valittiin SKF:n voitelurasva LMCG 1.

Koteloinnista suunniteltiin ja mallinnettiin alustava ehdotus ja koteloinnin tiivistämiseen käytävässä päässä tarjottiin kaksi v-rengasta, joista valittaisiin toinen. Tehonsiirtojärjestelmän käytettävä puoli sen sijaan jäi avoimeksi, mutta voiteluaineen ulospääsyä pyrittiin estämään koteloinnin labyrinttirakenteen avulla.

Luvussa 3.2 esitetyt uuden tehonsiirtojärjestelmän tekniset vaatimukset saatiin täytettyä. Akseliväli säilyi samana, eikä välityssuhdekaan muuttunut enempää kuin oli sallittua. Tehonsiirtojärjestelmästä saatiin tarpeeksi kapea ja käytettävässä päässä hammaspyörä ja kotelointi mahtuivat käyttöön olevaan tilaan. Kotelosta saatiin lähes suljettu, mikä suojaa tehonsiirtojärjestelmää paremmin kuin entinen suojausratkaisu. Ainoastaan hammaspyörien massahitauden pienentäminen jäi ajan puutteen vuoksi suorittamatta.

6 POHDINTAA

Työn käytännönosuus tehtiin ammattikorkeakoululla suoritetun harjoittelujakson ohessa, mikä vaati jonkin verran joustoa näiden kahden tehtävän välillä. Erilaisten syiden takia opinnäytetyön kirjoitus viivästy huomattavasti, mutta lopulta kirjoitus eteni vauhdikkaasti. Kehityspalaverien muistiot ja omat muistiinpanot auttoivat opinnäytetyön kirjoittamista, vaikka tehonsiirtojärjestelmän suunnittelusta ja mallinnuksesta olikin kulunut jo pitkän aikaa. On kuitenkin selvää, että työ olisi edennyt nopeammin, jos kirjoittaminen olisi aloitettu aikaisemmin.

Työn suorittamista helpotti aiemmin suoritettu Koneenosat-kurssi, jonka aikana käytiin läpi monia työn aiheeseen liittyviä asioita. Tästä huolimatta työn tekeminen ei ollut mikään läpihuutojuttu, vaan se vaati välillä hyvinkin paljon työtä. Tämä vain osoittaa sen, että suunnittelijan työ on erittäin vaativaa, etenkin jos eteen tulee odottamattomia ongelmia tai jos tekniset vaatimukset rajoittavat merkittävästi suunnittelun kohteena olevan järjestelmän toteutusta. Loppujen lopuksi työ saatiin kuitenkin onnistuneesti päätökseen ja kohdeyritys oli tyytyväinen lopputulokseen.

Lukuun ottamatta hammaspyörien massahitautuden minimointia, työn tavoitteet saavutettiin. Tosin epästandardin akselivälin (79 mm) käyttö välipyörien välillä jäi vaivaamaan mieltä. Tämä epäkohta on kuitenkin korjattavissa muuttamalla suuremman välipyörän ja käytettävän hammaspyörän hammaslukuja. Kun välipyörän hammasluvuksi asetetaan $z = 49$, saadaan välipyörien akseliväliksi 80 mm. Välipyörän hammasluvun muutos puolestaan vaatii käytettävän hammaspyörän muutosta, jotta näiden kahden pyörän välillä saataisiin standardi akseliväli (100 mm). Tämä onnistuu helpoimmin, kun käytettävän hammaspyörän hammasluvuksi asetetaan $z = 51$. Kaiken tämän seurauksena tehonsiirtojärjestelmän kokonaisvälityssuhde muuttuu lukemasta $i = 2,88$ lukemaan $i = 2,684$, eli 6,8 % alkuperäisestä.

Mikäli tehonsiirtojärjestelmälle sallittaisiin suurempi välityssuhteen muutos, epästandardista akselivälistä johtuva ongelma olisi helposti ratkaistavissa muuttamalla suuremman välipyörän ja käytettävän hammaspyörän hammaslukuja. Samalla käytettävästä hammaspyörästä saataisiin jonkin verran pienempi.

LÄHTEET

- Autodesk. 2017. Inventor. [Verkkosivu]. Autodesk Inc. [Viitattu 24.03.2017]. Saatavissa: <http://www.autodesk.com/products/inventor/overview>
- Bearing Works. 2017. Radial Internal Clearance [Verkkosivu]. Bearing Works Inc. [Viitattu 06.03.2017]. Saatavissa: <https://www.bearingworks.com/technical-data/internal-clearance.php>
- Björk, T., Hautala, P., Huhtala, K., Kivioja, S., Kleimola, M., Lavi, M., Martikka, H., Miettinen, J., Ranta, A., Rinkinen, J. & Salonen, P. 2014. Koneenosien suunnittelu. 6. painos. Helsinki: Sanoma Pro Oy.
- Brar, J. & Bansal, R. 2004. A Text Book of Theory of Machines. New Delhi: Laxmi Publications Ltd.
- Grob. Ei päiväystä. GROB AG - Where gearwheels are involved. [Verkkosivu]. GROB AG. [Viitattu 24.02.2017]. Saatavissa: <http://www.grobag.ch/en/dynasite.cfm?dsmid=509634>
- Hamrock, B., Schmid, S. & Jacobson, B. 2006. Fundamentals of Machine Elements. Second Edition. Singapore: McGraw-Hill Education (Asia).
- Klingelberg, J. 2016. Bevel Gear: Fundamentals and Applications. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- MITCalc. 2016. MITCalc: Mechanical, Industrial and Technical Calculations. [Verkkosivu]. Miroslav Petele. [Viitattu 21.02.2017]. Saatavissa: <http://www.mitcalc.com/>
- Pesmel. 2017. Pesmel in Brief. [Verkkosivu]. Pesmel Oy. [Viitattu 24.03.2017]. Saatavissa: http://www.pesmel.com/pesmel_in_brief
- Pesmel Coil Packing. 2014. Pesmel Coil Packing. [Verkkosivu]. Pesmel Oy. [Viitattu 24.03.2017]. Saatavissa: http://www.pesmel.com/sites/default/files/content_body_images/downloads/Coil_Packing_S.pdf
- Pesmel Service Brochure. 2008. Service Brochure. [Verkkosivu]. Pesmel Oy. [Viitattu: 24.03.2017]. Saatavissa: http://www.pesmel.com/sites/default/files/content_body_images/downloads/Service_Brochure_S.pdf
- Renold Antriebstechnik. 2016. Antriebstechnik Mit Zahnketten von Renold. [Verkkosivu]. Renold GmbH. [Viitattu 18.03.2017]. Saatavissa: http://www.renoldtoothchain.com/media/678254/RTC_R418016497_Antriebszahnketten_DE_0316.pdf

- Renold. 2016. Inverted Tooth Chain. [Verkkójulkaisu]. Renold GmbH. [Viitattu 04.02.2017]. Saatavissa: http://www.renoldtoothchain.com/media/676312/biflex_en.pdf
- SFS 3535. 1976. Hammaspyörät, käsitteet määritelmiseen. Helsinki: Suomen standardoimisliitto
- SFS-ISO 54. 2012. Lieriöhammaspyörät yleiseen ja raskaaseen käyttöön. Moduulit. Helsinki: Suomen standardoimisliitto
- SKF 61901. Ei päiväystä. 61901. [Verkkosivu]. SKF. [Viitattu 03.03.2017]. Saatavissa: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?designation=61901>
- SKF Laakeri. Ei päiväystä. Single row deep groove ball bearings. [Verkkosivu]. SKF. [Viitattu 20.03.2017]. Saatavissa: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/index.html>
- SKF Laakerilaskin. Ei päiväystä. SKF Bearing Calculator. [Verkkosivusto]. SKF. [Viitattu 24.03.2017]. Saatavissa: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/>
- SKF LMCG. Ei päiväystä. Grid and gear coupling grease. [Verkkosivu]. SKF. [Viitattu: 24.03.2017]. Saatavissa: <http://www.skf.com/group/products/lubrication-solutions/lubricants/grid-and-gear-coupling-grease/index.html>
- Sten. 2016. Teräsvarastoluettelo. [Verkkójulkaisu]. Stén & Co Oy Ab. [Viitattu 03.03.2017]. Saatavissa: http://www.sten.fi/document/1/351/2318c3e/terasl_74a4ca1_Sten_tuoteluettelo_2016.pdf
- TEPA. Ei päiväystä. TEPA – Sanastokeskus TSK:n termipankki. [Verkkosivusto]. Sanastokeskus TSK ry. [Viitattu 15.4.2017]. Saatavissa: <http://www.tsk.fi/tepa/netmot.exe?Ul=figr&height=156>
- Ugural, A. C. 2015. Mechanical Design of Machine Components, Second Edition. Boca Raton: CRC Press
- Yritystele. 2017. Taloustiedot - Pesimal Oy. [Verkkosivu]. Yritystele. [Viitattu 24.03.2017]. Saatavissa: <https://www.yritystele.fi/yrityksen-tiedot/pesimal-oy/taloustiedot/432565>