

Samu Tuominen

PORAKONEEN KYTKINKAPPALEEN KONSTRUKTION
OPTIMOINTI

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
2012

PORAKONEEN KYTKINKAPPALEEN KONSTRUKTION OPTIMOINTI

Tuominen, Samu
Satakunnan ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Toukokuu 2012
Ohjaajat: Kivinen, Juha-Matti ja Nurmi, Lassi
Sivumäärä: 52
Liitteitä: 1

Asiasanat: optimointi, rakenne, voimansiirto

Opinnäytetyön aiheena oli lähteä selvittämään parempaa konstruktiota hydraulisen kallioporakoneen kytkinkappaleelle. Työ tehtiin Sandvik Mining and Construction Oy:n Tampereen tehtaan porakonesuunnitteluun.

Porakoneen kytkinkappaleessa on ollut ongelmia sen liiallisen lämpenemisen suhteen ja sitä kautta kytkinkappaleen hampaissa on havaittu myös murtumia. Tässä opinnäytetyössä on lähdetty hakemaan ratkaisua liialliseen lämpenemiseen sekä konstruktion parempaan kestävyYTEEN.

Työssä tutkittiin, millaiset voimat nykyisessä kytkinkappaleen hammastuksessa vaikuttavat ja siitä saatiin vertailukohta uusille konstruktiovaihtoehdoille. Kytkinkappaleeseen vaikuttavat voimat ja lämmön nousu on laskettu ja tämän jälkeen sen hammastukseen vaikuttavat jännitykset on simuloitu.

Työssä laadittiin nykyiselle konstruktiolelle kolme vaihtoehtoista mallia, joita vertailtiin keskenään. Lopputulokseksi saatiin uusi, kestävämpi konstruktio porakoneen kytkinkappaleelle.

OPTIMIZING THE STRUCTURE OF THE ROCK DRILL'S DRIVER

Tuominen, Samu

Satakunnan ammattikorkeakoulu, Satakunta University of Applied Sciences
Degree Programme in Mechanical- and Production Engineering

May 2012

Supervisors: Kivinen, Juha-Matti and Nurmi, Lassi

Number of pages: 52

Appendices: 1

Keywords: optimizing, structure, transmission

This engineering thesis was made for Drifter design of Sandvik Mining and Construction Ltd Tampere. The main goal of this study was to find a better structure for the hydraulic rock drill's driver.

In the past, there have been problems of excessive warming in the rock drill's driver, which has led to some fractures in the driver's gears. In this study I have begun the search for solutions to the excessive warming and increasing the strength of the drill's structures.

I have done some research on what kind of forces affect the gears of the driver. I got the reference line for new structure alternatives. The forces which affect the driver and its warming have been calculated. After that, the stress that affects the drivers' gears was simulated.

In this study I prepared three alternative models for the current structure, which then were compared to one another. Finally I believe that I have found a new solution for a stronger structure to the rock drill's driver.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty Sandvik Mining and Construction Oy:n Tampereen tehtaassa porakonesuunnitteluun. Kiitän yritystä hyvästä ja haastavasta opinnäytetyöaiheesta, josta on minulle varmasti paljon apua tulevaisuudessakin.

Opinnäytetyön aiheen minulle kehittivät suunnitteluinsinöörit Ari Kotala ja Pekka Saukko, jotka toimivat myös työni ohjaajina. Haluan kiittää heitä saamastani mahdollisuudesta syventyä mielenkiintoiseen työhön, sekä heiltä saamistani tärkeistä ja asiantuntevista kommentteista ja neuvoista.

Koulun puolesta kiitos kuuluu molemmille työssäni mukana olleille opettajille, Juha-Matti Kiviselle ja Lassi Nurmelle, jotka auttoivat työni onnistumisessa.

Haluan kiittää myös Jennaa ja muuta perhettäni saamastani tuesta ja avusta niin tämän työn osalta, kuin koko kouluajaltanikin.

Porissa 30.4.2012

Samu Tuominen

SISÄLLYS

ALKUSANAT	4
MERKINNÄT LASKUISSA.....	7
1 JOHDANTO.....	8
1.1 Työn lähtökohdat	8
1.2 Työn tavoitteet	8
1.3 Työn sisältö.....	9
2 SANDVIK.....	9
2.1 Sandvik Group	10
2.1.1 Sandvik Mining.....	10
2.1.2 Sandvik Solutions.....	11
2.1.3 Sandvik Materials Technology.....	11
2.1.4 Sandvik Construction	11
2.1.5 Sandvik Venture.....	12
2.2 Sandvikin Tampereen tehdas	12
2.2.1 Tampereen tehtaan historia	13
2.2.2 Porakonetehtas.....	13
3 KALLIOPORAKONEEN TOIMINNAN KUVAUS	14
3.1 Kallionporauslaite	14
3.2 Kallioporakoneen toiminta	16
3.3 Porakoneen kytkinkappale ja niska.....	19
3.4 Nykyinen konstruktio ja siihen vaikuttavat voimat	21
3.5 Nykyiset ongelmat	23
3.6 Käytetyt materiaalit.....	25
4 KYTKINKAPPALEEN NYKYISTEN KUORMITUSTEN MÄÄRITTÄMINEN..	25
4.1 Hammasvoima	26
4.2 Lämpötilan nousu pintakosketuksessa.....	26
4.3 Kytkinkappaleen simulointi	27
5 ERILAISET KONSTRUKTIO VAIHTOEHDOT	29
5.1 Ketjuvälitys.....	29
5.2 Hihnavälitys	31
6 UUDEN KONSTRUKTION SUUNNITTELU	33
6.1 Konstruktiovaihtoehdon valinta.....	33
6.2 Kytkinkappaleen uudistukset.....	33
6.3 Uudet mallit	35
6.4 Uusien mallien simulointi.....	37

6.5 Tulosten analysointi	42
7 KONSTRUKTION VALINTA JA OPTIMOINTI	42
7.1 Parhaimman konstruktion valinta	42
7.2 Valitun konstruktion optimointia	43
8 YHTEENVETO	48
8.1 Parhaaksi todettu konstruktioehdotus	48
8.2 Jatkokehitysehdotuksia	51
LÄHTEET	52
LIITE 1	53

MERKINNÄT LASKUISSA

b = Hampaan korkeus (mm)

c = Kappaleen ominaislämpö (J/kg*K)

d_1 = Ympyrän halkaisija hampaan tyvessä (mm)

F_N = Hetkellinen kuorma (N)

h = Hampaan korkeus (mm)

h_f = Mitta hampaan päästä jakohalkaisijaan (mm)

m_1 = Moduuli

M_v = Momentti niskassa (N*m)

L = Kosketuksen hetkellinen pituus kohtisuoraan liikettä vastaan (m)

L_1 = Hampaan pituus (m)

λ = Kappaleen lämmönjohtavuus (W/m*K)

μ = Hetkellinen kitkakerroin kosketuksessa

r_1 = Niskan hammastuksen säde (mm)

ρ = Kappaleen tiheys (kg/m³)

t_0 = Hampaiden välinen etäisyys (mm)

v_i = Kappaleen hetkellinen nopeus (m/s)

w = Kosketusalueen hetkellinen leveys (m)

1 JOHDANTO

Tämä työ käsittelee porakoneen kytkinkappaleen konstruktion optimointia. Työ on tehty Sandvik Mining and Construction Oy:n Tampereen porakonetehtaan porakonesuunnitteluun. Sandvik suunnittelee, valmistaa ja markkinoi Tampereella porauslaitteita ja niiden varaosia sekä maanalaiseen että maanpäälliseen kiven louhintaan.

1.1 Työn lähtökohdat

Työskentelin kesän 2011 Sandvikin Tampereen tehtaan porakonesuunnittelussa suunnittelijaharjoittelijana. Kesä opetti minulle paljon kallioporakoneista, kun sain mallintaa ja tehdä piirustuksia porakoneen komponenteista, sekä pääsin tutustumaan porakoneiden kokoamiseen ja niiden toimintaan. Kesän käydessä vähiin aloin tiedustella, jos porakonesuunnittelussa olisi jotain aihetta minulle, josta tehdä opinnäytetyö. Koska aihealue alkoi käydä jo vähitellen tutuksi, tuntui luontevalta jatkaa porakonesuunnittelussa myös opinnäytetyön parissa. Onneksi minulle löydettiin lopulta aihe ja sain jatkaa Sandvikissa myös kesän päätyttyä.

Tämän työn lähtökohtana oli tutkia, miten hydraulisen kallioporakoneen kytkinkappaleen ja niskan välistä kontaktia voitaisiin parantaa. Kallioporakoneen sisällä vaikuttavat suuret voimat ja nopeat liikkeet, mistä johtuen komponentit ovat kovan rasituksen alaisena. Testeissä on myös huomattu, että voitelu kytkinkappaleen alueella ei toimi aina parhaalla mahdollisella tavalla, jolloin lämpötila kytkinkappaleen ja niskan välisessä kontaktissa nousee jo ongelmia aiheuttavalle tasolle. Työhön valittiin tutkittavaksi porakoneeksi HL700/HL800-tyypin kallioporakone ja siihen kuuluva kytkinkappale ja niska.

1.2 Työn tavoitteet

Työn tavoitteena oli löytää uusi kestävämpi konstruktio kytkinkappaleen tehonsiirron välityksessä niskaan. Samalla oli tarkoitus pohtia, miten saataisiin liiallinen lämmön nousu hallintaan, sekä vähentää kulumisen seurauksena syntyvien partikkelien mää-

rää vetolehden kosketuspinnalla. Toisena tavoitteena oli tutkia, voitaisiinko nykyinen konstruktio korvata jollakin toisella voimansiirron menetelmällä.

1.3 Työn sisältö

Tässä työssä on ensin kerrottu yleisesti Sandvikista, jonne tämä työ on tehty. Seuraavaksi on keskitytty itse laitteeseen, jota nyt tutkitaan, eli kallioporakoneeseen. Siihen, miten se toimii ja miten se on liitetty itse kallioporauslaitteeseen. Lisäksi on kerrottu vielä hieman tämän työn aiheeseen liittyvästä kytkinkappaleesta ja mitkä ovat tämän hetken ongelmat kytkinkappaleessa. Sen jälkeen on kerrottu hieman voimista, jotka kytkinkappaleeseen vaikuttavat, sekä laskettu myös lämpötilan nousua.

Esittelyiden jälkeen on alettu tutkia voisiko nykyistä hammaspyörävoimansiirtoa vaihtaa jonkinlaiseen muuhun voimansiirtoon perustuvaan konstruktion. Tutkimisen jälkeen on alettu luoda uutta konstruktiovaihtoehtoa nykyiselle kytkinkappaleelle. Mallien luomisen jälkeen on alettu simuloida ja vertailla niitä nykyisen kytkinkappaleen vastaaviin tuloksiin simulaatiossa.

Lopuksi parhaaksi valittua mallia on vielä hieman optimoitu, jotta se sopisi paremmin haluttuun paikkaan. Optimoinnissa on myös simuloitu vaihtoehtoisia malleja, joista sitten yksi valittiin työn lopputulokseksi.

2 SANDVIK

Sandvik on kansainvälinen korkean teknologian teollisuuskonserni, jonka pitkälle kehitetyt tuotteet ovat markkinajohtajia valikoiduilla erikoisaloilla. Näitä ovat metallintyöstössä käytettävät työkalut, kaivos- ja rakennusteollisuuden laitteet ja työkalut, ruostumattomat materiaalit, erikoismateriaalit, metalliset ja keraamiset kestmateriaalit sekä prosessijärjestelmät.

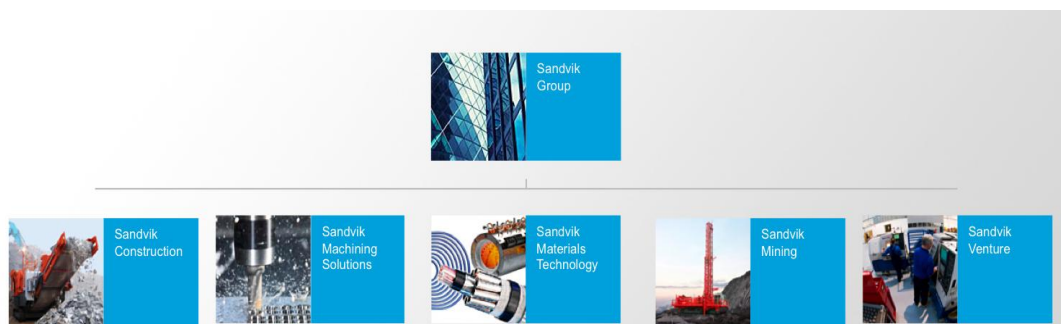
Sandvikin historia ulottuu 150 vuoden taakse vuoteen 1862, jolloin Ruotsin Sandvikenissa eräs teollisen terästuotannon edelläkävijöistä, Göran Fredrik Göransson, perusti Sandvikin. Siitä lähtien Sandvik on kasvanut ja laajentunut hiljalleen ympäri maailmaa ja toimii tällä hetkellä 130 maassa. Vuonna 2011 Sandvik konserni työllisti yli 50 000 henkilöä ja liikevaihto oli lähes 94 miljardia Ruotsin kruunua.

Suomessa Sandvikin toimintaa on Tampereella, Turussa, Lahdessa, Hollolassa sekä Vantaalla.

/1/

2.1 Sandvik Group

Nykyisin Sandvik-konserni koostuu viidestä päätoimialasta, jotka ovat kaikki omassa kategoriassaan johtavassa asemassa maailmanmarkkinoilla. Nämä viisi toimialuetta ovat Sandvik Mining, Sandvik Solutions, Sandvik Materials Technology, Sandvik Construction ja Sandvik Venture.



Kuva 2.1. Sandvik Group /1/

2.1.1 Sandvik Mining

Sandvik Mining on johtava kaivosteollisuuden laitteiden ja työkalujen sekä huolto- ja teknisten palveluiden tuottaja. Sen tuotteita ovat mm. porauslaitteet, mekaanisen louhinnan laitteet, murskaimet, lastaus- ja kuljetuslaitteet sekä materiaalinkäsittelyn laitteet. Liikevaihto ylitti 32,2 miljardia Ruotsin kruunua vuonna 2011. Yhtiössä työskenteli samana vuotena n. 13 200 henkilöä.

/1/

2.1.2 Sandvik Solutions

Sandvik Machining Solutions puolestaan on maailman johtava korkean teknologian teollisten metallintyöstön työkalujen ja järjestelmien valmistaja. Tuotteissa käytetään kovametallia ja muita kovia materiaaleja, kuten timanttia, kuutiahilaista boorinitridiä ja erityiskeramiikkaa. Vuonna 2011 liikevaihto oli n. 28,2 miljardia Ruotsin kruunua ja yhtiössä työskenteli n. 18 500 henkilöä.

/1/

2.1.3 Sandvik Materials Technology

Sandvik Materials Technology on maailman johtava korkean lisäarvon materiaalien, erikoismetalliseostuotteiden ja metallisten ja keraamisten kestmateriaalituotteiden valmistaja. Tuotealueisiin kuuluvat mm. putki-, hihna-, johto- ja lämmitysteknologiat ja Primary Products. Liikevaihto oli n. 16,3 miljardia Ruotsin kruunua vuonna 2011 ja yhtiössä työskenteli n. 8200 henkilöä.

/1/

2.1.4 Sandvik Construction

Sandvik Construction tuottaa laitteita ja niihin liittyviä palveluja ja kokonaisratkaisuja ja rakennusteollisuuden eri aloille, kuten kivenlouhintaan, tunnelointiin, purkuun ja kierrätykseen sekä yhdyskuntarakentamiseen. Tuotevalikoimaan kuuluvat muun muassa porakalusto, poravaunut, iskuvasarat, materiaalinkäsittelylaitteet, kiinteät ja mobiilit murskaus- ja seulptaratkaisut, sekä maanalaisen rakentamisen porauslaitteet, mekaanisen louhinnan laitteet, lastaus- ja kuljetuslaitteet ja näihin liittyvät palvelut. Vuonna 2011 liikevaihto ylitti 9,2 miljardia Ruotsin kruunua ja liiketoiminta-alueella työskenteli noin 3 900 henkilöä.

/1/

2.1.5 Sandvik Venture

Sandvik Venturen tarkoituksena on luoda houkutteleville ja nopeasti kasvaville toiminnoille paras mahdollinen kasvu- ja tuottavuusympäristö. Tuotealueita ovat mm. Sandvik Hard Materials, Diamond Innovations, Wolfram, Dormer, Sandvik Process Systems sekä osia Sandvik MedTechistä. Vuonna 2011 liikevaihto oli n. 8,1 miljardia Ruotsin kruunua ja yhtiössä työskenteli n. 4 100 henkilöä.

/1/

2.2 Sandvikin Tampereen tehdas

Sandvikin Tampereen tehtaalla suunnitellaan, valmistetaan ja markkinoidaan porauslaitteita ja niiden varaosia, sekä maanalaiseen, että maanpäälliseen kiven louhintaan. Pääasiallisia asiakkaita ovat kaivosyhtiöt ja louhintaurakoitsijat. Tällä hetkellä tehdas jakaantuu Sandvik Miningiin sekä Sandvik Constructioniin kuuluviksi osakokonaisuuksiksi. Sandvik työllistää Tampereella noin tuhat henkilöä.

/1/



Kuva 2.2. Sandvikin Tampereen tehtaan ilmakuva /1/

2.2.1 Tampereen tehtaan historia

Tampereen tehtaan historia alkaa jo hyvin kaukaa menneisyydestä, vuodesta 1856, jolloin Tampella perustettiin. Kuitenkin vasta vuonna 1943 alkoi varsinainen porakoneiden osien valmistus, kun Tampereen pellava- ja rautateollisuus osakeyhtiön konepaja aloitti toimintansa. Silloin sorvi-, ase- ja vesiturbiiniosastot olivat paikkoja, joissa porakoneita kasattiin. Seuraava etappi saavutettiin toisen maailmansodan jälkeen, kun sota oli lopettanut varaosien tuonnin suomalaisten kaivosten ulkomaalaisvalmisteisiin paineilmakäyttöisiin käsiporakoneisiin. Yhtiö esitteli vuonna 1952 uuden yleissyöttölaitteen sekä uusia porakoneita. Tampereen kaupunki oli ensimmäinen asiakas. Muutaman vuoden kuluttua porakoneita myytiin jo ulkomaillekin, esimerkiksi Turkkiin ja Neuvostoliittoon muutamia kymmeniä kappaleita. Vuonna 1957 käsiporakoneissa meni tuhannen kappaleen raja rikki. Hyvästä menestyksestä johtuen yhtiön nimi muuttui vuonna 1960 Tampellaksi ja vuonna 1961 Vuoriporakoneosasto Paineilmakoneosastoksi. Aivan omaksi yksiköksi Tampellan paineilmakoneosasto muuttui vuonna 1969 ja samalla syntyi myös uusi nimi, Tampella TAMROCK.

Tämän hetkiseen sijaintiinsa, eli Tampereen Myllypuroon, tehdas valmistui vuonna 1972. Porakonetehtas rakennettiin vastaavasti vuonna 1990. Sandvik hankki enemmistön Tamrockin osakkeista vuonna 1997 ja vuonna 1998 nimi vaihtui ensin Sandvik Tamrockiksi ja lopulta vuonna 2006 Tamrock nimi jäi kokonaan pois ja uudeksi yhtiön nimeksi tuli Sandvik Mining and Construction Oy.

/1/

2.2.2 Porakonetehtas

Porakonetehtas on oma yksikkönsä Tampereen tehtaalla. Siellä suunnitellaan ja valmistetaan kivenlouhinnassa käytettävät kallioporakoneet. Porakoneen osista suuri osa valmistetaan koneistamalla itse omassa tehtaassa. Koneistettavia osia ovat mm. runko-osat, sylinterit ja männät. Alihankinnastakin tulee paljon osia, esimerkiksi moottorit, hammaspyörät ja akut. Porakonetehtaalta koneet lähtevät maanalaiselle ja maanpäälliselle puolelle ja tämän lisäksi osa koneista lähtee laitteiden mukana maailmalle varakoneiksi. Porakonetehtas työllistää tällä hetkellä 76 työntekijää.

Porakonetehtaan yläkerrassa sijaitsee omat suunnittelu- sekä tutkimusosastot, mitkä jakautuvat vielä omiin tiimeihinsä. Tämä opinnäytetyö on tehty porakonesuunnitteluun, jossa työskentelee 13 ihmistä. Porakonesuunnittelu kuuluu tällä hetkellä Sandvik Miningin alaisuuteen.

/1/

3 KALLIOPORAKONEEN TOIMINNAN KUVAUS

3.1 Kallionporauslaite

Kallionporauslaitteet jaetaan maanpäällisiin avolouhintalaitteisiin ja maanalaisiin porauslaitteisiin, riippuen käyttökohteesta. Maanpäälliset ja maanalaiset laitteet ovat komponenteiltaan hyvin samankaltaisia ja niiden suurimpana erona on, miten poraus- ja puomihydrauliikan energia tuotetaan. Maanpäällisissä avolouhintalaitteissa (esitelty kuvassa 3.1) käytetään yleensä dieselmoottoria tuottamaan porauslaitteen energia, mutta kallion sisässä oltaessa pyritään välttämään pakokaasuja, joten maanalaisissa laitteissa (esitelty kuvassa 3.2) käytetään sähkömoottoria.

/3, s. 10/



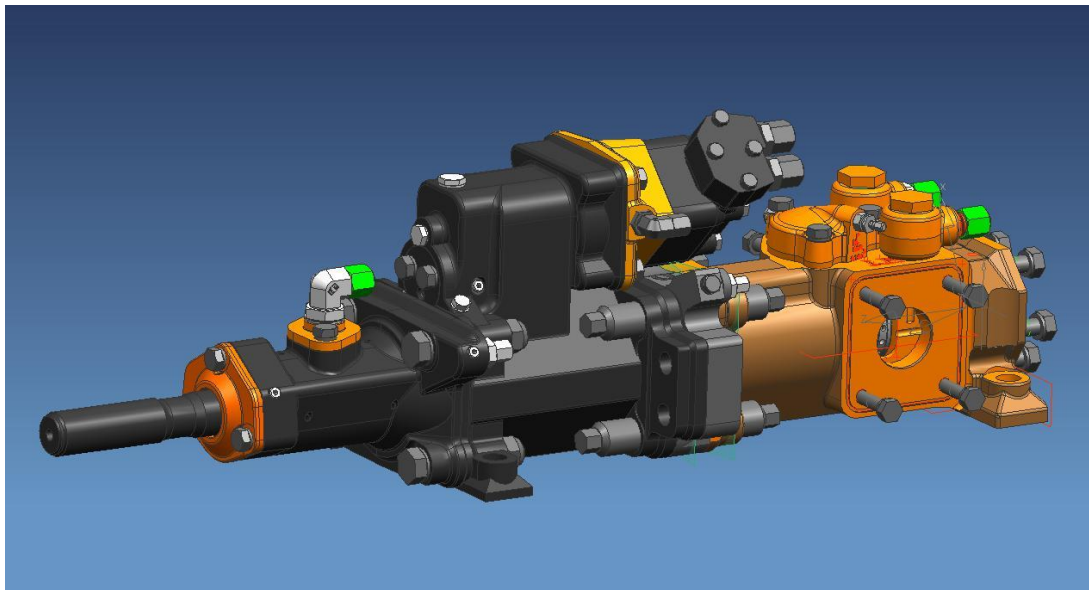
Kuva 3.1. Maanpäällinen porauslaite DI550 /1/



Kuva 3.2. Maanalainen kallionporauslaite DD530 /1/

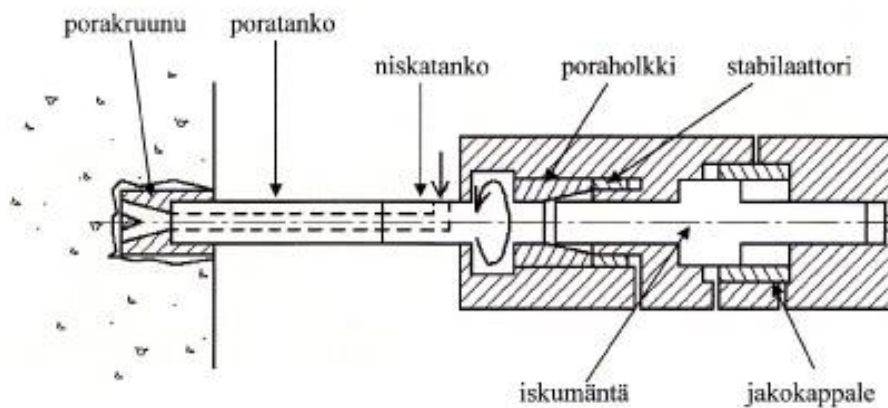
3.2 Kallioporakoneen toiminta

Tärkeimpänä komponenttina porauslaitteessa voidaan pitää syöttölaitteella sijaitsevaa kallioporakonetta, jolla saadaan tuotettua kiven rikkomiseen tarvittava jännitysaltopulssi. Tämä pulssi johdetaan sen jälkeen poratankoa pitkin porakruunuun, joka sijaitsee aivan tangon päässä. Porakruunun tehtäväksi jää rikkoa kivi mahdollisimman hyvin.



Kuva 3.3. 3D-malli HL800-sarjan porakoneesta ilman paineakkuja

Seuraavaksi käydään läpi, miten tuo kiveä rikkova isku saadaan toteutettua ja miten muut tärkeät toiminnot, kuten syöttö, pyöritys ja huuhtelu toimivat. Kuvassa 3.4 on esitetty hydraulisen kallioporakoneen rakenne.



Kuva 3.4. Porakoneen rakenne /3, s. 11/

Porakoneen synnyttämä isku saadaan toteutettua kiihdyttämällä iskumäntää edestakaisin hydrauliiikan avulla. Iskumäntä ja jakokappale ohjaavat öljyn virtausta niin, että iskumännän aksiaalinen edestakainen liike on automaattista. Tämänhetkisissä porakoneissa iskutaajuus vaihtelee välillä 40–110 Hz. Tähän vaikuttaa iskun painelinjan painetaso ja iskumännän koko.

Iskumäntä ehtii kiihtyä nopeuteen 5-10 m/s ennen törmäystä niskatankoon. Tässä työssä iskumännän nopeutena on käytetty arvoa 10 m/s. Törmäyksessä iskumännän liike-energia ja liikemäärä siirtyy niskatankoon aksiaalisuunnassa eteneväksi jännitysaalloksi, joka on kaksi kertaa iskumännän pituus. Niskatangolle siirtynyt jännitysaalto etenee äänennopeudella (teräksessä noin 5100 m/s) poratankoa pitkin kohti porakruunua. Porakruunun päässä on kovametallinastoja, jotka iskevät kiveen rikkoen sen. Kuvassa 3.5 on esimerkki porakruunusta.

Porakruunua pyöritetään kiven tehokkaampaa rikkomista varten, jolloin kovametallinastojen iskukohta vaihtuu säännöllisesti. Poratangon pyöritys tapahtuu porakoneessa niskatangon kohdalta. Hydrauliikkamoottori tuottaa tarvittavan momentin poratangon pyörittämiseen. Normaalisti pyöritysnopeus on 80–350 kierrosta minuutissa ja se vaihtelee esimerkiksi porattavan reiän kokoluokan mukaan. Kallioporakoneen siirto syöttöpalkilla tapahtuu syöttöliikkeen avulla. Syöttöliike on toteutettu usein syöttösynterinin ja vaijereiden avulla. Syöttöliikkeen ansiosta poratankoja voidaan lisätä useampiakin yhteen poratankoletkaan. Syöttövoiman avulla porakruunu saadaan pidettyä kiinni rikottavassa kivessä.



Kuva 3.5. RT300 porakruunu /1/

Kaikkea jännitysaallon energiaa ei kuitenkaan pystytä käyttämään kiven rikkomiseen, vaan osa aallosta heijastuu takaisin porakoneeseen tankojen välityksellä. Iskumäntä ottaa heijastuneen aallon vastaan porakoneessa ja tällöin takaisin heijastunutta energiaa käytetään kiihdyttämään iskumäntää uuteen kiertoonsa.

Porattavassa reiässä oleva rikkoutunut kiviaines täytyy saada pois tieltä, jotta poraus onnistuu. Siksi reiän pohjalle on järjestetty ilma- tai vesihuuhtelu, joka kulkee niskatangolta porakruunulle asti tankojen sisällä olevassa kanavassa.

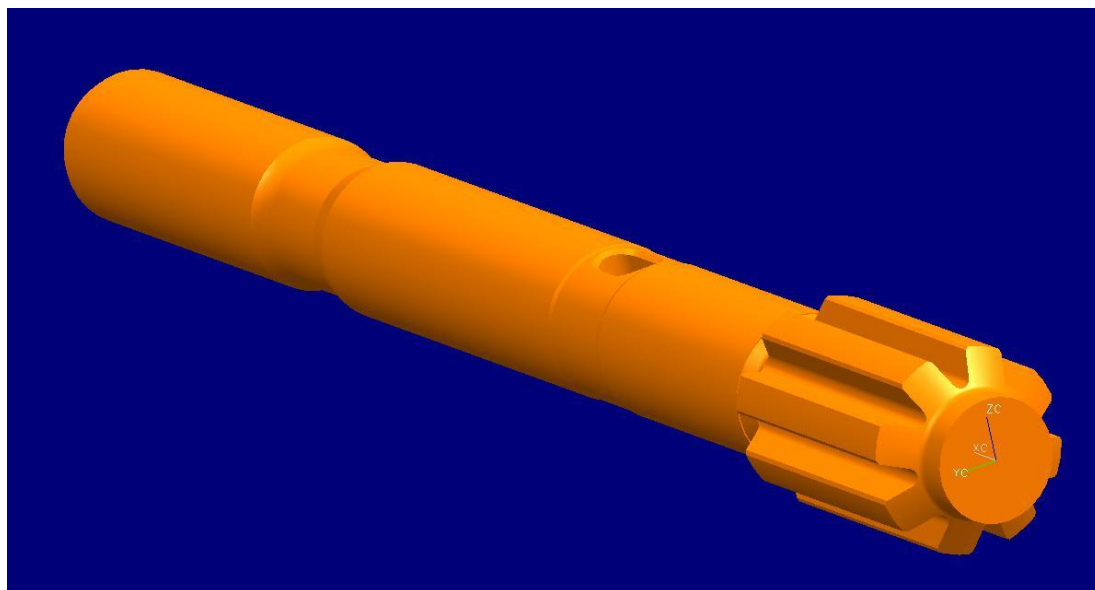
Iskukoneistossa on kaksi liikkuvaa osaa, jakokappale ja iskumäntä. Jakokappale ohjaa yhdessä iskumännässä olevien olakkeiden avulla hydraulioöljyn virtausta. Iskumännän edestakainen liike saadaan aikaan siten, että jakokappale yhdistää iskumännän takatyötilan vuorotellen korkeaan iskunpaineeseen ja matalaan tankkipaineeseen. Suuremman takatyöpinta-alan vuoksi mäntään saadaan aikaiseksi iskumäntää eteenpäin kiihdyttävä voima.

/3, s. 11–12/

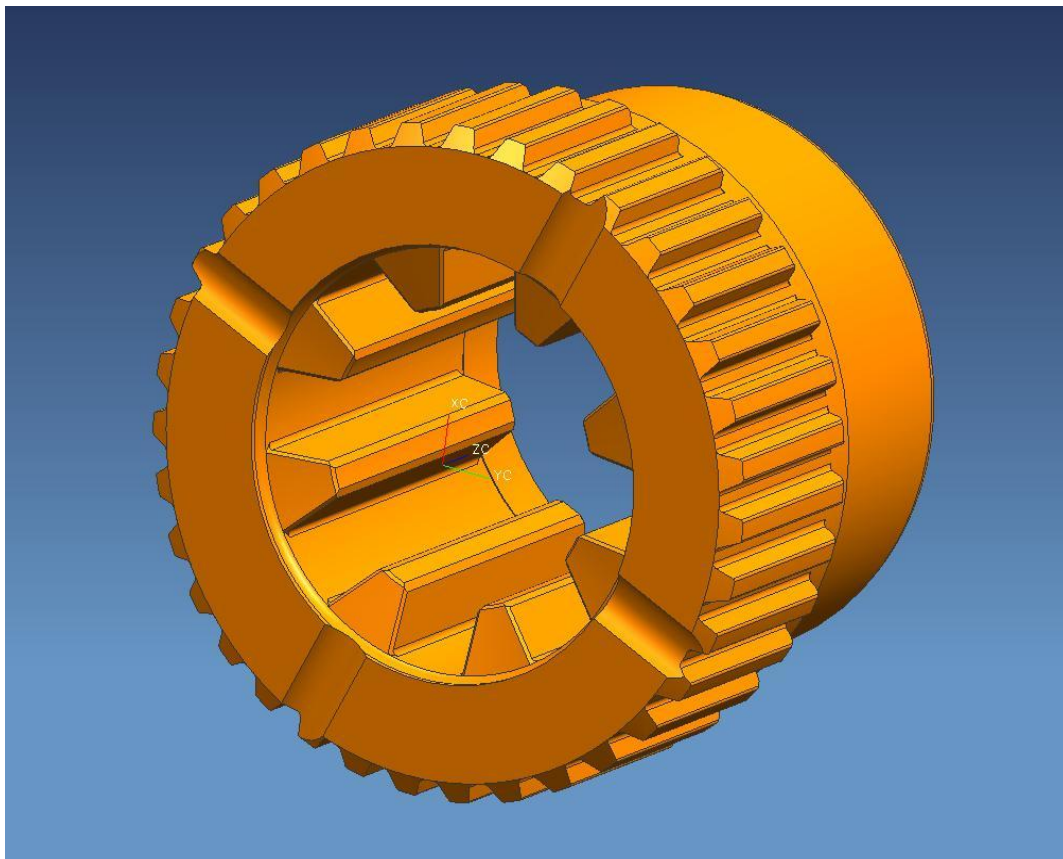
3.3 Porakoneen kytkinkappale ja niska

Porakoneen niskan tehtävänä on välittää männältä tuleva isku eteenpäin poraustankoon. Kuvassa 3.6 on mallinnettuna yksinkertaistettu malli HL700/HL800 – tyyppin porakoneeseen kuuluvasta niskatangosta. Sillä on mittaa yhteensä 600 mm ja sen poratangon puoleisen pään liityntäkierteiden paksuus vaihtelee käyttötarkoituksesta riippuen. Niskan toisessa päässä ovat vetolehdet, jotka tulevat kytkinkappaleen sisälle ja hieman ulkopuolellekin. Niska on valmistettu hiiletysteräksestä.

Kytinkappaleen tehtävänä on välittää moottorilta tuleva momentti niskaan ja saada se pyörimään. Kytinkappaleessa on sekä sisä- että ulkopuolella hammastus. Sisäpuolinen hammastus tulee niskatangon kanssa yhteen, ja ulkopuolinen hammastus tulee kiinni runkoholkkiin. Kytinkappale on tällä hetkellä valmistettu alumiini-pronssista. Kuvassa 3.7 on mallinnettuna nykyisin käytössä oleva kytkinkappale HL700/HL800 – tyyppin porakoneeseen.

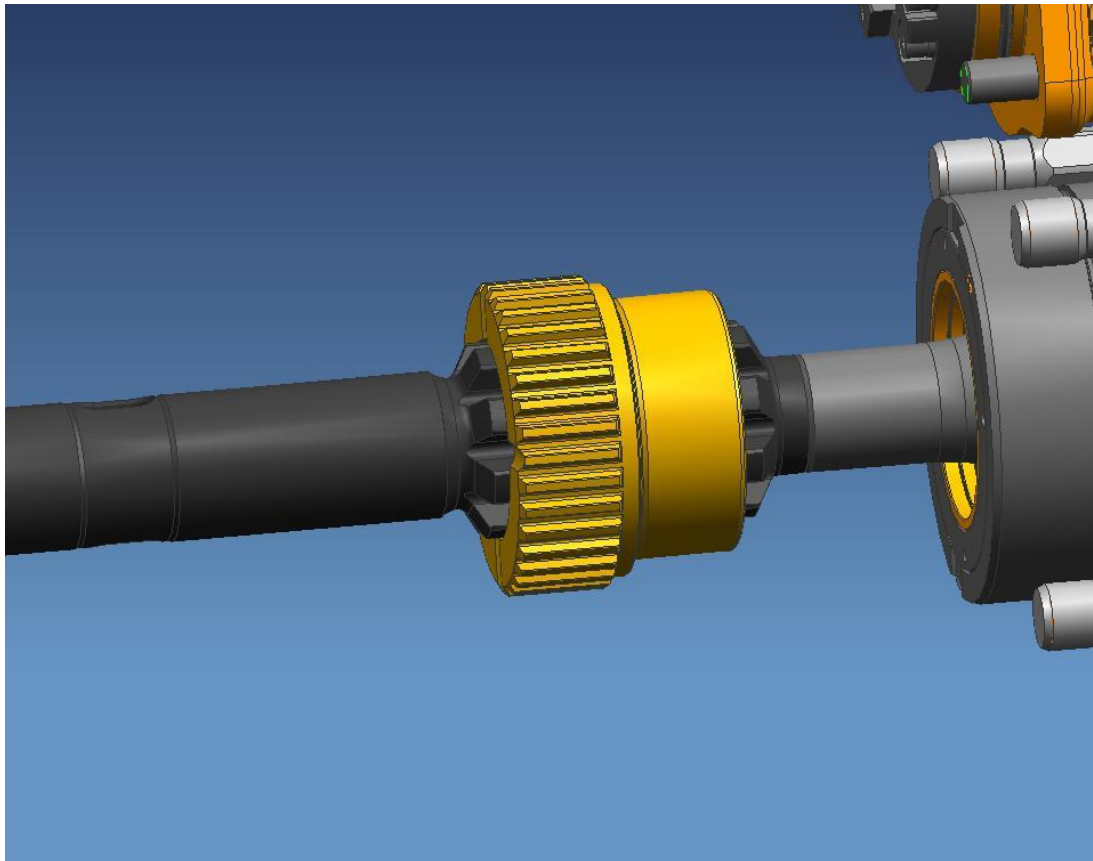


Kuva 3.6. Yksinkertaistettu 3D-malli 800-sarjan porakoneen niskasta



Kuva 3.7. 3D-malli HL800-sarjan porakoneen kytkinkappaleesta

Kuvassa 3.8 on vielä havainnollistettu niskatangon ja kytkinkappaleen liityntää toisiinsa. Mallista on poistettu runkoholkki kytkinkappaleen päältä, sekä muut hammastukset, jotta kyseinen liityntä saatiin paremmin näkyviin. Kuvasta näkee, että niskan vetolehdet ovat pidemmät kuin kytkinkappaleen hammastus ja koko kytkinkappale ylipäättään. Niskatangon päässä on kiinni mäntä, joka iskee niskaan hyvin suurella iskutaajuudella. Se saa aikaan niskan liikkeen, joka on noin millimetrin luokkaa, joten kytkinkappaleen tulee kestää myös hankaavaa liikettä pelkän momentin välittämisen lisäksi.



Kuva 3.8. Malli niskan ja kytkinkappaleen liitynnästä

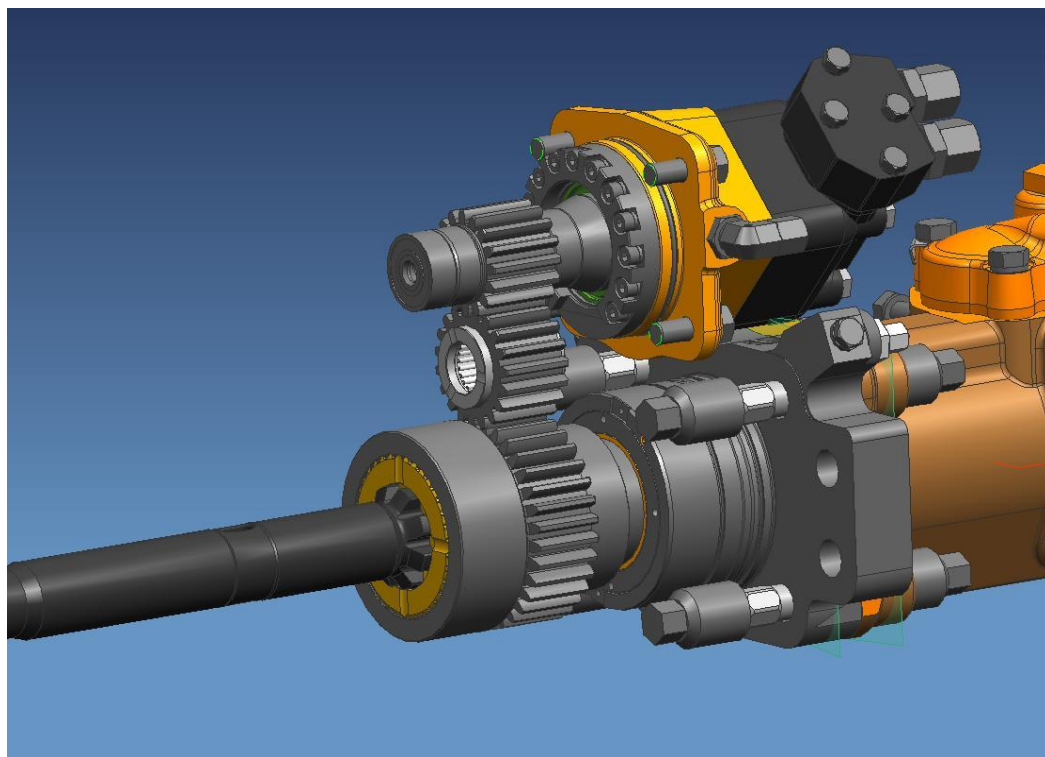
3.4 Nykyinen konstruktio ja siihen vaikuttavat voimat

Kuvasta 3.9 näkee, miten porakoneen etupään konstruktio toimii tällä hetkellä. Ylimpänä on pyöritysmoottori, joka on yhdistetty pyöritys akseliin. Sen päässä on hammastus, joka on yhteydessä sen alla olevaan välihammastukseen. Sitten tulee runkoholkki, joka on sisältä yhteydessä kytkinkappaleeseen ja kytkinkappale vielä kiinni niskatangossa. Tällä tavoin on saatu syntymään enemmän välityssuhdetta.

Pyöritysmoottorin maksimi vääntömomentti on 200 barin paineella 950 Nm. Kun tämä vääntö siirtyy hammastusten kautta lopulta niskaan, on vääntömomentti 1766 Nm. Porakonetta ei kuitenkaan käytetä aivan näin suurella paineella, vaan yleiseksi käyttöpaineeksi otettiin 120 baria, ja sillä vääntömomentiksi niskassa saadaan 1060 Nm. Tätä vääntömomenttia on käytetty tulevissa laskuissa, esimerkiksi selvitetessä hampaaseen kohdistuvaa normaalivoimaa.

Niskaan kohdistuu myös männän aiheuttama iskuvoima. Vähän alle kymmenen kilon mäntä lyö 10 m/s niskatankoon, jonka voimasta niskatanko liikahtaa noin millimetrin eteenpäin ja palaa taas takaisin. Lisäksi koko porakoneen runko liikahtaa samalla iskussa taaksepäin, jolloin myös kytkinkappale itsessään liikkuu vähän niskaa vasten. Tässä tapauksessa, kun porakoneen iskutaajuus on 59 Hz, tämä tapahtuu 59 kertaa sekunnissa. Hankausta tapahtuu siis paljon niskan ja kytkinkappaleen välillä, joka rasittaa molempia osia ja aiheuttaa lämpötilan nousua.

Porakoneen kytkinkappale toimii myös vastinpintana. Kuten kuvasta 3.9 näkee, kun pitkä niskatanko tulee ulos porakoneesta, ulkona oleva pää alkaa painaa niskaa alaspäin ja silloin porakoneen sisällä oleva pää painautuu ylöspäin. Tämän seurauksena kytkinkappale joutuu kantamaan osan niskatangon painosta. Näin ollen hampaan olisi hyvä olla riittävän suuri pinta-alaltaan kestääkseen niskatangon painosta aiheutuva rasitus.



Kuva 3.9. Malli porakoneen etupäästä

3.5 Nykyiset ongelmat

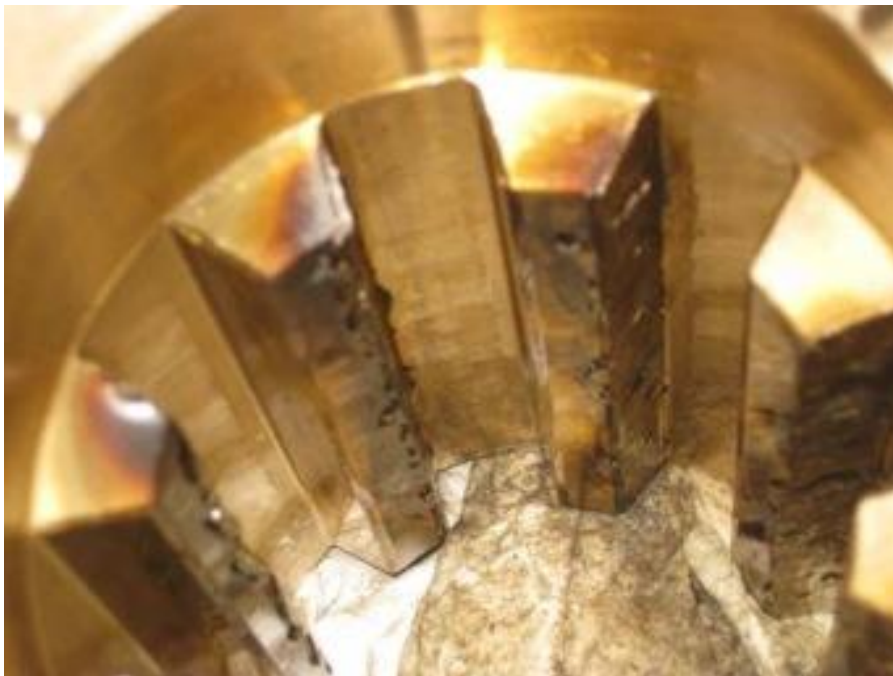
Kytinkappaleessa on tällä hetkellä muutamia ongelmakohtia, joita uudessa konstruktiossa pyritään kokonaan välttämään tai minimoimaan niiden vaikutuksia. Ensimmäisenä on nopea liike kytinkappaleen ja niskan välillä. Mäntä ehtii lyödä 59 kertaa sekunnissa niskatankoon, ja se aiheuttaa hankausta kytinkappaleen ja niskatangon välille, mikä johtaa lämmön nousuun ja irrottaa partikkeleita pinnoilta. Moottorilta tuleva vääntömomentti vaihtelee paljon iskujen seurauksena ja aiheuttaa väsymisrasitusta kytinkappaleen hammastukseen. Väsymisrasitus voi aiheuttaa hampaisiin murtumia, vaikka materiaalin murtolujuutta ei olisi ylitetty.

Voitelu on ehkä yksi suurimmista ongelmista: se ei mene aina kunnolla perille ja näin aiheuttaa lämpenemistä kytinkappaleessa. Silloin myöskään pienet partikkelit, jotka syntyvät pintojen hangatessa toisiaan vasten, eivät huuhtoudu yhtä hyvin pois ja se aiheuttaa lisää lämpöä ja kulumista pinnoille. Liiallinen kuluminen johtaa lopulta hampaan murtumiseen.

Kuvissa 3.10 ja 3.11 on nähtävissä lopputulos, kun kaikki ei toimi niin kuin pitäisi. Sekä niskan vetolehdissä että kytinkappaleen hampaissa on sulamisen merkkejä, jotka johtuvat pitkälti liiallisesta lämmön noususta, kun voitelu ei ole toiminut kunnolla. Kun hammas lämpenee liikaa ja liian kauan, niin lopulta hampaisiin alkaa muodostua murtumia.



Kuva 3.10. Vaurioitunut niska



Kuva 3.11. Vaurioitunut kytkinkappale

3.6 Käytetyt materiaalit

Porakoneen kytkinkappaleessa on käytetty materiaalina tällä hetkellä kuparipohjaista alumiinipronssia. Niskan materiaali on hiiletysteräs. Teimme oman tutkimuksen, jossa käsitelimme kytkinkappaleen vaihtoehtoisia materiaaleja. Tutkimuksessa tuli esille materiaalien lujuusominaisuuksien sijaan materiaaliparien kitkakertoimet, sekä materiaalin pehmeys. Kitkakertoimen kasvaessa myös lämmöntuotanto kasvaa ja samalla ongelmat lisääntyvät. Ensiarvoisen tärkeää materiaalia valittaessa on löytää mahdollisimman pienellä kitkakertoimella oleva materiaalipari. Myös materiaalin kovuus/pehmeys liittyy osittain samaan asiaan. Kun vastakappaleessa on materiaalina kova teräs, on virhe laittaa sen pariin toinen kova teräs, jolloin kitkakerroin nousee jo aika korkeaksi, lämmöntuotanto nousee, sekä materiaalit kuluvat nopeammin. Sen sijaan kovan teräksen parina tulisi käyttää jotain pehmeää metallia, kuten vaikka pronssia. Pehmeä materiaali luistaa paljon paremmin kovaa materiaalia vasten ja aiheuttaa näin pienemmän kitkakertoimen. Näin materiaali pysyy viileämpänä ja kulumista tapahtuu vähemmän. Jos konstruktiosta saataisiin tehtyä tarpeeksi hyvä ja kestävä, niin tulevaisuudessa materiaalia voisi miettiä vieläkin pehmeämpänä kuin tällä hetkellä.

Alumiinipronssin murtolujuus on noin 670 MPa ja 0,2-raja on noin 250 MPa. Kytkinkappaleen hammastuksen pitäisi vähintään kestää 250 MPa jännitystä, mutta koska tässä tilanteessa hampaisiin kohdistuu väsyttävää kuormitusta, niin hyvä raja olisi 30 % materiaalin 0,2-rajasta, jonka yli jännitys ei saisi nousta. Näin ollen hammastukseen ei saisi kohdistua yli 75 MPa:n jännitystä.

4 KYTKINKAPPALEEN NYKYISTEN KUORMITUSTEN MÄÄRITTÄMINEN

Työn kannalta oleellinen asia on määrittää, mitkä voimat tällä hetkellä vaikuttavat kytkinkappaleeseen. Näin saadaan vertailupohja, johon uusia konstruktiovaihtoehtoja aletaan vertailla, sekä saadaan hyvää tietoa konstruktion kestävydestä.

4.1 Hammasvoima

Hammasvoimaa laskemaan lähdettäessä, on lähtöarvona käytetty niskassa olevaa vääntömomenttia 120 barin paineessa ja säde on laskettu kytkinkappaleen keskipisteestä hammastuksen puoliväliin.

Lasketaan hammasvoima F_N (normaalivoima):

$$M_V := 1059.6 \text{ N}\cdot\text{m} \qquad r_1 := 28 \text{ mm}$$

$$F_N := \frac{M_V}{r_1} \qquad F_N = 3.784 \times 10^4 \text{ N}$$

/4, s. 281/ (Kaava 9.4–25)

4.2 Lämpötilan nousu pintakosketuksessa

Seuraavaksi on laskettu tällä hetkellä syntyvä lämpötilan nousu, kun niska hankaa kytkinkappaleen hampaaseen. Kitkakertoimen arvo on tilanteesta, kun pinnoilla on voitelua.

Lasketaan lämpötilan nousu ΔT :

$$\mu := 0.1$$

$$v_1 := 5 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \qquad v_2 := 5 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \qquad v_3 := 5 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\rho_1 := 7640 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \qquad c_1 := 450 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \qquad \lambda_1 := 46 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$\rho_2 := 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \qquad c_2 := 460 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \qquad \lambda_2 := 38 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$b := 0.01065 \text{ m} \qquad L_1 := 0.006 \text{ m}$$

$$w := 2 \cdot b$$

$$w = 21.3 \text{ mm}$$

$$B_1 := \sqrt{\rho_1 \cdot c_1 \cdot \lambda_1} \qquad B_2 := \sqrt{\rho_2 \cdot c_2 \cdot \lambda_2}$$

$$B_1 = 1.258 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{K}\cdot\text{s}^{2.5}} \qquad B_2 = 1.168 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{K}\cdot\text{s}^{2.5}}$$

$$\Delta T := 1.11 \frac{\mu \cdot F_N |v_3|}{B_1 \cdot \sqrt{v_1} + B_2 \cdot \sqrt{v_2}} \cdot \frac{1}{L_1 \cdot \sqrt{w}} \quad \Delta T = 70.765 \text{K}$$

/4, s. 78/ (Kaava 4.6–10)

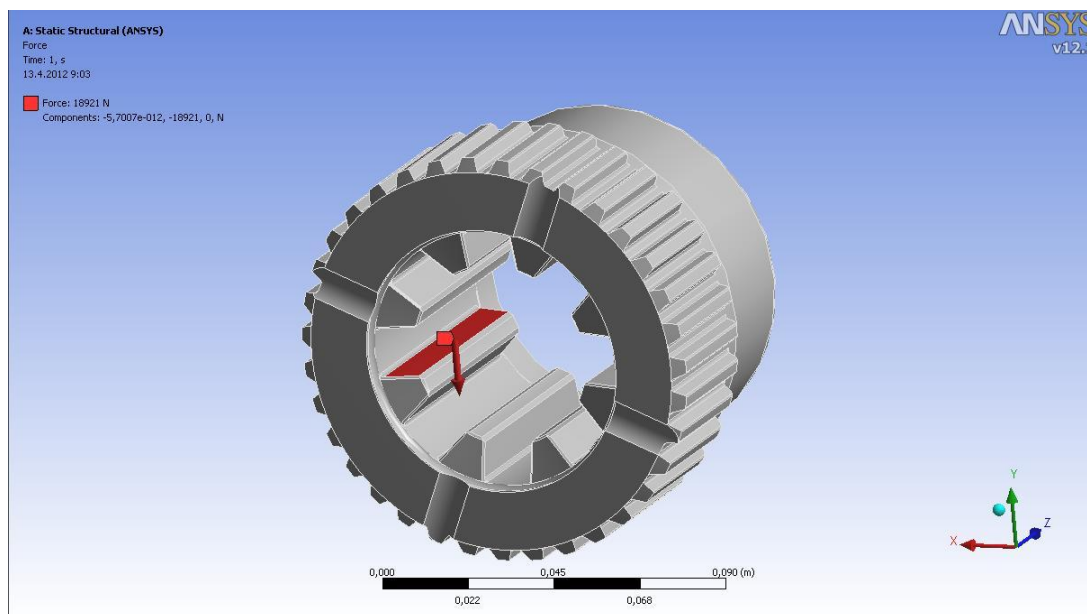
Lämpötilan nousuksi saatiin noin 70 astetta. Se ei ole paljoa, mutta lämpötila nousee jyrkästi ylöspäin, jos voitelu vähenee ja kitkakerroin nousee.

4.3 Kytinkappaleen simulointi

Saadaksemme paremman käsityksen nykyisen kytinkappaleen rakenteen kestävydestä, oli sille tehtävä simulointi. Tässä tapauksessa mittasimme jännityksen tasoja kuormittamalla yhtä hammasta siihen kohdistuvalla hammasvoimalla. Näin saatiin hyvä vertailupohja tulevia malleja ajatellen ja tuloksia voidaan sitten verrata keskenään. Simuloinnit tehtiin Ansys-simulointiohjelmalla.

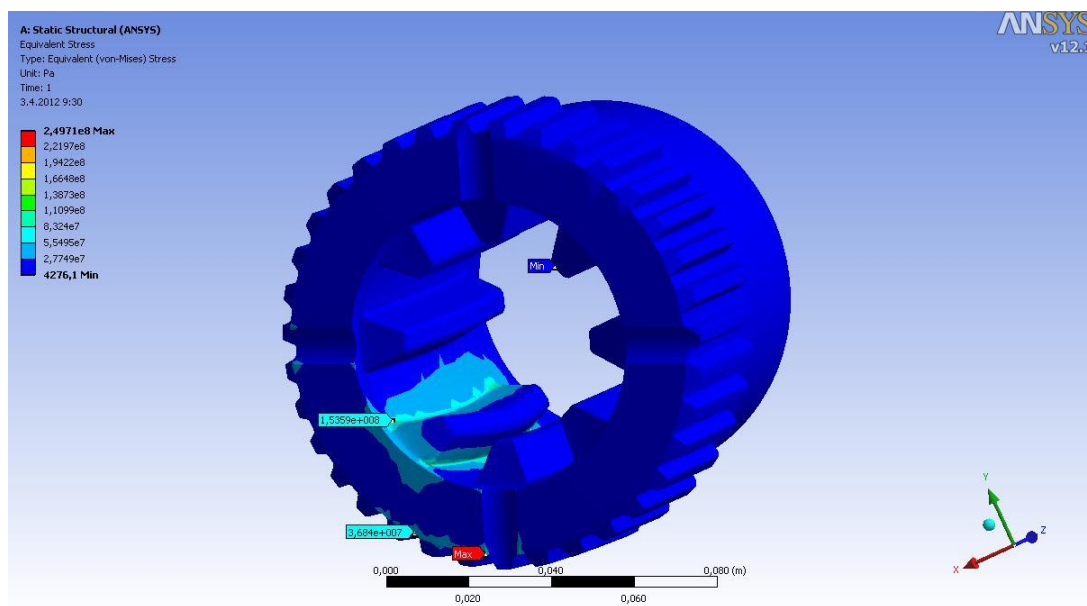
Kuormitus on laskettu sillä periaatteella, että ennen kuin hammastus ehtii käytössä kulua ja alkaa kantaa kuormitusta kaikilla hampailla, niin alussa kuormituksen kantaa vain 25 % hampaista. Esimerkiksi nykyisessä kytinkappaleessa on 8 hammasta, joten 2 hammasta niistä kantaa maksimi kuormituksen. Nyt luvun alussa saatu maksimi kuormitus 37 843 N jaetaan kahdella, jolloin saadaan kuormitus yhdelle hampaalle simulaatioita varten. Yhtä hammasta kuormitetaan tässä tapauksessa 18 922 N:lla.

Kuvassa 4.1 on esitetty havainnollisesti kuormitusalue punaisella, sekä kuormituksen suunta nuolella.



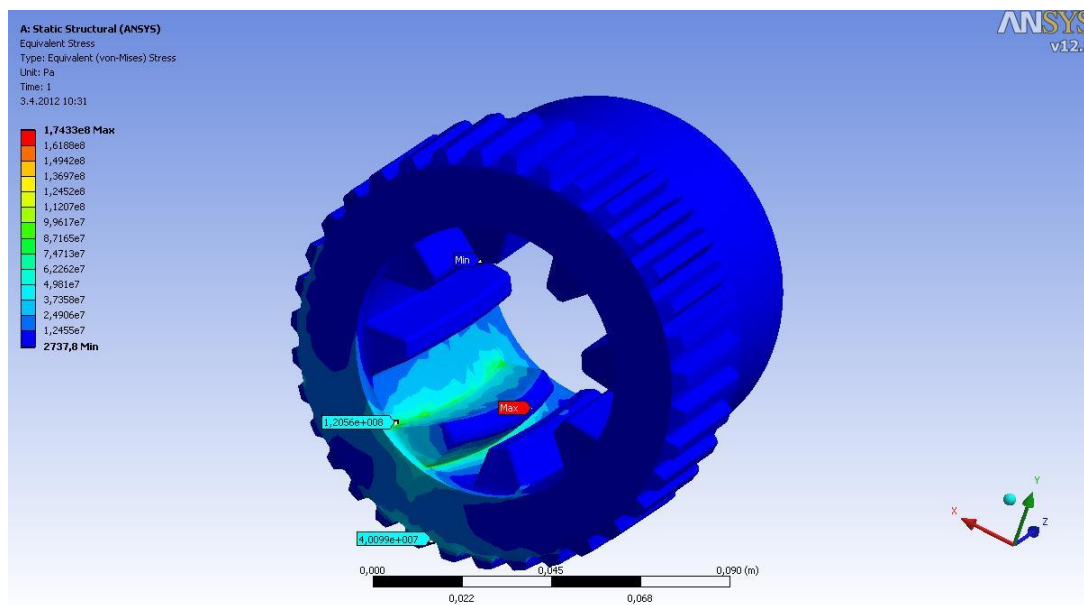
Kuva 4.1. Simuloinnin kuormituskohdan esitys

Simuloinnin tuloksena saatiin seuraavat tulokset.



Kuva 4.2. Nykyisen kytkinkappaleen simuloinnin tulos

Tuloksista kuvassa 4.2 huomaamme, että jännityshuippu kohdistui kytkinkappaleen etupään uriin, eikä suoraan hampaaseen. Tuloksen jälkeen päädyttiin muokkaamaan mallia sen verran, että jätettiin etupään urat pois mallista simuloinnin ajaksi, jotta saimme tarkemman tuloksen hampaan maksimijännityksestä.



Kuva 4.3. Nykyisen kytkinkappaleen muokattu versio simulointiin

Maksimijännitykseksi saatiin $1,74e8$ Pa, eli 174 MPa. Tähän arvoon voidaan verrata uusia malleja jatkossa.

5 ERILAISET KONSTRUKTIO VAIHTOEHDOT

Tässä luvussa on esitelty muita tapoja toteuttaa moottorilta tulevan tehon välitys niskatangolle. Vaatimuksena on, että nykyinen teho saataisiin edelleen välitettyä eteenpäin. Aiemmin esillä olleesta kuvasta 3.9 nähdään, miten voimansiirto on tällä hetkellä toteutettu. Koneen päällä on moottori, jonka teho välittyy lukuisten hammastusten kautta lopulta niskatankoon. Seuraavassa muutama erilainen tapa toteuttaa sama tehonsiirto.

5.1 Ketjuvälitys

Ketjut ovat muotosulkeisia voimansiirtolaitteita, joilla ketjun ja ketjupyöräparin avulla voidaan siirtää tehoa, sekä muuntaa vääntömomenttia ja pyörimisnopeutta. Ketjuvälitys on yleisesti hihna- ja hammaspyörävälityksien välimuoto.

Ketjuvälityksen hyviä puolia on:

- Välityssuhteen pysyminen vakiona
- Ketjut ovat standardituotteita
- Ei esikiristyksen tarvetta
- Voimaa voidaan siirtää useammallekin akselille samanaikaisesti
- Ketju on kestävä ja se sopii hyvin myös likaisiin ympäristöihin
- Ketjun hyötysuhde on jopa 98 %
- Ketjua on helppo jatkaa ja lyhentää tarvittaessa
- Sallii mitta- ja muotovirheitä

Ketjuvälityksen huonoja puolia on:

- Ketjun käyminen nykyien
- Ketju venyy käytössä, joten se vaatii jälkikiristyslaitteen, jota voi olla tässä tapauksessa vaikea asettaa mihinkään
- Ketju vaatii yhtä paljon huoltoa kuin hammaspyörätkin, riittävää voitelua sekä tarpeen vaatiessa suojausta epäpuhtauksia vastaan

/5, s. 224/

Erilaisia ketjutyyppejä on paljon ja niitä pystytään tekemään myös jokaiseen käyttö-tarkoitukseen erikseen. Seuraavaksi on kuitenkin esitelty neljä yleisintä ketjutyyppeä.

Ensimmäinen on tappiketju. Se on yksinkertaisin ketjumuoto, jossa tappi on kiinnitettyä sivulevyihin ja se on suoraan vastassa ketjupyörän kylkeä. Tappiketju kuluu melko nopeasti ja siksi sitä käytetään melko harvoin, lähinnä hitaasti pyörivissä laitteissa.

Toisena ketjutyypinä on holkkiketju. Siinä sivulevyt on vuorotellen yhdistetty toisiinsa holkeilla ja tapeilla. Tämä mahdollistaa osaltaan liukumisen tapahtuvan osittain ketjun sisällä suojatuissa olosuhteissa. Tästä saadaan etua verrattuna vaikka tappiketjuun. Holkkiketju vaatii kuitenkin paljon voitelua, eikä sitä siksi yleensä käytetä muualla, kuin suljetuissa, voidelluissa tiloissa. Holkkiketjun haittana on myös kova melu.

Kolmas vaihtoehto on rullaketju. Siinä on holkkiketjuun lisätty vielä erillinen holkki, joka suurelta osin vierii ketjupyörää pitkin. Tällöin ulkoholkki koskettaa ketjupyörään jatkuvasti eri pinnalla pyöriessään, mikä vähentää kulumista. Toisena etuna on myös pienempi melu verrattuna muihin ketjutyyppeihin.

Viimeisenä vaihtoehtona on vuorossa hammasketju. Sen kosketuspinta on muotoiltu siten, että voimat siirtyisivät mahdollisimman laajan kosketuksen kautta. Hammasketjuissa iskumaisten kuormitusten osuus on hyvin pieni ja ketju käy myös lähes äänettömästi.

/5, s. 224/

5.2 Hihnavälitys

Hihnavälitys on yksi liikkeen muuntamiseen tarkoitetuista voimansiirtolaitteista. Hihnäkäytöllä siirretään momenttia ja muunnellaan pyörimisliikettä sellaisissa tilanteissa, joissa akselit ovat kaukana toisistaan.

Hihnavälityksen hyviä puolia on:

- Hihna on elastinen, joka sallii epätarkkuuttakin akselivälin valinnassa
- Hihnalla on hiljainen käyntiääni
- Hihnan huolto ja vaihto on helppoa
- Hihna tasoittaa iskuja, joita käyttökoneiston eri kohdissa syntyy
- Hihnalla on korkea hyötysuhde

Hihnavälityksen huonoja puolia on:

- Hihnalla on rajallinen tehonsiirtokyky, joka osittain riippuu myös hihnan kireydestä
- Hihnan kiristämiseen vaaditaan erikoislaitteita ja se myös lisää akselien ja laakereiden rasitusta
- Hihnalla ei voida toteuttaa vakiovälityssuhdetta, lukuun ottamatta hammashihnaa

- Hihnan käyttöä häiritsevät ulkoisten olosuhteiden vaihtelut, rasvaisuus ja suuri kosteus

/5, s. 231/

Kuten ketjutyyppjäkin, myös erilaisia hihnoja on runsaasti. Seuraavassa on esitelty lyhyesti kolme erilaista hihnatyyppeä.

Ensimmäisenä esittelyssä on lattahihna. Sillä on hyvä hyötysuhde, jopa 99 %, maksimi kehänopeus luokkaa 50–80 m/s ja tehonsiirtokyky maksimissaan 250 kW. Voimansiirto tapahtuu hihnalle ja hihnapyörälle köysikitkaperiaatteen kautta. Hihnakäytössä tapahtuu kuormitusvaihteluita, joka aiheuttaa venymistä, luistamista ja jättämää. Liukumista ei voida kokonaan estää, mutta liiallista kulumista saadaan vähennettyä tekemällä hihnapyörien ulkopinnoista tarpeeksi sileitä.

Toisena hihnatyypinä ovat kiilahihnat. Sen tehonsiirtokyky on jopa 1000 kW. Tämä johtuu korkeammasta kitkakertoimesta, joka on yli kolminkertainen lattahihnaan verrattuna. Kiilahihnoja voidaan asennella rinnakkain samankin hihnapyörän päälle, eivätkä ne tarvitse yhtä suuria pyöriä kuin lattahihnat. Kiilahihnoja kiristetään myös vähemmän kuin lattahihnoja, jonka johdosta rasiudesta kohdistuu akseliin paljon vähemmän. Muita hyviä puolia kiilahihnoissa on hyvä iskujen vaimennus, helposti muunnettavissa oleva välityssuhde käyttöönoton jälkeen ja se on edullinen. Huonoina puolina voi mainita kiilamaisen muodon, joka aiheuttaa sivupintojen kulumista ja kiilahihnoilla on lattahihnoja huonompi hyötysuhde, keskimäärin 94 %.

Viimeisenä hihnatyypinä on vielä hammashihna. Tämä tyyppi eroaa kahdesta edellisestä vaihtoehdosta siten, että hammashihna kuuluu muotosulkeisten voimansiirtolaitteiden ryhmään, kun toiset kuuluvat voimasulkeisiin siirtolaitteisiin. Hammashihnojen käyttöalue on laitteissa, joissa on pienet tehot ja suuret nopeudet. Tätä hihnatyyppeä voidaan verrata ketjuihin, mutta hammashihna toimii paljon hiljaisemmin ja ilman voitelua. Hammashihnojen käyttö on kuitenkin melko vähäistä, koska ne ovat huomattavasti kalliimpia kuin latta- ja kiilahihnat. Niitä käytetään yleensä vain silloin, kun tarvitaan tahdistusta.

/5, s. 231–243/

6 UUDEN KONSTRUKTION SUUNNITTELU

Tässä luvussa on lähdetty suunnittelemaan uutta konstruktioita kytkinkappaleelle. Aluksi on valittu paras konstruktiovaihtoehto aiemmin tässä työssä läpi käytyistä vaihtoehdoista ja sitä on lähdetty kehittämään eteenpäin.

6.1 Konstruktiovaihtoehdon valinta

Erilaisia konstruktiovaihtoehtoja käydessä läpi, parhaaksi osoittautui pitäytyä edelleen hammaspyörävoimansiirrosta. Näin porakoneen rakennetta ei tarvinnut alkaa muokkaamaan sen enempää, vaan keskityttiin kytkinkappaleen kehittämiseen paremmaksi.

6.2 Kytkinkappaleen uudistukset

Kytinkappaleen hammastusta päätettiin alkaa nykyaikaistamaan ja tekemään se standardin mukaisesti. Kytkinkappaleessa oleva ulkopuolen hammastus on tehty DIN 5480 -standardin mukaisesti, joten sisäpuolenkin hammastus päätettiin kokeilla tehdä samalla standardilla.

Standardin mukaista hammastusta tehdessä tärkeäksi valinnan aiheeksi kohdistui siinä käytettävä moduuli, eli halkaisijajako. Sen tarkoituksena on karakterisoida hampaan kokoa ja sen lisäksi se määrittää hampaan valmistuksessa tarvittavan terän, jolloin hampaiden valmistus helpottuu. Koska emme tiedä, mikä moduuli parhaiten hammastukseen sopii, päätimme kokeilla kolmella eri vaihtoehdolla, mikä sopii parhaiten uuteen hammastukseen. Moduulivaihtoehdoiksi valittiin koot 3, 5 ja 6.

Seuraavaksi on laskettu tarvittavat mitat, jolla jokainen hammastus on saatu oikeita moduuleja vastaaviksi. Olen käyttänyt laskennassa liitteestä 1 löytyvää DIN 5480 -standardin ohjetta, josta löytyy kaikki tarvittavat kaavat perusprofiilin tekemiseen. Olen seuraavassa ottanut esimerkin moduulia 5 tehtäessä tärkeimmistä arvoista, jotka täytyy tietää hammastuksen mallia luodessa. Muut moduulit on laskettu vastaavalla periaatteella.

Hampaan korkeus on:

$$m_1 := 5$$

$$h := 1 \cdot m_1$$

$$h = 5$$

Hampaiden välinen etäisyys:

$$t_0 := m_1 \cdot \pi$$

$$t_0 = 15.708$$

Jakohalkaisija on:

$$d_1 := 69.8$$

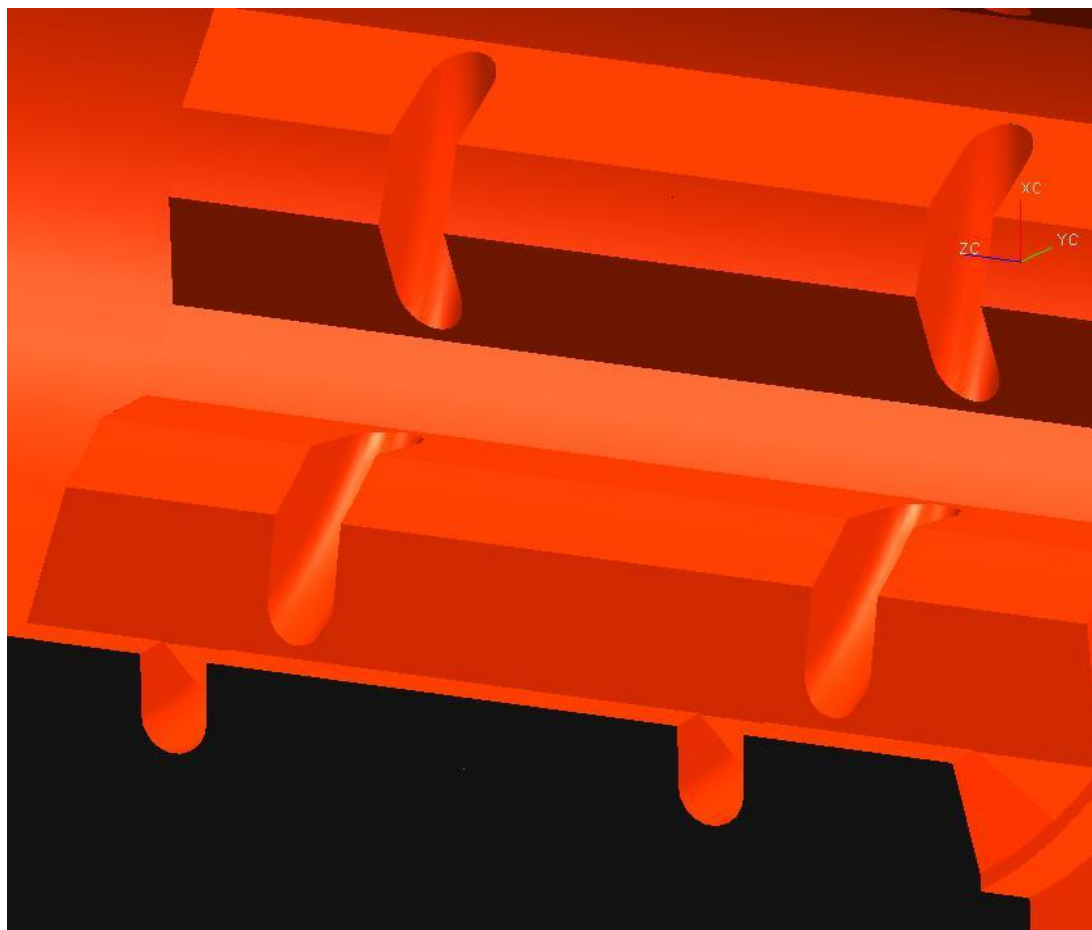
$$h_f := 0.55 \cdot m_1$$

$$h_f = 2.75$$

$$d_1 - 2 \cdot h_f = 63.8$$

Pohdittaessa, miten hammastuksen lämpötilaa saataisiin laskettua, parhaaksi ideaksi muodostui keino, jolla hampaan pinnalta saataisiin paremmin johdettua kaikki kulumisessa irtoavat partikkelit ja muu lika pois lämpöä tuottamasta. Uutena ideana päätettiin kokeilla uusissa malleissa uria hampaissa, jotka ulottuisivat hampaan pohjaan asti. Näiden urien kautta partikkelit ja lika pääsevät nopeammin pois hampaan pinnalta voitelun mukana ja näin se auttaisi pitämään hampaan pinnan puhtaampana, sekä samalla viileämpänä. Ainoa huolen aihe oli, paljonko urat heikentävät hampaan kestävyyttä. Alla olevassa kuvassa 6.1 on esitelty urien muotoa ja sijoitusta hammastukseen.

Urien sijoittelussa katsoin parhaimmaksi paikaksi hampaan reunat, mutta kuitenkin niin, että reunaan jää tarpeeksi pinta-alaa ottamaan jännityksiä vastaan. Urat on siis sijoitettu hampaan keskipisteen ja reunan väliin keskelle. Urien leveydeksi valittiin 4 mm.

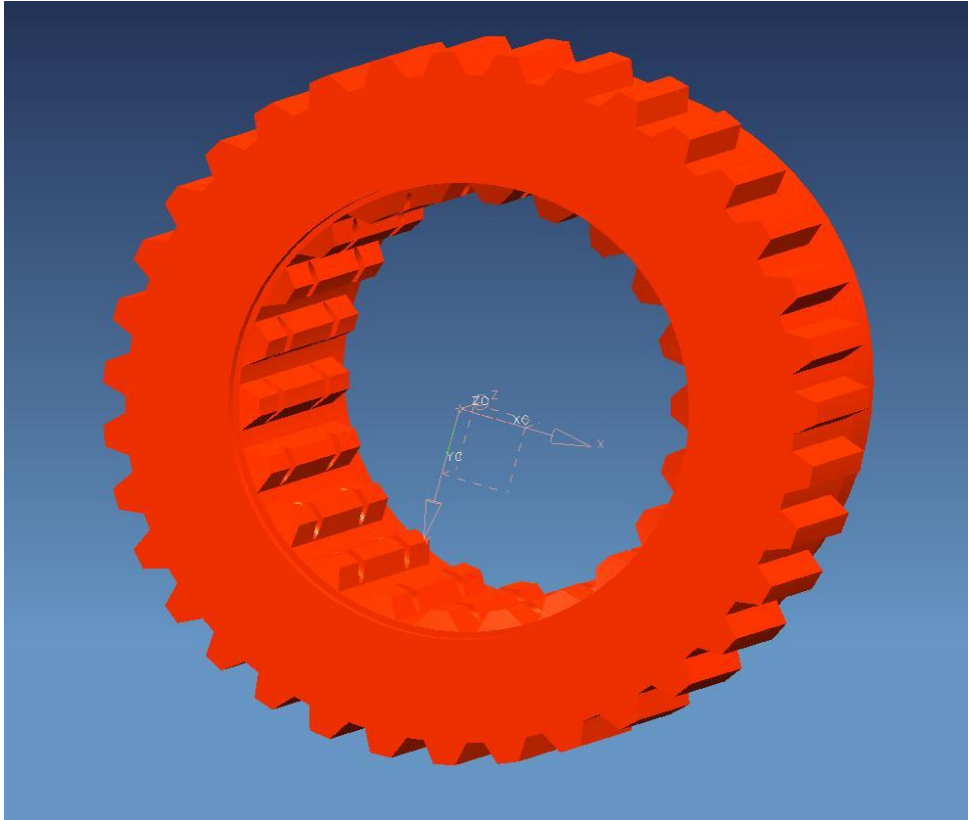


Kuva 6.1. Kytinkappaleen urat halkaistussa mallissa

6.3 Uudet mallit

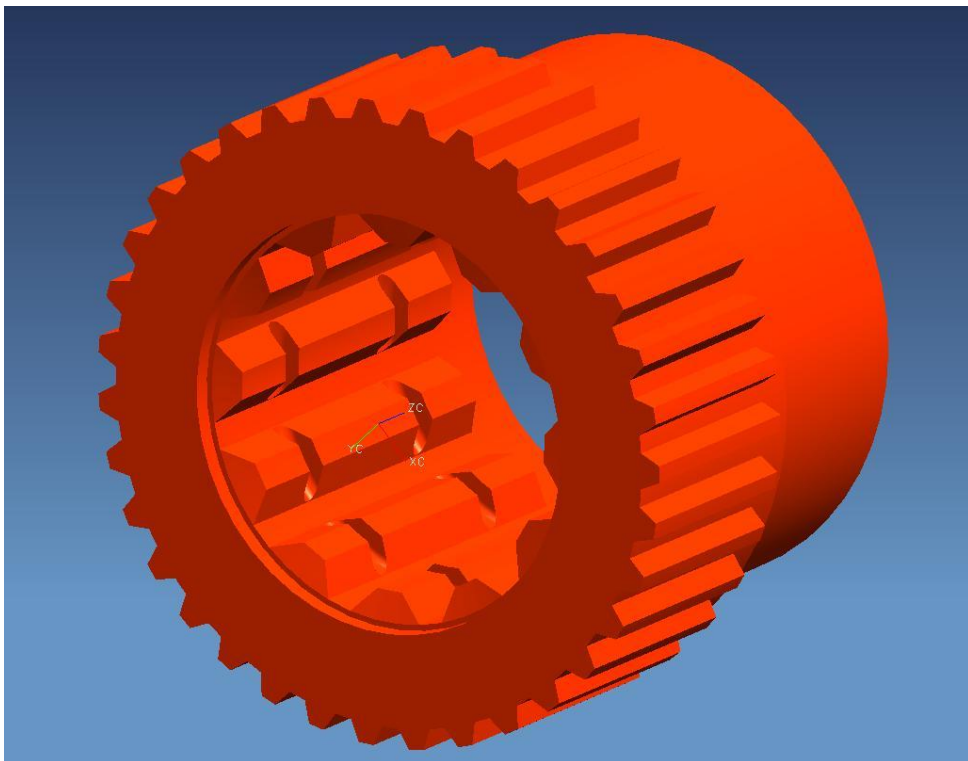
Uudet mallit pohjautuvat mittojensa puolesta nykyisen kytinkappaleen piirustukseen, joten uudet mallit ovat sisähammastusta lukuun ottamatta vastaavia kuin nykyinen malli. Kytinkappaleen mallit on mallinnettu Unigraphicsin NX-mallinnusohjelmalla.

Saadessani mallit muuten valmiiksi oli seuraavaksi vuorossa hampaiden mallinnus DIN 5480 -standardin mukaisesti. Uudet mallit on esitelty seuraavassa. Ensimmäisenä on moduulilla 3 tehty kytinkappale. Sisähampaita tuli moduulilla tehtynä yhteensä 22 kappaletta.



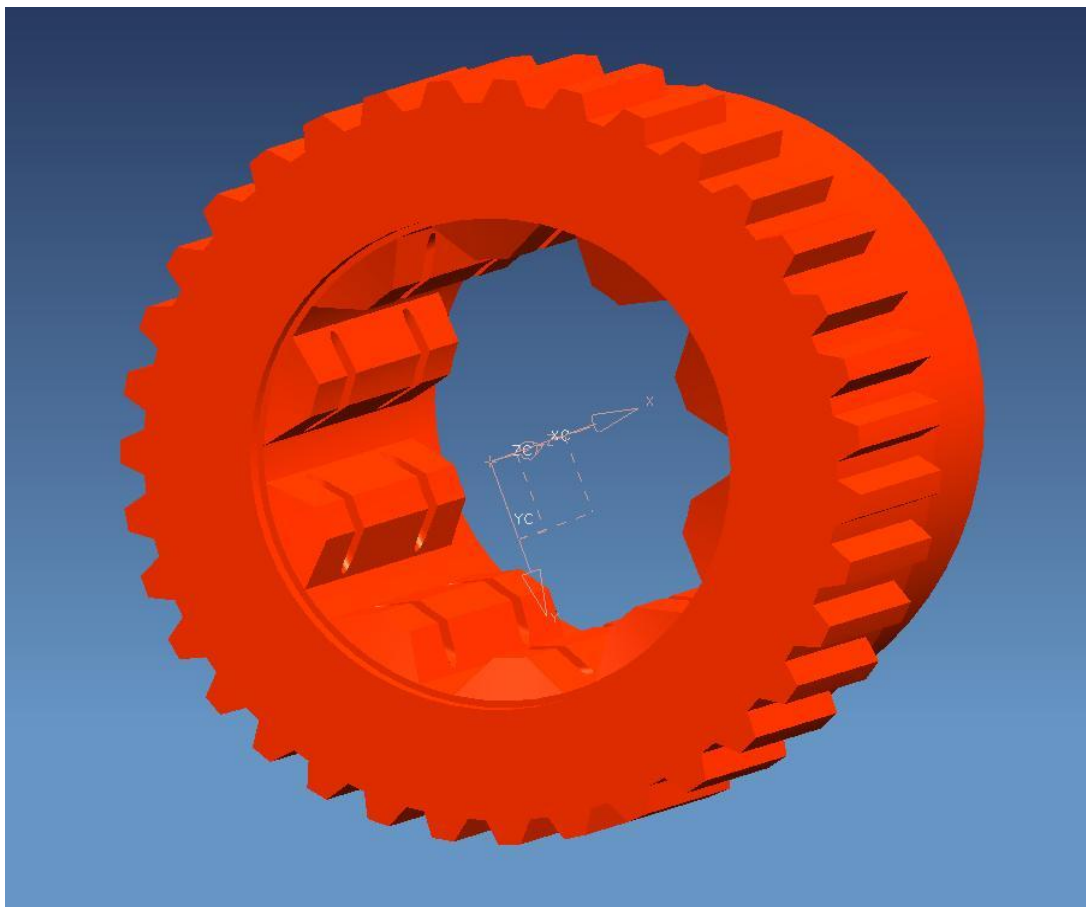
Kuva 6.2. Kytinkappale moduulilla 3

Seuraavana moduulilla 5 tehty kytinkappale. Hampaita tuli yhteensä 12 kappaletta.



Kuva 6.3. Kytinkappale moduulilla 5

Viimeisenä on vielä moduulilla 6 tehty kytkinkappale. Hampaista tuli 10 kappaletta.

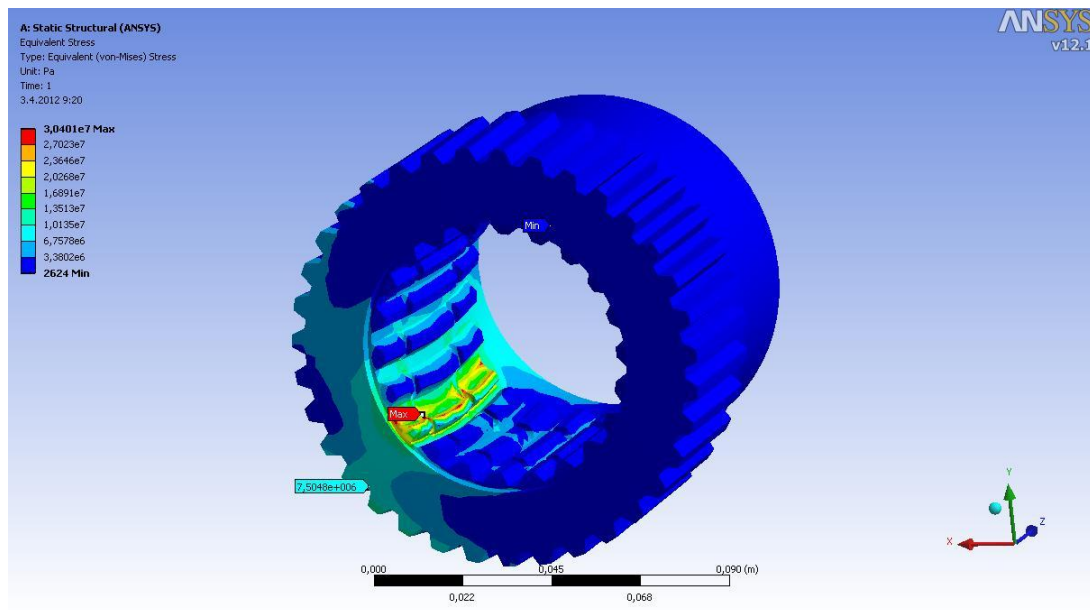


Kuva 6.4. Kytkinkappale moduulilla 6

6.4 Uusien mallien simulointi

Kun uudet mallit kytkinkappaleesta oli saatu mallinnettua, oli vuorossa niiden tarkastelua simuloinnilla. Jotta rakenteen kestävydestä saatiin parempi käsitys, tuloksia verrattiin nykyisen kytkinkappaleen simuloinnin tuloksiin.

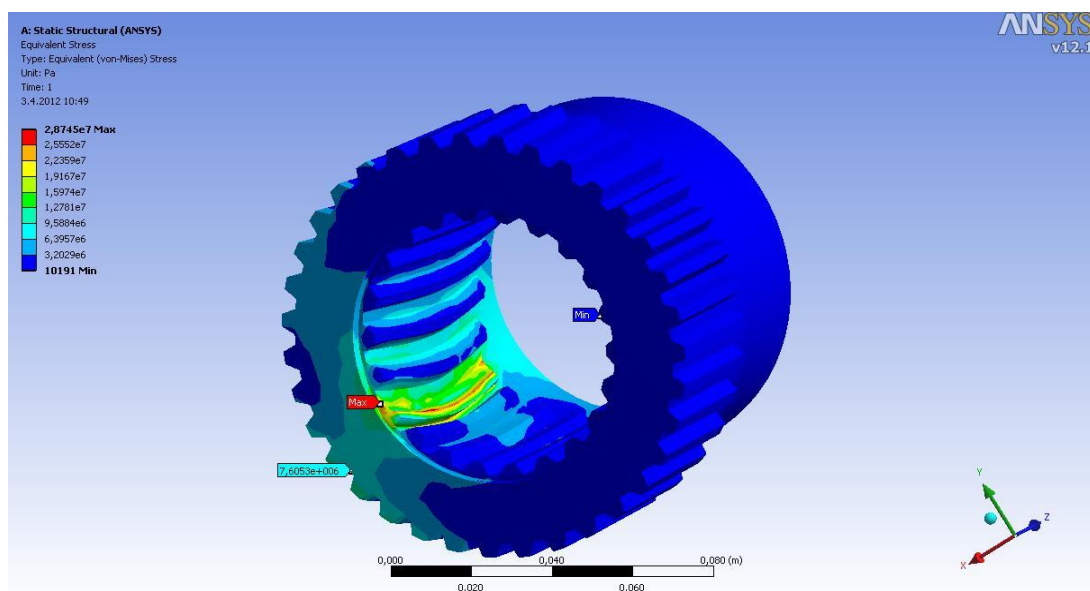
Ensimmäisenä simuloitiin moduulilla 3 tehty malli, jossa on mukana myös uutena ominaisuutena hampaisiin tehdyt urat. Kuormitus on laskettu samaa periaatetta käyttäen kuin nykyisen kytkinkappaleen simuloinnissa, eli 25 % hampaista kantaa kuorman. Moduulilla 3 tehdyssä hammastuksessa on yhteensä 22 hammasta, jolloin kuorman kantaa 5,5 hammasta. Näin ollen yksi hammas kantaa 6 880 N:n kuormituksen.



Kuva 6.4. Moduulilla 3 tehdyn kytkinkappaleen simulointi

Tuloksesi saatiin noin 30 MPa, joka on peräti 144 MPa pienempi tulos kuin nykyisellä hammastuksella.

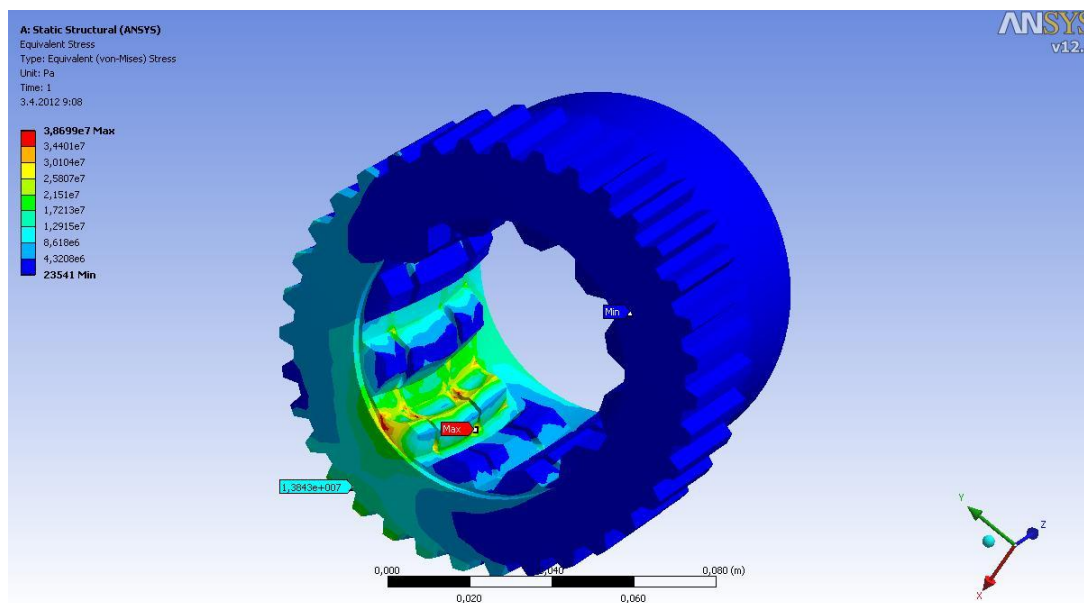
Vertailun vuoksi simulointi suoritettiin myös ilman hampaisiin tehtäviä uria, jotta saamme paremman käsityksen niiden vaikutuksesta hampaan kestävyteen.



Kuva 6.5. Moduulilla 3 tehty kytkinkappale ilman uria

Tuloksena saatiin 28,7 MPa, joka ei juuri eroa urien kanssa olevasta hammastuksesta. Tulos lupaa hyvää urien suhteen, mutta katsotaan miten jännitykset muuttuvat, kun moduuli ja samalla hammas itsessään kasvavat suuremmaksi.

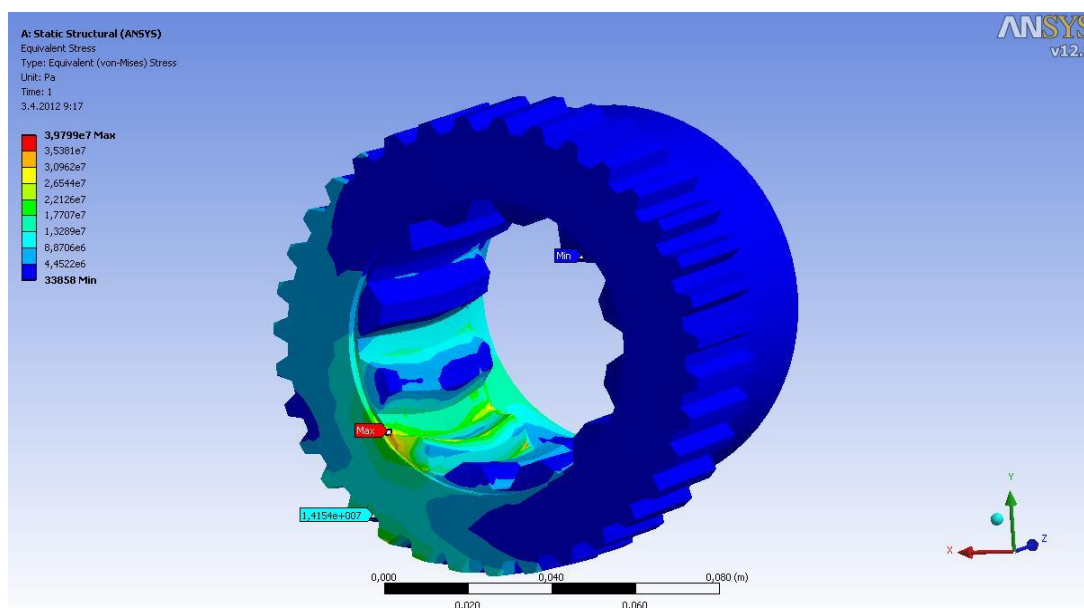
Seuraavaksi simuloitiin moduulilla 5 tehty malli. Jälleen samalla periaatteella kuin aiemmissakin, yhden hampaan kuormitukseksi tuli 12 614 N, kun hampaita on yhteensä 12 kappaletta.



Kuva 6.6. Moduulilla 5 tehdyn kytinkappaleen simulointi

Tuloksesi saatiin 38,7 MPa jännityshuipussa, joka on vähän alle 10 MPa enemmän kuin moduulilla 3, mutta hampaitakin on 10 vähemmän. Eroa nykyiseen hammastukseen on noin 135 MPa.

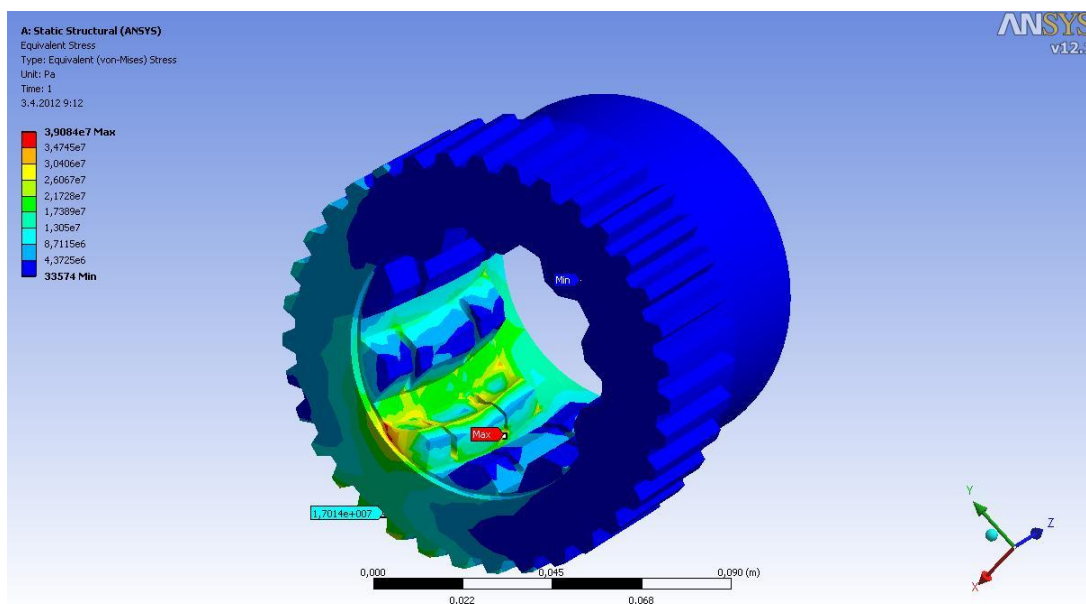
Vertailun vuoksi on otettu vielä sama malli ilman uria.



Kuva 6.7. Moduulilla 5 tehty kytkinkappale ilman uria

Tuloksena saatiin 39,8 MPa, joka on itse asiassa hieman suurempi kuin urien kanssa oleva malli. Tuloksista huomataan myös se, että jännityshuippu kohdistuu melkein aina jonnekin hampaan reunan kulmaan. Tätä tulosta voisi siis selittää se, että kun ilman uria olevassa hampaassa on vain kaksi reunaa, jonne jännityshuippu kohdentuu, niin urien kanssa olevissa hampaissa on enemmän reunoja, jonne jännitys kohdentuu. Eli kun jännityshuippu kohdentuu useampaan paikkaan, niin se lopulta myös pienentää saatua jännityshuippua.

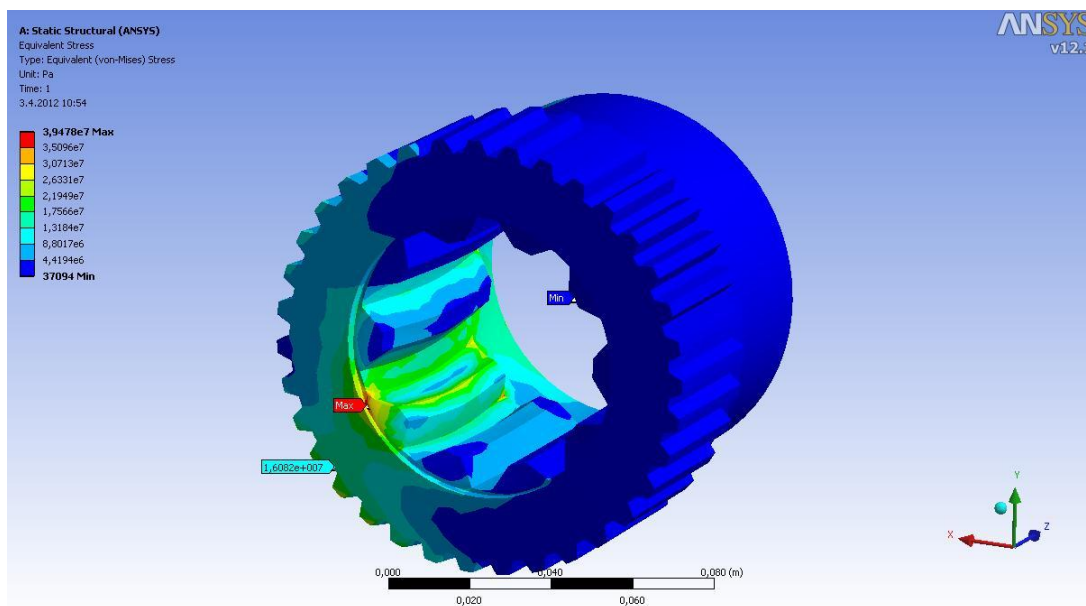
Vielä modulilla 6 tehty kytkinkappale ja tässä yhden hampaan kuormitukseksi tuli 15 137 N, kun hampaita on yhteensä 10 kappaletta.



Kuva 6.8. Modulilla 6 tehty kytkinkappale

Modulilla 6 tehdyssä kytkinkappaleessa jännityshuipuksi tuli 39 MPa. Ei siis juuri mitään eroa verrattuna moduliin 5. Eroa nykyiseen hammastukseen kertyy jännityksessä saman verran kuin modulilla 5, eli 135 MPa.

Vertailun vuoksi tässä on vielä modulilla 6 tehty simulaation, ilman uria.



Kuva 6.9. Modulilla 6 tehty kytkinkappale ilman uria

Ilman uria olleesta moduulilla 6 tehdystä kytkinkappaleesta jännityshuipuksi tuli 39,4 MPa, eli lähes vastaava kuin urien kanssa. Kuitenkin jännityksestä tuli jälleen aavistuksen suurempi ilman uria, kuin urien kanssa.

6.5 Tulosten analysointi

Tuloksista voidaan nyt päätellä, että kaikkein kestävimmäksi osoittautui pienimmällä moduulilla tehty kytkinkappale. Tosin ero 10 ja 12 hammasta vähemmän sisältäviin moduuleihin on sen verran pieni, että voidaan kyseenalaistaa 22 hampaan tarvetta tässä konstruktiossa, kun vähemmälläkin hampaiden määrällä pärjää. Lisäksi moduulilla 3 tehdyt hampaat ovat niin pieniä, että se varmasti aiheuttaisi uudessa konstruktiossa ongelmia vastinpinnan suhteen. Jäljelle jäävistä vaihtoehdoista moduulilla 5 tehty hammastus kesti hieman paremmin rasitusta kuin moduulilla 6, tosin erot olivat minimaalisia. Uskoisin kuitenkin, että moduulilla 5 tehty vaihtoehto on myös siinä mielessä parempi, että kaksi lisähammasta eivät varmasti ole pahitteeksi kytkinkappaleen kestävyuden kannalta.

Toinen huomionarvoinen seikka on, että uudet urat eivät juuri vaikuta hampaan kestävyteen. Hammas kestää lähestulkoon yhtä hyvin, ellei jopa paremmin kuin ilman uria, joten urat voidaan hyvin pitää tässä uudessa konstruktiovaihtoehdossa mukana.

7 KONSTRUKTION VALINTA JA OPTIMOINTI

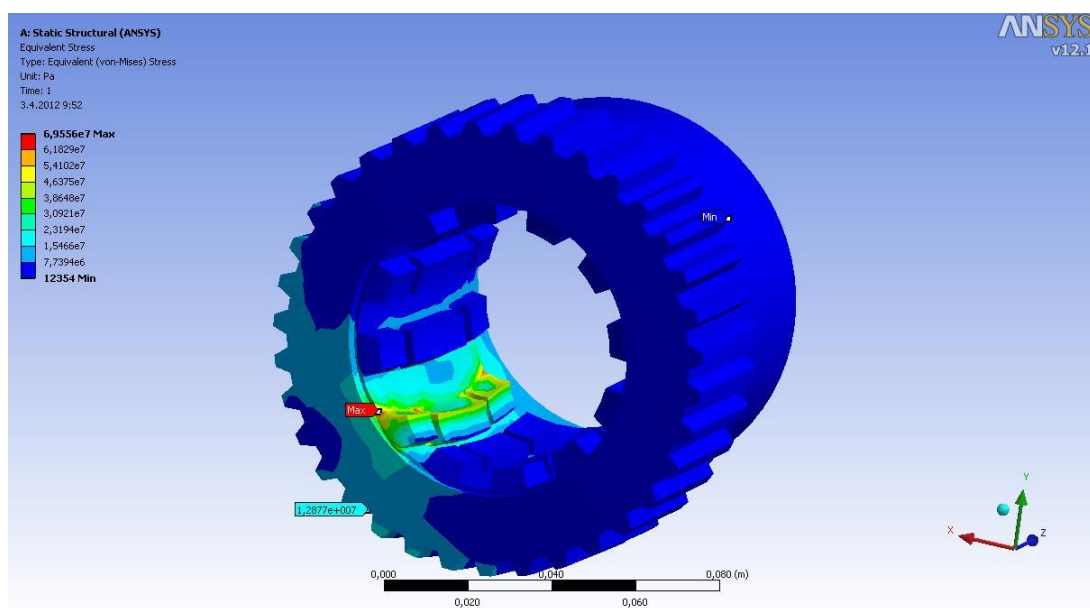
7.1 Parhaimman konstruktion valinta

Parhaimmaksi malliksi simulaatioiden osalta suoriutui moduulilla 5 tehty hammastus. Tässä mallissa todettiin olevan paras kestävyys suhteessa hampaan kokoon ja niiden määrään, verrattuna muihin malleihin. Lisäksi moduulilla 5 tehdyssä mallissa hampaalla on jo sen verran korkeutta, että sitä pystytään muokkaamaan paremmin konstruktion sopivaksi.

7.2 Valitun konstruktion optimointia

Ensimmäisenä kokeiltiin muuttaa hammastusta siten, että kun DIN 5480 mukaisesti tehtynä hampaaseen tulee 30° kulma, niin nykyisessä konstruktiossa se on täysin suora, joten kokeiltiin muuttaa hammastus seuraavaksi ilman kulmaa. Simulaatiolla nähtiin sitten, kuinka suuri vaikutus tuolla kulmalla on hampaan kestävyys.

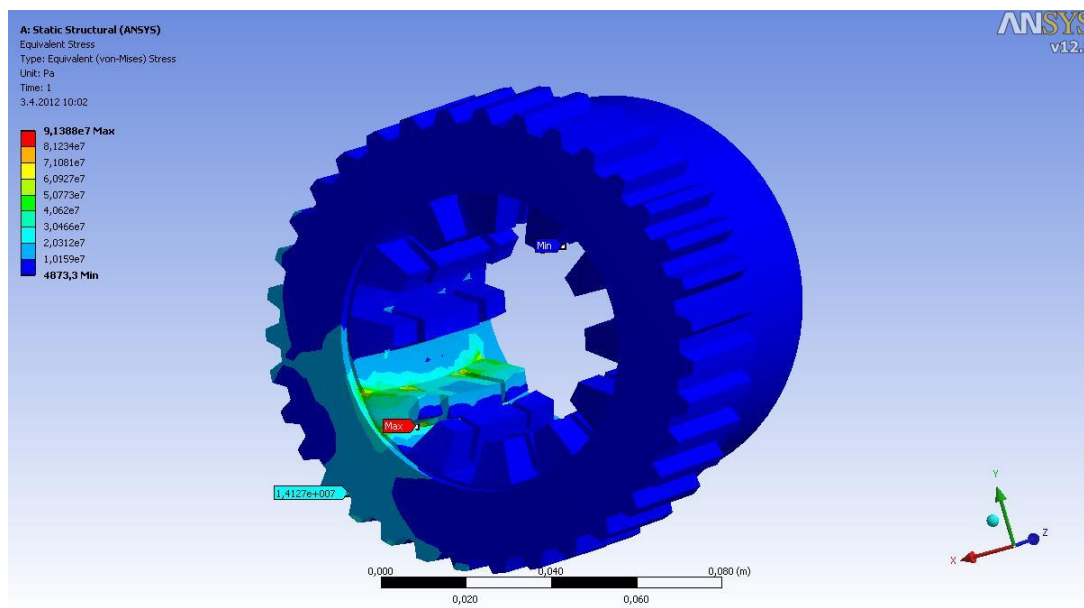
Ensimmäisessä simulaatiossa mallia on muokattu vain tuon kulman osalta. Hammastus on muuten täysin standardin mukainen, eikä tuohon 5 mm hammaskorkeuteen ole puututtu.



Kuva 7.1. Ensimmäinen simulaatio, hampaan kulma 0°

Tuloksista havaitaan heti, että hampaaseen kohdistuu paljon enemmän jännitystä 0° kulmalla, kuin 30° kulmalla tehtynä. Hampaan maksimijännitykseksi saatiin 69,5 MPa. Saatu tulos on noin 31 MPa suurempi kuin normaalilla standardin mukaisella hammastuksella tehty malli. Hampaan kulmalla on siis suuri merkitys hampaan kestävyden kannalta.

Seuraavaksi muokattiin hampaan korkeutta lähelle nykyisen hammastuksen korkeutta, eli 10 mm:iin. Nykyinen hammaskorkeus on 10,65 mm. Hampaan kulma on edelleen 0° .

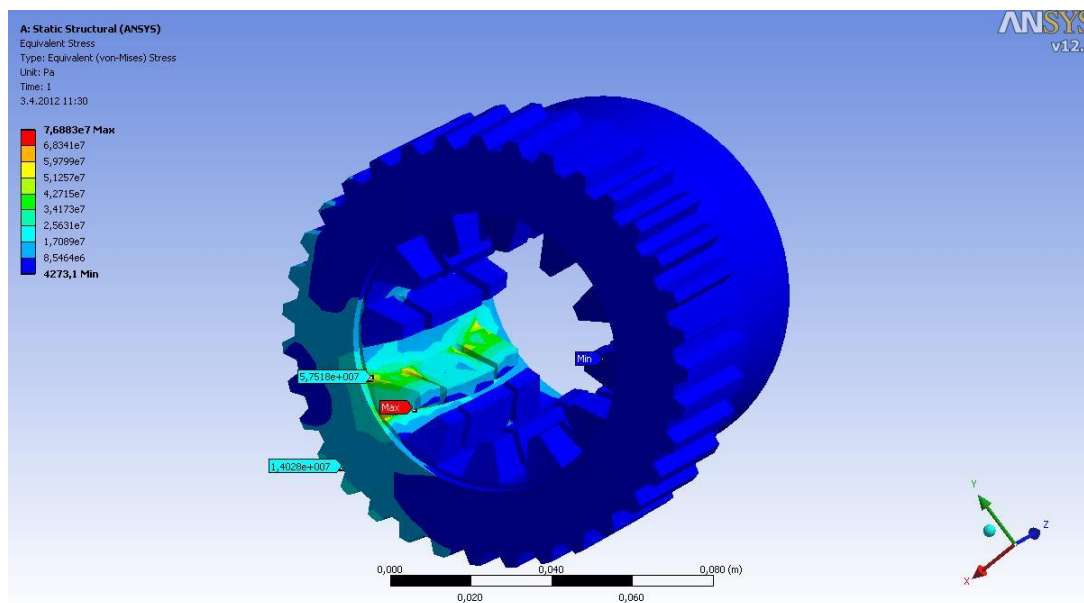


Kuva 7.2. Toinen optimoinnin simulaatio, hampaan kulma 0° ja hammaskorkeus 10 mm

Tulokseksi saatiin 91 MPa, joka on jo melko paljon enemmän, verrattuna esimerkiksi normaaliin moduulilla 5 tehtyyn hammastukseen. Nyt voidaan myös todeta, että hampaan korkeudella on suuri merkitys hampaaseen kohdistuvien jännityksien suuruuteen.

Seuraavaksi lähdettiin hakemaan parasta vaihtoehtoa lopputulokseksi ja saamaan vastinpinnasta riittävän suuri. Siinä täytyi tehdä kompromisseja hampaan korkeuden ja sen kulman kanssa, jotta saatiin riittävän kestävä, mutta myös vastinpinnaltaan so-piva konstruktiovaihtoehto lopputulokseksi.

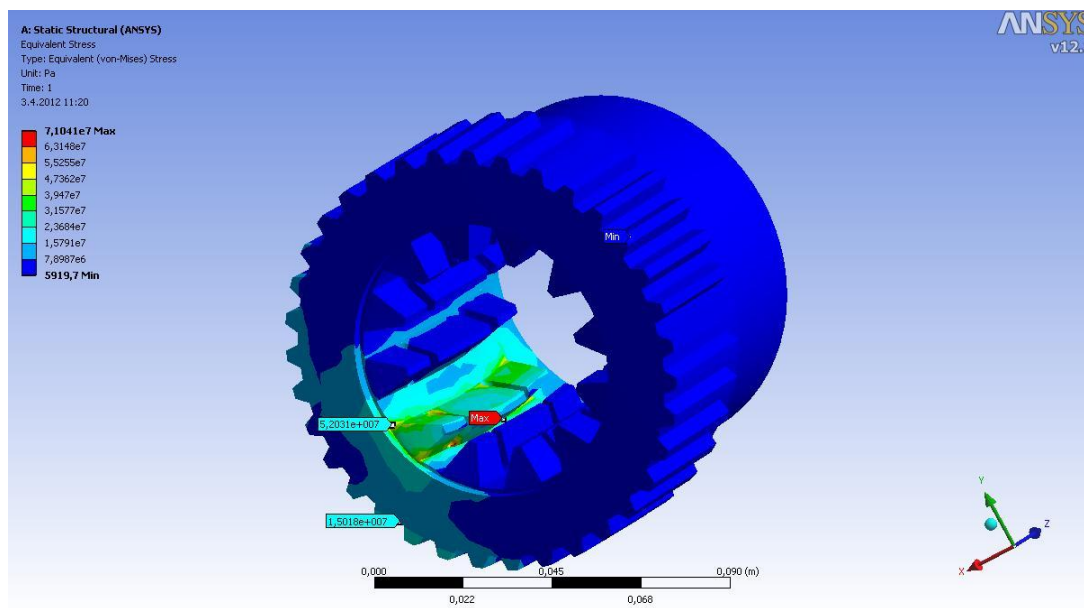
Ensimmäiseksi lähdettiin kokeilemaan korkealla 10 mm hammaskorkeudella, mutta kulmaa kasvatettiin 5° :lla alkuperäisestä 0° :sta.



Kuva 7.3. Kolmas optimoinnin simulaatio, 10 mm hammaskorkeus, 5° kulma

Tästä simuloinnista saatiin tulokseksi 76,8 MPa. Se on noin 14 MPa vähemmän kuin vastaavassa hampaassa 0°:een kulmalla, joten kulmaa kasvattamalla saatiin heti paljon parempi tulos. Täytyy silti muistaa, että kun hammas on korkea ja kulma kasvaa suuremmaksi, niin hammas terävöityy sitä enemmän, mitä suurempi kulma on. Josain vaiheessa kulman kasvaessa, kulman linjat leikkaavat ennen aikojaan, ja hampaasta tulee matalampi.

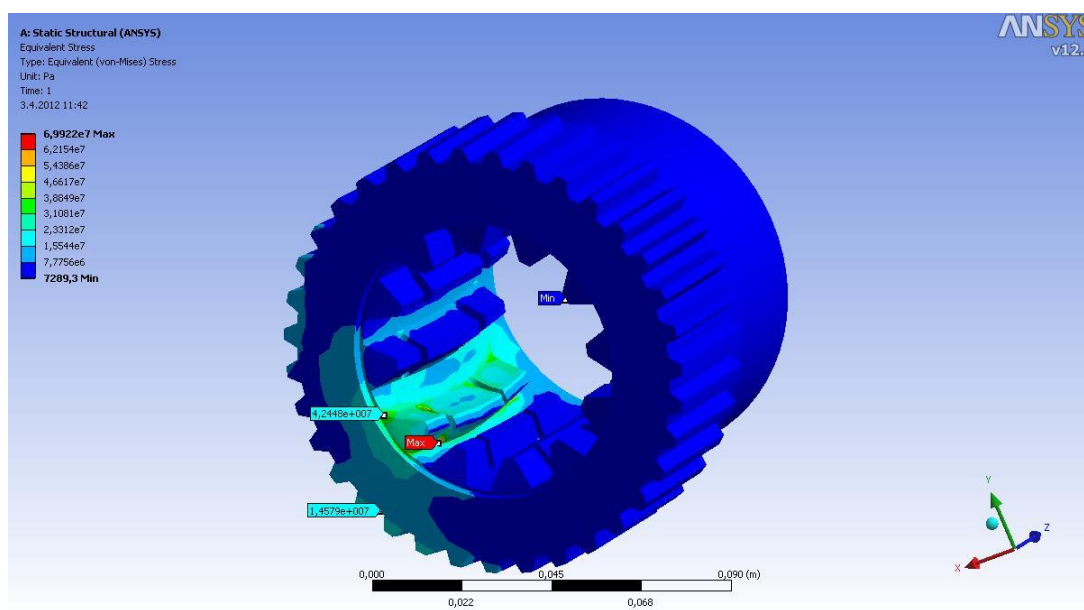
Seuraavaksi kokeiltiin kasvattaa hampaan kulmaa vielä toiset 5 astetta, 10°:seen. Siinä nähtiin, vieläkö hammas pysyy 10 mm korkuisena, vai joko kulma on liian suuri.



Kuva 7.4. Neljäs optimoitu simulaatio, 10 mm hammaskorkeus, 10° kulma

Tästä simulaatiosta saatiin tulokseksi 71 MPa. Maksimi jännitys pieneni, mutta vähemmän kuin odotettiin. Samalla huomattiin, että 10° kulma onnistuu vielä tässä hammaskorkeudessa, mutta pää alkaa olla jo aika terävä.

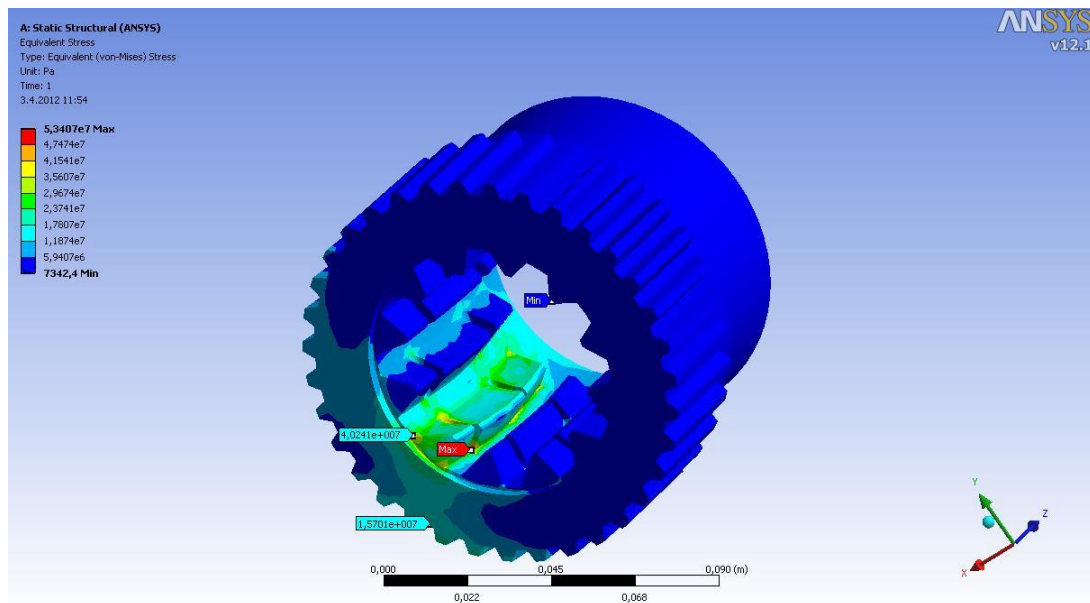
Seuraavaksi kokeiltiin lyhentää hammasta 2 mm. Hammaskorkeutena 8 mm, voisi vielä riittää vastinpinnaksi. Toivon mukaan lyhempi hammas ja hieman suuremmalla kulmalla toisi enemmän kestävyyttä hampaaseen. Ensin kokeilussa 8 mm hammas 15° kulmalla.



Kuva 7.5. Viides optimoitu simulaatio, 8 mm hammaskorkeus, 15° kulma

Tulokseksi saatiin 70 MPa, jolla nyt ei ainakaan vielä saavutettu parempaa tulosta, vaikka hammaskorkeus väheni ja kulma kasvoi. Kuten kuvasta 7.5 näkee, niin 8 mm hammaskorkeudella ja 15°:lla hampaan päähän jää vielä varaa kasvattaa kulmaa vähän.

Viimeisenä on vielä simuloituna 8 mm hammaskorkeudella ja 20° kulmalla oleva optimoitu kytkinkappale.



Kuva 7.6. Kuudes optimoitu simulaatio, 8 mm hammaskorkeus, 20° kulma

Viimeisestä simulaatiosta saavutettiin jo varsin hyvä tulos. Maksimijännitys oli 53,4 MPa, joka on merkittävä parannus verrattuna vastaavaan malliin 15° kulmalla. Eroa syntyi melkein 17 MPa. Eikä eroa ole enää ihan standardilla tehtyyn moduulin 5 malliin verrattuna kuin 14,6 MPa. Saatu tulos alittaa lisäksi reilusti materiaalille määritellyn 75 MPa:n maksimijännityksen rajan.

Tätä saavutettua tulosta voidaan pitää jo varsin hyvänä, koska hammas on 3 mm korkeampi kuin tavallinen moduulin 5 hammastus ja sillä ei ole enää niin suurta kulmaa hampaan juuressa, joka parantaisi kestävyyttä.

8 YHTEENVETO

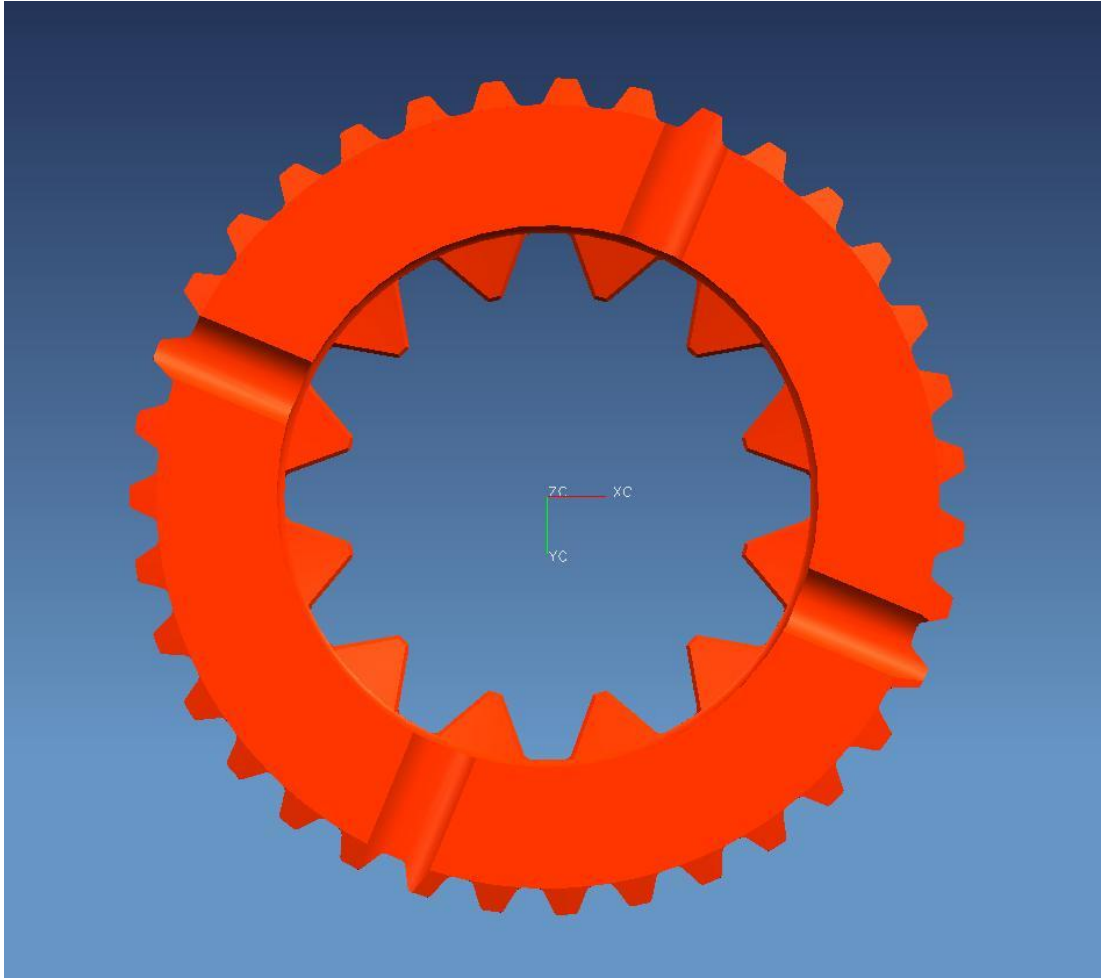
8.1 Parhaaksi todettu konstruktioehdotus

Parhaaksi uudeksi konstruktioeksi valittiin moduulilla 5 tehty kytinkappale, jossa hampaan korkeutta on kasvatettu 3 mm. Tämän lisäksi hampaan normaalia 30 asteen kulmaa, muutettiin 10 astetta pienemmäksi, eli 20 asteeseen. Tämä siksi, että hampaan korkeutta saatiin riittävästi kasvatettua, mutta hampaan juureen jäi vielä hyvin leveyttä, jolloin se kestää paremmin rasitusta.

Kuvissa 8.1 ja 8.2 on esitelty uusi kytinkappale viimeisteltynä lopulliseen muotoonsa.

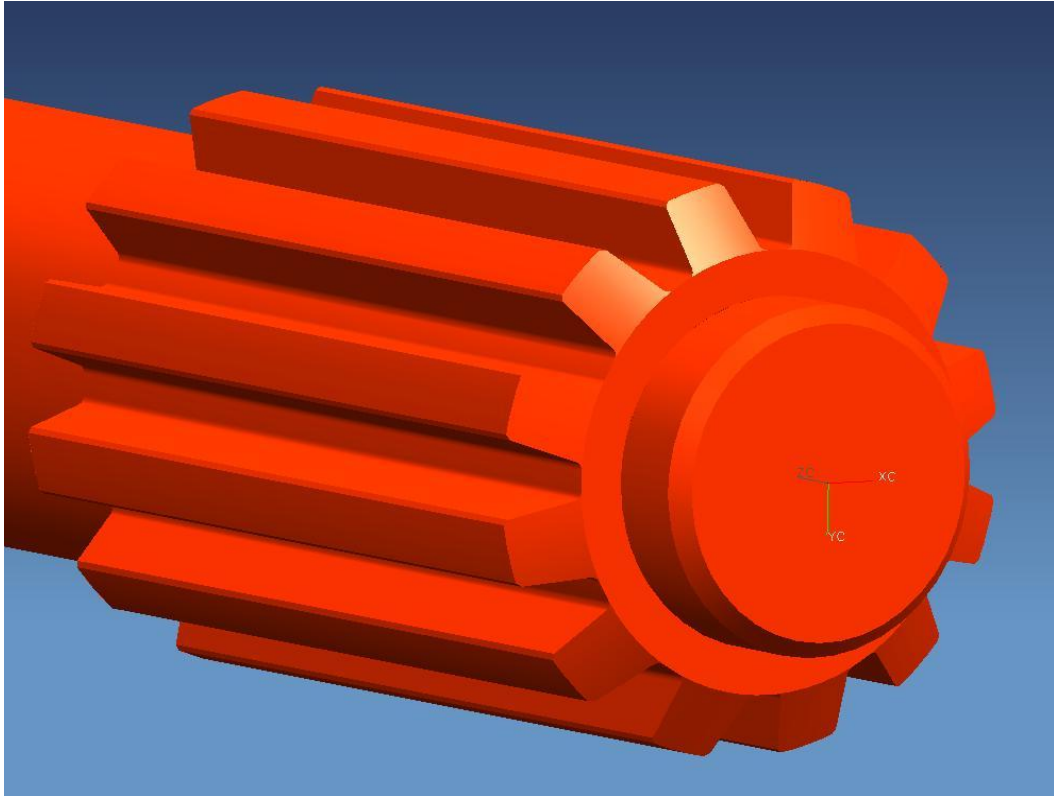


Kuva 8.1. Uusi kytinkappale kuvattuna vinosta



Kuva 8.2. Uusi kytkinkappale kuvattuna edestä

Kuvissa 8.3 ja 8.4 on mallinnettu havainnollistamisen vuoksi myös uudet niskatankon vetolehdet.



Kuva 8.3. Niskan uudet vetolehdet vinosti kuvattuna



Kuva 8.4. Niskan uudet vetolehdet edestä kuvattuna

8.2 Jatkokehitysehdotuksia

Ennen kuin uutta kytkinkappaletta voidaan alkaa kokeilla oikeilla porakoneilla ja oikeissa testeissä, pitäisi kytkinkappaletta simuloida vielä väsymislajuuden kannalta. Sitä ei ajanpuutteen vuoksi ehditty simuloida tämän työn osalta, mutta se on tärkeä rasitustesti kytkinkappaleelle. Niskalle tuleva vääntömomentti vaihtelee säännöllisesti, jolloin kytkinkappaleen hampaaseen kohdistuu paljon rasittavampi kuormitus kuin pelkkä normaalivoima antaa ymmärtää.

Lisäksi uusien hampaisiin tulevien urien muotoa ja paikkaa voi vielä tutkia tarkemmin. Yleisesti ottaen hammas rasittuu kaikkein vähiten keskikohdasta, jolloin voisi kokeilla urien tekoa lähemmäs hampaan keskikohtaa kuin tällä hetkellä. Lisäksi voisi tutkia, ajaisiko yksi iso ura kahden pienemmän uran asemaa.

Materiaalin valintaa voidaan jatkossa myös tarkastella lisää. Uudesta konstruktiosta saatu hyvä tulos jännitysten suhteen voisi antaa mahdollisuuksia vaihtaa materiaaliksi pehmeämpää vaihtoehtoa, jolloin kitkakerroin taas pienenesi ja sitä kautta myös lämmöntuotanto olisi asteen pienempää.

Voitelua voitaisiin tutkia lisää myös tulevaisuudessa, koska siitä kaikki ongelmat yleensä johtuvat. Voisiko voiteluainetta muuttaa johonkin toiseen aineeseen ja voitaisiinko voitelun kulkua parantaa porakoneen sisällä?

Niskan vetolehtien muotoa voisi tarkastella tulevaisuudessa. Niska on kovaa terästä, eikä siksi kulu käytössä juuri ollenkaan. Kytinkappale on pehmeää pronssia ja kuuluu siksi paljon nopeammin, joten kytkinkappaleen hampaita voitaisiin vielä suurentaa ja niskan vetolehtiä vastaavasti pienentää. Näin saataisiin kytkinkappaleen hampaille vielä pidempi käyttöikä.

Hampaan muotoa muuttamalla voitaisiin myös saada konstruktion parempi kestävyys. Vaihtoehtoisia tapoja on esimerkiksi muuttaa hammastus vinoksi tai paksuntaa hammastusta keskeltä, eli tehdä bombeeraus.

LÄHTEET

1. Sandvik Mining and Construction Oy Intranet [www-sivu]. [Viitattu 30.3.2012]
2. Hämäläinen, Mikko. 2008. Koelaitteen kehittäminen kallioporakoneen komponenttien testaukseen. Tampereen Teknillinen Yliopisto. Konetekniikka. Diplomityö. [Viitattu 14.2.2011]
3. Kivioja S, Kivivuori S, Salonen P, Tribologia – Kitka, kuluminen ja voitelu, 5. korjattu painos, Hakapaino Oy, Otatieto, 2007, 346 s.
4. Blom S, Lahtinen P, Nuutio E, Pekkola K, Pyy S, Rautiainen H, Sampo A, Seppänen P, Suosara E, Koneenelimet ja mekanismit, 5.-6. painos, Edita Prima Oy, Edita, 2006, 328 s.

