



PULPPERIN ROOTTORIYKSIKÖN LAAKEROINNIN KEHITTÄMINEN

Matias Huhtiniemi

Opinnäytetyö
Huhtikuu 2015
Kone- ja tuotantotekniikka
Tuotekehitys

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikka
Tuotekehitys

HUHTINIEMI MATIAS:
Pulpperin roottoriyksikön laakeroinnin kehittäminen

Opinnäytetyö 69 sivua, joista liitteitä 25 sivua
Huhtikuu 2015

Tämä opinnäytetyö on tehty Valmet Technologies Oy:lle, joka on maailman johtava sellu-, paperi- ja energiateollisuuden teknologia- ja palvelutoimittaja. Työn tarkoituksena oli tutkia pulpperin roottorin laakerointia ja pääasiallisena lähtökohtana oli löytää laakerointiratkaisu, jolla saavutetaan nykyiseen verrattuna 2- tai jopa 4-kertainen varmuus aksiaalivoiman keston suhteen. Tämän lisäksi työnteettäjän toiveena oli, että uusi laakerointiyksikkö olisi vaihdettavissa nykyiseen runkoon vain laakeripesiä muokkamalla.

Työ aloitettiin tutustumalla roottoriyksikön nykyiseen rakenteeseen ja laakerointi ratkaisuun, sekä pulpperin toimintaan. Tämän lisäksi yritettiin selvittää normaalissa käytössä vaikuttavat laakerivoimat, joiden perusteella nykyinen laakerointi on valittu. Tämän osoittauduttua liian haasteelliseksi tehtäväksi riittävällä tarkkuudella, päätettiin selvittää selluloosapaalin osumasta aiheutuvan iskuvoiman synnyttämät laakerivoimat ja käytettiin niitä uusien laakereiden mitoittamisessa. Työssä tutkittiin myös roottorin akselin kestoja valitussa kuormitustilanteessa sekä erilaisten voitelujärjestelmien vaikutusta laakereiden kestoikään.

Löydetyille laakerointivaihtoehdoille valittiin sopivat laakerit kahdella eri kestoikäteoriolla niin, että 100 000 tunnin käyttöikä täyttyy. Vertailun vuoksi tehtiin samoilla lähtöarvoilla vastaavat laskut myös nykyiselle laakeroinnille ja todettiin uusien laakereiden kestoian olevan noin 3-kertainen vanhoihin verrattuna. Valitut laakerit ovat kaikki SKF:n malleja, mutta tutkimusten perusteella myös muilta isommilta valmistajilta löytyy hyvin lähelle vastaavanlaiset laakerit.

Osa opinnäytetyöstä sisältää luottamuksellista materiaalia, jotka on poistettu julkisesta versiosta.

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Mechanical and Production Engineering
Product Development

HUHTINIEMI MATIAS:
Development of Bearing for Pulper Rotor Unit
Bachelor's thesis 69 pages, appendices 25 pages
April 2015

This thesis was made for Valmet Corporation which is the leading global supplier and developer of technologies, automation and services for the paper, pulp and energy industries. The purpose of this thesis was to research pulper rotor units' bearing arrangements and find a solution which can carry two or four times bigger axial-loads than the current ones. Furthermore, the commissioner of this thesis hoped that the new assembly could be installed directly to the existing bearing housings.

To solve out the axial-loads that had been used when choosing the current bearings, the thesis was started by getting familiar with the pulper's functioning and trying to solve loads which affect the bearings in normal use. Finding out sufficiently precise figures proved to be too challenging to find out so it was decided that the bearing loads caused by the hit of cellulose-bale would be calculated and used to choose new bearings. The same load was also used in strength calculations for the rotor axle. Furthermore the influence of lubrication solution on bearings' lastability was also researched.

New bearings were selected according two bearings' lastability to fulfill the demand for 100 000 hours of use which is approximately three times longer than what calculations based on the same theories gave to current bearings. All chosen bearings were manufactured by SKF but all of the biggest manufacturers offer almost completely similar products with nearly the same qualities.

Some parts of this thesis are confidential and have been removed from the public version.

Key words: bearing arrangements, pulper

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	6
2	LÄHTÖTILANNE JA TAVOITTEET	8
2.1	Roottoriyksikkö	8
2.2	Nykyinen laakerointiyksikkö.....	10
2.3	Lähtöarvot.....	10
3	LAAKEROINTI.....	12
3.1	Vierintälaakerit ja niiden valinta.....	12
3.2	Vierintälaakerien kestoiän määrittäminen	15
3.2.1	Ekvivalenttikuormituksen laskeminen.....	16
3.2.2	Muunnettu kestoikäkaava.....	16
3.2.3	Laakerivalmistajien muunnettu kestoikäkaavat	17
3.3	Vierintälaakerin voitelu	19
3.3.1	Voitelun tehtävä	19
3.3.2	Voitelutavan valinta	19
3.3.3	Puutteellinen voitelu.....	20
3.4	Esimerkki voitelutavan vaikutuksesta laakerin kestoikään.....	20
4	UUSIEN LAAKEREIDEN VALINTA	23
4.1	Laakereihin vaikuttavat voimat	23
4.1.1	Normaali käyttötilanne.....	23
4.2	Uusien laakereiden mitoitus.....	25
4.3	Selluloosapaalin osumisesta aiheutuva voima	26
4.3.1	Impulssi ja liikemäärä	26
4.3.2	Akselivahvuuden tarkastelu	28
4.4	Laakereiden valinnassa käytetyt kestoikäkaavat	30
5	EHDOTUKSET UUDEKSI LAAKEROINNIKSI	32
5.1	Nykyisen rakenteen mukaiset pallomaiset rullalaakerit	32
5.1.1	Laakerivoimat	32
5.1.2	Valitut laakerit.....	34
5.2	Pallomaiset rullalaakerit ja pallomainen painerullalaakeri.....	35
5.2.1	Laakerivoimat	36
5.2.2	Valitut laakerit.....	36
5.3	Pallomaiset painerullalaakerit ylälaakerina	37
5.3.1	Laakerivoimat	38
5.3.2	Valitut laakerit.....	39
5.4	Radiaalilaakerit ja kaksisuuntainen painerullalaakeri.....	40
6	LOPPUTULOKSET JA POHDINTA.....	42

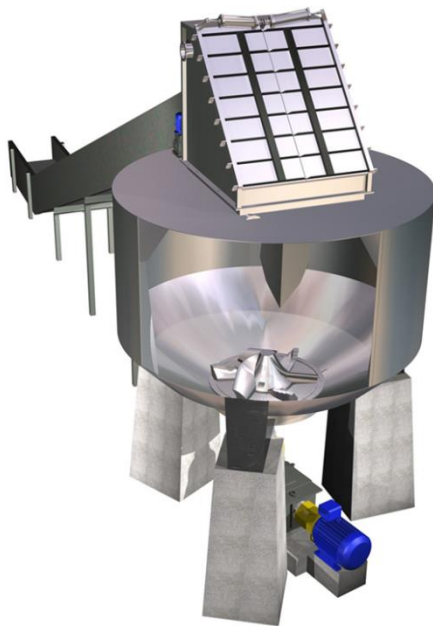
LÄHTEET	43
LIITTEET	45
Liite 1. Sellupaalin putoamisesta aiheutuva iskuvoima	45
Liite 2. Laakereiden valinta 1	47
Liite 3. Nykyisten laakereiden vertailukestoviät	57
Liite 4. Laakereiden valinta 2	59
Liite 5. Laakereiden valinta 3	66

1 JOHDANTO

Opinnäytetyö tehtiin Valmet Technologies Oy:lle, joka on maailman johtava sellu-, paperi- ja energiateollisuuden teknologia- ja palvelutoimittaja. Valmet tarjoaa asiakkailleen kaiken kattavat palvelut voimalaitosten parannuksiin ja varaosiin, sekä kunnossapidon ulkoistukseen. Sen vahvan teknologiatarjonnan ytimen muodostavat kokonaiset pehmapaperi-, kartongin- ja paperinvalmistuslinjat, sekä kokonaiset sellutehtaat ja bioenergiaa tuottavat voimalaitokset (Valmet Oyj. 2015).

Opinnäytetyön tavoitteena oli tutkia pulpperin roottoriyksikön laakerointia. Toimeksiantajan ohjeistuksena oli etsiä laakerointiratkaisu, jonka aksiaalikuormien kesto olisi 2- tai jopa 4-kertainen nykyiseen laakerointiin verrattuna. Lisäksi toiveena oli, että uusi laakerointi olisi asennettavissa nykyiseen runkoon vain laakeripesiä muuttamalla.

Pulpperi on laite johon syötetään kuljettimella selluloosapaaleja, jotka roottorin toimesta sekoitetaan veteen. Roottoriyksikkö on sijoitettu pulpperin pohjalle ja syntynyt massa pumpataan sen rungossa olevien sihdin ja pumppausyhteen läpi eteenpäin prosessissa (kuva 1).



KUVA 1. Tyypillinen massankäsittelylaite, pulpperi

Kuvassa 1 pulpperin roottoria pyöritetään sähkömoottorilla kulmavaihteen avulla. Käytössä on myös sovellutuksia, joissa roottoria pyöritetään hihnapyörävälityksellä.

Tarpeen tämän opinnäytetyön teettämiselle tekee se, että kun pulpperia ajetaan manuaalisesti, selluloosapaalien putoaminen roottorin päälle aiheuttaa sen laakereille kohdistuvia suuria aksiaalikuormia, jotka rajoittavat niiden käyttöikä.

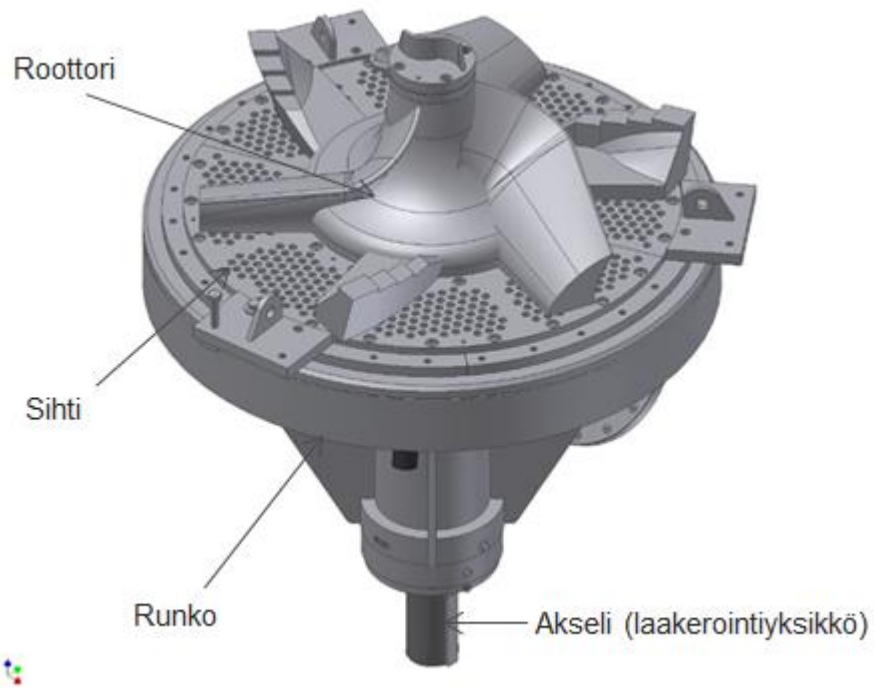
2 LÄHTÖTILANNE JA TAVOITTEET

Työn tarkoituksena oli etsiä pulpperin roottorin laakerointiyksikköön uudet laakerit, joiden kesto aksiaalikuormiin nähden on 2- tai jopa 4-kertainen, nykyisiin laakereihin verrattuna. Tämänhetkinen laakerointiratkaisu ei ole saavuttanut haluttua käyttöikää, ja syyksi on osoittautunut se, että pulpperia ohjataan ajoittain manuaalisesti, jolloin sen sisällä olevan seoksen taso on liian alhainen. Tämä mahdollistaa pulpperiin syötettävien selluloosapaalien suoran putoamisen suoraan roottorin päälle, mistä aiheutuu huomattavia aksiaalivoimia, jotka alentavat laakereiden käyttöikää.

Mainittakoon, että työn teettäjä tahtoi tämän opinnäytetyön olevan alustava tutkielma, jota voidaan käyttää hyödyksi lopullisia laakeroinnin kehittämispäätöksiä ja suunnitelmia tehdessä. Tästä johtuen työssä ei pyritty tuottamaan täydellisiä valmistus dokumentteja, vaan keskityttiin etsimään vaihtoehdot laakeroinnin rakenteelle ja etsimään sopivat laakerimallit. Lisäksi työssä tutkittiin myös mahdollisen voitelu järjestelyn kehittämisen tuomaa hyötyä.

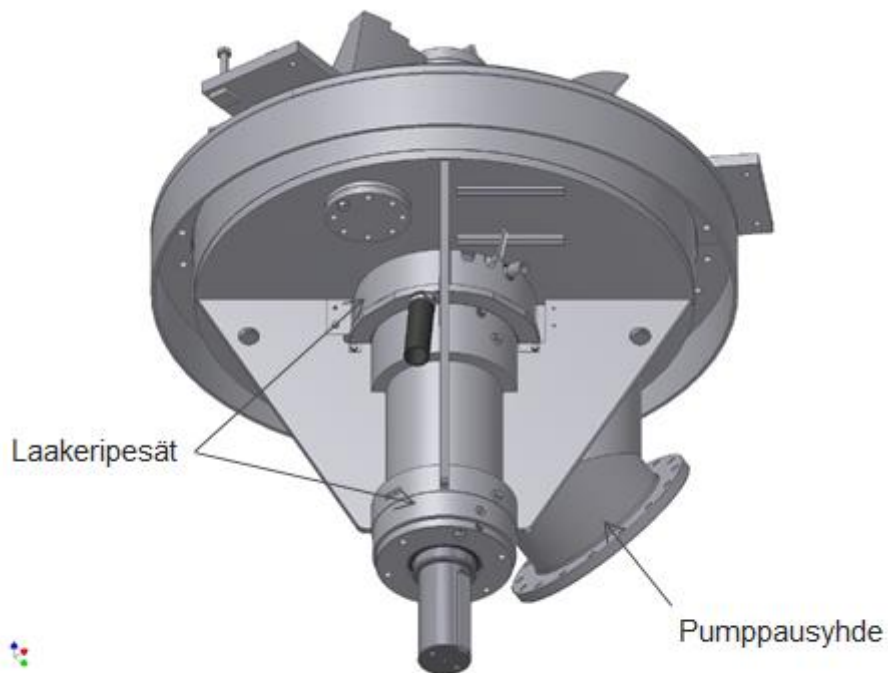
2.1 Roottoriyksikkö

Roottoriyksikön pääosat ovat roottori, runko ja akseli (kuva 2 ja kuva 3). Roottorin tarkoituksena on hajottaa ja sekoittaa selluloosapaali veteen. Sen rungossa on pumpausyhde ja sihti, joiden kautta syntynyt seos pumpataan eteenpäin prosessissa. Roottoriyksikön sisällä oleva akseli on liitettyä laakereihin, joiden kanssa se muodostaa laakerointiyksikön, jonka kehittämistä tässä opinnäytetyössä käsitellään.



KUVA 2. Roottoriyksikkö

Kuvassa 3 on roottoriyksikkö kuvattuna alapäin, ja siinä näkyy laakeripesien ja pumppausyhden sijainti rungossa.



KUVA 3. Roottoriyksikön alapuoli.

2.2 Nykyinen laakerointiyksikkö

Laakerointiyksikkö on akselista ja laakereista koostuva kokonaisuus, joka asennetaan roottoriyksikön rungon sisään yläkautta. Nykyisessä kokoonpanossa käytetään SKF:n valmistamia pallomaisia rullalaakereita, joista ylempi A on ja alempi B. Tällä hetkellä niiden voitelu tapahtuu rasvalla, jota lisätään rasvanipan kautta huoltojen yhteydessä.

Kuvassa 4 on esitetty roottoriyksikön tämän hetkisen kokoonpanon poikkileikkauskuva, josta ilmenee, että alempi laakeri on niin sanottu vapaa laakeri, joka ei ota vastaan aksiaalisia voimia. Tässä ratkaisussa kaikki aksiaalivoimat kohdistuvat ainoastaan yläpuoliseen laakeriin.

KUVA 4. Roottoriyksikön poikkileikkauskuva

2.3 Lähtöarvot

Opinnäytetyön tekemistä varten annettiin tämän hetkisen laakeroinnin suunnittelussa käytettyjä arvoja, sekä piirustukset, joista selvisi laskennassa huomioitavien osien massa. Lähtöarvot on koottu taulukkoon 1.

TAULUKKO 1. Lähtöarvot

3 LAAKEROINTI

Laakeroinnin tehtävänä koneenrakennuksessa on pyörivien ja edestakaisin kiertyvien koneenosien tukeminen ja ohjaaminen. Tällaisia koneenosia ovat esimerkiksi erilaiset akselit ja luistit. Laakerit voidaan erotella kuormien kantavuuden mukaan kahteen ryhmään, aksiaali- ja säteislaakereihin. Jos tukivoimat vaikuttavat kohtisuoraan akselia vastaan, on tarve säteislaakerille, ja jos siihen kohdistuu aksiaalisia, akselin pituussuuntaisia voimia, on tarve aksiaalilaakerille. (Airila ym. 2009, 417.)

Laakerit voidaan jakaa myös rakenteensa puolesta kahteen luokkaan, vierintä- ja liukulaakereihin. Liukulaakerissa kuormaa kantaa akselin ja navan välissä oleva voiteluainekalvo ja vierintälaakereissa puolestaan erilaiset kuulat, rullat ja neulat. Vierintälaakereita on olemassa puhtaasti säteittäiskuormalle tarkoitettuja, sekä aksiaali- ja radiaali kuormien yhdistelmille sopivia. (Airila ym. 2009, 417.)

Opinnäytetyön aiheena olevassa tapauksessa, on nykyinen laakerointi toteutettu vierintälaakereilla ja niiden joukosta päätettiin myös etsiä uudet vaihtoehdot. Vierintälaakereiden vertailu on suhteellisen yksinkertaista, koska valmistajilta on saatavilla kattavat tiedot kuormankantokyvyistä ja muista oleellisista ominaisuuksista. Lisäksi valmistajien kotisivuilla on erilaisia laskentaohjelmia, jotka auttavat laakeroinnin suunnittelussa.

3.1 Vierintälaakerit ja niiden valinta

Vierintälaakerit ovat standardoituja, asennusvalmiita koneenosia, joiden ulko- ja sisärenkaan välissä on vierintäelimet, sekä niiden jaon tasaisuuden varmistava pidin. Tyypillisimpiä vierintäelimiä ovat kuulat ja erimalliset rullat, sekä neulat. (Airila ym. 2009, 447.) Vierintälaakereista on olemassa useita erilaisia rakennemuotoja, jotka on suunniteltu niiden käyttötarkoituksen ja haluttujen ominaisuuksien mukaan. Lisäksi eri tyyppien yhdistelmillä saadaan toteutettua useita erilaisia laakerointisovellutuksia.

Valittaessa vierintälaakeria, on otettava huomioon erittäin monta tekijää, joten työvaihe vaatii tarkkuutta ja huolellisuutta. Väärin valittu laakerointi voi aiheuttaa merkittäviä

kustannuksia ylimääräisten huoltojen ja korjausten muodossa. Taulukossa 2 on listattu laakerin valintaan vaikuttavat tekijät ja lyhyesti niiden kuvaukset.

TAULUKKO 2. Laakerin valintaan vaikuttavat tekijät

Tekijä	Kuvaus
Tilantarve	Koneen rakenne määrittelee usein laakerin koon, esimerkiksi sen reiän halkisijan. Toisaalta, laakerin koko määrittelee koneen muita mittoja.
Kuormitus	Laakeriin vaikuttavien voimien suunnat ovat oleellinen seikka laakerimallia valittaessa. Jotkut laakerit pystyvät ottamaan vastaan ainoastaan radiaalikuormitusta ja toiset aksiaalikuormitusta.
Suuntausvirhe	Jotkut laakerityypit eivät kestä akselin ja pesän välistä suuntausvirhettä juuri ollenkaan, kun taas itsestään asettuvat laakerit sallivat sitä suhteellisen paljon.
Tarkkuus	Joissakin koneissa laakerilta vaaditaan suurta pyörimistarkkuutta isoilla nopeuksilla. Tällaisiin sovelluksiin on olemassa oman tyyppisiään laakereita.
Laakerikitka	Laakerikitka vaikuttaa oleellisesti laakerin lämmönkehitykseen, tehohäviöön ja käyttölämpötilaan. Eniten kitkan suuruuteen vaikuttavat laakerin malli, koko, voitelu ja siihen kohdistuva kuormitus, sekä pyörimisnopeus.
Pyörimisnopeus	Vierintälaakereilla on olemassa raja-arvot pyörimisnopeuksille. Valmistajien taulukoissa on tietyissä oloissa määritelty suuntaa antava pyörimisnopeus, joten sekin täytyy tarkastaa tapauskohtaisesti.

Asennus ja irrotus	Laakerityypin valinnassa on tärkeää ottaa huomioon kuinka laakeri on tarkoitus asentaa ja irrottaa huollon tai kokoonpanon yhteydessä. Useista laakerityypeistä on olemassa lie-riöreikäisiä ja kartioreikäisiä malleja, joiden asennus ja irrotus eroavat toisistaan. Myös laa-keroitavan koneen rakenteessa on otettava nämä seikat huomioon.
Laakerivällykset ja esijännitys	Laakerin toiminnan kannalta on sen säteisvällykset erittäin merkityksellinen. Valmistajan taulukoissa ilmoittama vällykset on valittu normaaleissa käyttöolosuhteissa sopivaksi, kun laakeri on asennettu suositeltuja sovitteita käyttäen. Yleensä vällykset kannattaa tarkastaa joka tapauksessa. Laakerin esijännitystä käytetään, jotta laakeriin saadaan negatiivinen käyttövällykset. Tällä tavalla saadaan laakeroinnista jäykempi ja lisätään se vierintätarkkuutta. Joissakin sovellutuksissa esijännitystä tarvitaan minimikuormituksen toteutumiseksi. Laakerimalleja on saatavilla eri vällyksillä, joiden arvot löytyvät valmistajien taulukoista.
Äänetön käynti	Esimerkiksi kodinkoneiden laakeroinneissa, on otettava huomioon laakerin ominaisääni, joka vaihtelee laakerityypin mukaan.
Aksiaalinen siirtyvyys	Laakerointijärjestelmissä on usein yksi ohjaava laakeri ja toinen vapaa laakeri. Vapaan laakerin on päästävä siirtymään aksiaalisuunnassa vapaasti. Tämä on mahdollista toteuttaa myös laakerityypeillä, joissa siirtymä tapahtuu sisäisesti.
Jäykkyys	Joissakin sovellutuksissa laakerin jäykkyys on tärkeää, esimerkiksi työstökoneiden karoissa. Kimmoinen jousto kuormituksen alaisena määrittelee laakerin jäykkyyden.

Kestoiä ja kantokyky	<p>Tarvittavan laakerin koon määrittelee sen kantokyvyn suhde kuormitukseen. Lisäksi tähän vaikuttavat käyttövarmuudelle ja kestoiälle annetut vaatimukset. Jokaisen laakerityypin eri koolle on valmistajan antamat kantavuuslukunsa, jotka määrittelevät sen kantokyvyn.</p> <p>Kestoiän määrittelyssä on otettava huomioon myös laakerin materiaali, tiivistys, voitelu ja käyttölämpötila.</p>
----------------------	--

3.2 Vierintälaakerien kestoiän määrittäminen

Vierintälaakerien nimellinen kestoiä L_{10} on kestoiä, jonka 90 % suuresta määrästä samanlaisia laakereita ylittää annetulla ekvivalenttikuormituksella. Nimellinen kestoiä L_{10} lasketaan yhtälöllä

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (1)$$

jossa C on dynaaminen kantavuusluku, P laakerin ekvivalenttikuormitus ja p eksponentti, jonka arvo kuulalaakereille on 3 ja rullalaakereille 1/3. (Airila ym. 2009, 450–451.)

Laakerin pyörimisnopeuden ollessa vakio, voidaan nimelliskestoiä laskea käyttötunteina kaavalla

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2)$$

jossa L_{10h} on nimelliskestoiä käyttötunteina ja n pyörimisnopeus kierroksia minuutissa. 24 tuntia vuorokaudessa käyvien koneiden, joilta vaaditaan suurta käyttövarmuutta, ohjearvo nimelliskestoiälle on n . 100 000 tuntia. (Airila ym. 2009, 451.)

3.2.1 Ekvivalenttikuormituksen laskeminen

Jos suuruudeltaan ja suunnaltaan vakio laakerikuormitus F , vaikuttaa säteittäisesti säteislaakeriin tai aksiaalisesti painelaakeriin, täyttää se dynaamisen kantavuusluvun edellytykset, ja sitä voidaan käyttää suoraan ekvivalenttikuormituksen kestoajan määrittämisessä. Kaikissa muissa kuormitustapauksissa on laskettava dynaaminen ekvivalenttikuormitus P , jonka kaava on

$$P = XF_r + YF_a \quad (3)$$

jossa X on laakerin säteiskerroin, F_r on kuormituksen säteiskomponentti, Y on laakerin aksiaalikerroin ja F_a kuormituksen aksiaalikomponentti. (Airila ym. 2009, 451.)

Dynaamisen ekvivalenttikuormituksen laskemiseen tarvittavat kertoimet löytyvät valmistajien taulukoista, lisäksi joillekin laakerimalleille on määritely omat kaavansa, jotka määräytyvät aksiaali- ja radiaalikuormien suhteesta. Huomioitavaa on myös, että samanmallisen laakerin eri kokovaihtoehdoilla kertoimet vaihtelevat. Joidenkin laakerityyppien osalta on myös otettava huomioon niiden radiaalikuormituksesta aiheuttama aksiaalikuorma, jonka laskemiseksi valmistajat ovat ilmoittaneet omat kaavansa.

3.2.2 Muunnettu kestoikäkaava

Kaavalla 1 saadaan tyydyttävän tarkka tulos laakerin kestoikälle, mutta joissain tapauksissa on toivottavaa ottaa huomioon myös muita kestoikään vaikuttavia tekijöitä. Tätä varten on ISO laatinut muunnetun kestoikäkaavan, joka yksinkertaistetussa muodossaan on

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \quad (4)$$

jossa L_{na} on muunnettu nimelliskestoikä miljoonina kierroksina, a_1 on luotettavuuskerroin, a_2 on laakeriainekerroin, a_3 on käyttöolokerroin ja L_{10} on nimellinen kestoikä (SKF 1991, 35).

Edellytyksenä muunnetun kestoikäkaavan käytölle on, että laakerin käyttöolosuhteet ja siihen kohdistuvat kuormitukset tunnetaan hyvin tarkasti. Mikäli laskennassa käytettävä luotettavuus on normaalisti käytetty 90 % ja laakeri aine sekä käyttöolosuhteet myös normaaleja, on muunnettu kestoikäkaava vastaava nimellisen kestoiänkaavan kanssa. Tällöin kertoimet a_1 , a_2 ja a_3 saavat kaikki arvon 1, joten L_{na} on yhtä suuri kuin L_{10} . (SKF 1991, 35.)

3.2.3 Laakerivalmistajien muunnettu kestoikäkaavat

Suurimmilla laakerivalmistajilla on olemassa omat versionsa muunnetun kestoiänkaavoista, jotka kuitenkin perustuvat ISO 281 -standardiin. Valmistajilla on myös omat tietokoneella käytettävät laskentaohjelmansa erilaisille laakerointisovelluksille, joiden avulla on mahdollista ottaa hyvin yksityiskohtaisesti huomioon lähes kaikki laakeroinnin keston vaikuttavat tekijät.

Näiden laskentaohjelmien käyttö onkin erittäin suositeltavaa, mikäli laakerit ovat kalliita ja niiltä odotetaan erityisen pitkää käyttöikää, kuten tämän opinnäytetyön tapauksessa. Yksinkertaisilla kaavoilla ei pysty ottamaan huomioon kuormituksessa tapahtuvia muutoksia ja vertikaalin asennon vaikutusta voitelun toimintaan. Niiden avulla pystytään kuitenkin hyvin huomaamaan esimerkiksi puhtausolosuhteiden huomattavan merkityksen kestoikään.

Muunnetun kestoikäkaavan kertoimet a_2 ja a_3 , ovat toisistaan riippuvaisia, joten esimerkiksi laakerivalmistaja SKF on korvannut ne aineen ja voitelun yhdistelmäkerroimella a_{23} . Näin muunnettu kestoikäkaava on saatu muotoon

$$L_{na} = a_1 a_{23} L_{10} \quad (5)$$

Tarvittava yhdistelmäkerroin on saatavissa suoraan valmistajan taulukoista voiteluaineen viskositeettisuhteen κ avulla. (SKF 1991, 38.)

SKF on kehittänyt myös toisen tarkemman kestoikäteorian, joka ottaa huomioon myös väsymiskuormitusrajan sekä lisäksi muita, kuten voiteluun ja likaantumiseen liittyviä tekijöitä. Tämä kestoiän kaava on

$$L_{\text{naa}} = a_1 a_{\text{SKF}} L_{10} \quad (6)$$

jossa L_{naa} on muunnettu nimelliskestoikä miljoonina kierroksina ja a_{SKF} kestoikäteorian mukainen kerroin, joka kuvaa eri tekijöiden välillä vallitseva suhdetta. Sen suuruus riippuu viskositeettisuhteesta κ , sekä funktion 7 arvosta

$$\eta \left(\frac{P_u}{P} \right) \quad (7)$$

jossa η on laakerin likaantumiskerroin, P_u laakerin väsymiskuormitusraja ja P laakerin dynaaminen ekvivalenttikuormitus. Likaantumiskerroin ottaa huomioon vain kiinteät epäpuhtaudet ja sen tarkkaa arvoa on vaikea arvioida, joten SKF ohjeistaa epäselvissä tapauksissa ottamaan yhteyttä asiantuntijoihinsa. Sen kotisivuilta ja laakerikirjasta löytyy kuitenkin tarvittaessa taulukko käyttöolosuhteisiin perustuvista ohjearvoista. Väsymiskuormitusrajalla tarkoitetaan, jokaiselle laakerille valmistajan taulukoissa määriteltyä arvoa, jota pienemmät kuormitukset, eivät aiheuta sille väsymistä. Kertoimen a_{SKF} arvot erilaisille laakereille on myös luettavissa kaavioista, jotka löytyvät SKF:n laakerikirjasta sekä kotisivuilta. (SKF 1991, 40–45.)

Toisella suurella laakerivalmistajalla, Schaefflerilla, on käytössä nykyään ISO 16281-standardiin pohjautuva Bearinx -laskentaohjelma, jota se tarjoaa myös asiakkaille ja oppilaitoksille hankittavaksi. Ohjelma ottaa laskennassa huomioon myös esimerkiksi akselin taipumat, sekä laakereiden välykset, lineaariset joustot, sisäisen kuormituskauman ja siirtymät. Joissakin laakerin kestoiän laskentatapauksissa ohjelma antaa jopa kymmeniä prosentteja tarkemman kestoikäarvion, kuin perinteinen ISO 281 -standardiin perustuva laskenta. (Schaeffler 2014.) Tämä osoittaa myös nykyaikaisten ohjelmien edun yksinkertaisiin kaavoihin verrattuna, jotka antavat useimmiten huomattavan optimistisen arvion kestoiästä.

3.3 Vierintälaakerin voitelu

3.3.1 Voitelun tehtävä

Vierintälaakereissa, kuten myös liukulaakereissa, voitelun tehtävänä on estää tai vähentää vierintä- ja liukupintojen välisestä kosketusta syntyvää kitkaa, ja täten pitää kulumisen mahdollisimman alhaisena. Voiteluaineena käytetään yleensä öljyä, joka kiinnittyy vierintäpintoihin ja kulkeutuu kosketuspintojen väliin, estäen metallisen kosketuksen. Voiteluaineen muita tehtäviä vierintälaakereissa ovat lämmön poisvienti, ruosteenesto, kulumista aiheuttavien hiukkasten poisvienti ja tiivistyksen tehostaminen laakeritiiviteissä. (FAG 2015, 52.)

3.3.2 Voitelutavan valinta

Vierintälaakerin voitelutavan määrittely tulisi tehdä mahdollisimman aikaisessa vaiheessa koneen suunnittelua, johon ne tullaan asentamaan. Voitelutavat on jaoteltu kolmeen ryhmään voiteluaineen mukaan: rasva-, öljy-, ja kiintoainevoitelu. Näistä rasva-voitelu on ylivoimaisesti eniten käytetty ja lähinnä erikoistapauksissa käytetty kiintoainevoitelu harvinaisin. (FAG 2015, 19.)

Rasvavoitelun etuja ovat pieni tilantarve, pitkä käyttöikä, alhainen huollon tarve, rasvan antama tiivistyksen tuki, alhainen kitkamomentti ja soveltuvuus korkeille kierrostunsluvuille. Tämän lisäksi se ei tarvitse erillistä voitelulaitetta ja voitelun loputtua alastulojakso on pidempi, kun rasvan käyttöikä ylittyy keskimääräisillä kierrostunsluvuilla toimittaessa. Usein rasvalla tehty kestovoitelu on tavallisissa käynti- ja ympäristöolosuhteissa mahdollinen, mutta korkeita rasituksia kohtaavissa sovelluksissa on valittava määrääjain tapahtuva jälkivoitelu. (FAG 2015, 19.)

Öljyvoitelua on hyvä käyttää laakereille, jos se on käytössä jo viereisissä koneenosissa, tai jos on tarvetta lämmön poisviennille. Tällaisia tapauksia ovat esimerkiksi nopeille kierroksille, korkeille kuormituksille tai ulkopuoliselle lämmölle altistuvat laakerit. Näissä tapauksissa kannattaa käyttää suurilla öljymäärillä toteutettua ruiskutusvoitelua, joka tarjoaa kaikille kosketuspinoille suunnatun voitelun ja tehokkaan jäähdytyksen.

Minimimäärävoitelussa puolestaan öljyn määrä pystytään annostelevaan tarkasti, jolloin vältetään kahlauskitka ja saadaan pidettyä laakerikitka alhaisena. Tällaisia voitelutapoja ovat tippa- ja öljysumuvoitelu sekä ilma-sumu-voitelu. (FAG 2015, 19.)

Voitelutavan valinnassa on otettava huomioon käyntiolosuhteet sekä vaatimukset, jotka on asetettu laakerin melu-, käynti-, kitka- ja lämpötilaolosuhteille. Näiden lisäksi on huomioitava myös käyntivarmuuden vaatimukset ja voitelumenetelmän käyttöönotosta ja huolloista aiheutuvat kustannukset. Korkeaa käyntivarmuutta tavoiteltaessa on edellytyksenä voiteluaineen häiriötön syöttö laakeriin ja voiteluaineen jatkuva levinneisyys kaikille kosketuspinoille. Tämä ei ole kaikilla voitelutavoilla yhtä varmaa, mutta esimerkiksi jatkuva öljyn syöttö on eräs varmimmista. (FAG 2015, 19.)

3.3.3 Puutteellinen voitelu

Vierintälaakerivaurioista yli puolet voidaan sanoa johtuvan virheellisestä voitelusta. Myös muissa vaurioissa, joita ei voi suoraan laskea siitä johtuvaksi, on se usein kuitenkin myös osallisena. Puutteellisesta voitelusta aiheutuu kosketuspinoille loppuun kulumista, hioutumia, alivoitelua ja kulumisuria. Tämän lisäksi saattaa esiintyä myös väsymisvaurioita. (FAG 2015, 52.)

Puutteellinen voitelu tai ylivoitelu, yhdistettynä epäedulliseen lämmön poistumiseen, aiheuttaa tilapäisesti laakerin kuumakäyntiä, jolloin laakerirenkaat lämpenevät epätasaisesti. Tämän seurauksena syntyy välyksen pientymistä tai pahimmassa tapauksessa esijännitystä. (FAG 2015, 52.) Nämä kummatkin aiheuttavat hyvin suurella todennäköisyydellä laakerin ennen aikaisen vaurioitumisen.

3.4 Esimerkki voitelutavan vaikutuksesta laakerin kestoikään

Laakerin voitelutavan valinnan merkitystä laskennalliseen kestoikään tutkittiin valitsemalla nykyisen laakeroinnin mukainen pallomainen rullalaakeri, ja suorittamalla sille kestoikä laskennat SKF:n laakerilaskenta-ohjelmalla, käyttäen erilaisia voitelutapoja. Laakerimalliksi valittiin ylemmän laakerin kaltainen pallomainen rullalaakeri ja asetettiin laskennalle lähtöarvot, jotka näkyvät kuvasta 5.

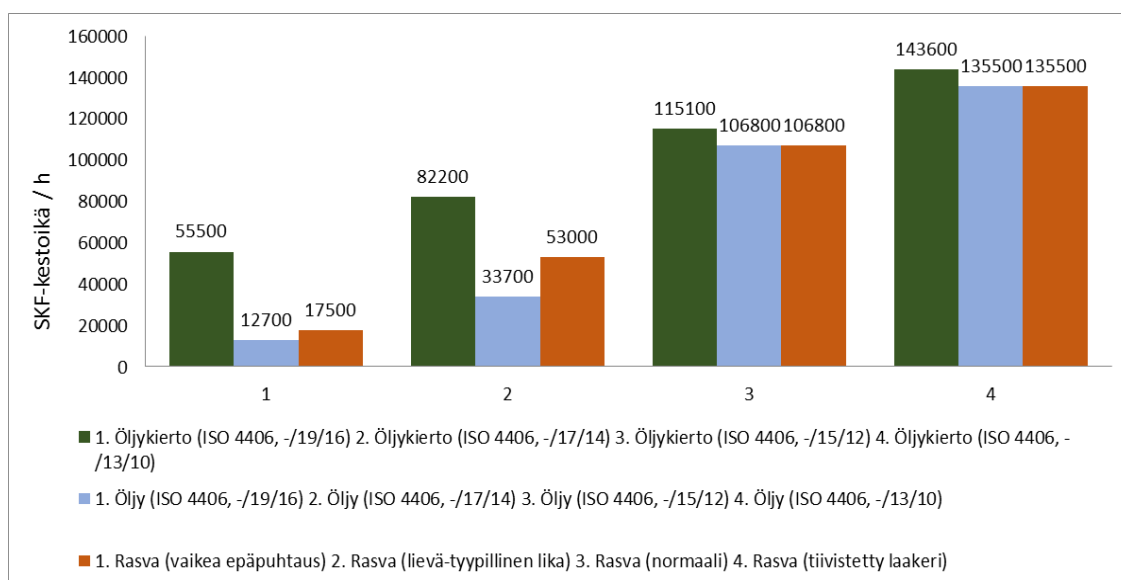
Bearing life

F_r	<input style="width: 90%;" type="text" value="90"/>	kN
Radial load		
F_a	<input style="width: 90%;" type="text" value="80"/>	kN
Axial load		
n_i	<input style="width: 90%;" type="text" value="300"/>	r/min
Rotational speed of the inner ring		
Operating temperature	<input style="width: 90%;" type="text" value="45"/>	°C
Bearing outer ring		
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended) ▼	
Select from list		
Lubricant type and cleanliness	Normal cleanliness (e.g. shielded bearing) ▼	
Select from list		
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C and 100 °C ▼	
Select from list		
Viscosity at 40 °C	<input style="width: 90%;" type="text" value="120"/>	mm ² /s
Viscosity at 100 °C	<input style="width: 90%;" type="text" value="12"/>	mm ² /s

KUVA 5. Vertailulaskelman lähtöarvot

Vertailulaskelmissa käytetyt laakerikuormat valittiin iteroimalla ohjelman avulla arvot, joilla normaalia rasvavoitelua käyttäen saatiin ylitettyä 100 000 tunnin kestoikä. Laskenta suoritettiin tämän jälkeen kaikilla ohjelman tarjoamilla voitelutavoilla lukuun ottamatta rasva- ja öljyvoitelun alhaisimpia luokituksia, koska niiden ei katsottu olevan enää sopivia vaihtoehtoja roottorin laakerointiin. Laskennassa käytetyt alimmat luokat katsottiin riittävän osoittamaan luokkien väliset erot.

Voiteluaineen viskositeetti-arvot pidettiin voitelutavasta riippumatta samoina, koska laskennassa käytettävä viskositeettisuhde on kuitenkin tällaisiin ratkaisuihin soveltuvissa voiteluaineissa yleensä hyvin lähellä samaa arvoa. Käytetyt arvot ovat SKF LGMT 3-voitelurasvalle valmistajan sivuilla annetut. Laskennassa saaduista tuloksista tehty kuvaaja on esitettyinä kuviossa 1.



KUVIO 1. Vertailulaskennan tulokset

Kuviosta 1 voidaan huomata, että voitelutapojen välillä ei ole kestoiässä juurikaan eroa, jos valitaan korkein tai toiseksi korkein puhtaustaso. Alimmissa puhtausluokissa taas näkyy selvästi öljykiertovoitelun etu toisiin voitelutapoihin nähden, tosin sen hankintakustannukset ovat muihin nähden korkeammat, joten voitelutapaa valittaessa kannattaa käyttää vertailussa muiden osalta korkeampia puhtausluokkia. Parhaiten kuvaaja kuitenkin ilmentää öljykiertovoitelun luotettavuutta muihin tapoihin nähden, koska se säilyttää kestoiän parhaiten puhtausluokkien laskiessa.

Tarkasteltaessa rasvavoitelun alimman puhtausluokan tulosta, ja verrattaessa sitä normaalin puhtausluokan tulokseen, voidaan huomata kuinka kestoikä romahtaa vaikean epäpuhtauden päästessä laakeriin. Työn aiheena olevan roottoriyksikön laakerit ovat joissakin tapauksissa altistuneet vedelle akselitiivisteiden vuodettua, ja niiden kestoikä on todennäköisesti myös tämän takia laskenut. Öljykiertovoitelu olisi näissäkin tapauksissa oletettavasti ehkäissyt kestoiän laskua huomattavasti paremmin.

4 UUSIEN LAAKEREIDEN VALINTA

Roottoriin kohdistuvat voimat ja sen vertikaalinen asento tekevät laakeroinnin valinnasta haasteellisen. Normaalitilanteessa roottorin pumppaus aiheuttaa ylöspäin suuntautuvan aksiaalivoiman ja poikkeavassa tilanteessa paalin iskeytyminen puolestaan vastakaissuuntaisen aksiaalivoiman. Tämänlainen vaihteleva kuormitus on erittäin vaativa laakereille, koska se aiheuttaa iskuja niiden vierintäpinnoille, joihin saattaa syntyä muodonmuutoksia, jotka johtavat herkästi laakerin ennaikaiseen kulumiseen.

Roottoriin kohdistuvien voimien lisäksi on otettava huomioon, että akselia pyöritetään sen toisesta päästä hihnapyörän avulla tai kytkimellä. Tämä asettaa omat vaatimuksensa myös alemman laakerin valinnalle, vaikka sen kestävyys kanssa ei ole esiintynyt niin merkittävästi ongelmia, kuin ylemmän laakerin kanssa. Nykyisen tyyppisen laakerin käyttö vastedeskin, vähentäisi roottoriyksikön laakeripesien muutostöiden tarvetta, ja samalla myös laakerointiyksikön asentaminen pysyisi yhtä yksinkertaisena.

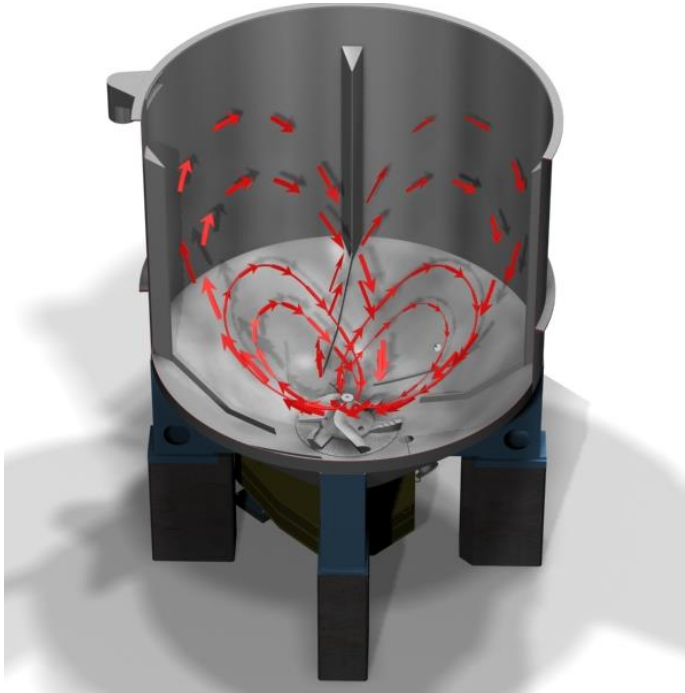
4.1 Laakereihin vaikuttavat voimat

Työn lähtökohtana oli alun perin löytää laakerointiratkaisu, jonka varmuus aksiaalivoimien keston suhteen olisi 2- tai 4-kertainen nykyiseen tilanteeseen nähden. Koska laakereiden tavoitekestoiäksi haluttiin 100 000 tuntia, ja normaalissa käyttötilanteessa vaikuttavista voimista oli tiedossa vain roottorin aiheuttama aksiaalivoima, ei alkuperäisiä nykyisten laakereiden valintaan käytettyjä lähtöarvoja pystytty riittävällä tarkkuudella selvittämään. Laskentoihin olisi tarvittu roottorin normaalissa käytössä aiheuttamia radiaalivoimia, mutta niiden puuttuessa tulokset olisivat olleet liian teoreettisia ja epävarmoja.

4.1.1 Normaali käyttötilanne

Pulpperin toimiessa normaalisti, vesi-massa -seos virtaa roottorin ulkokehältä pulpperin reunoja pitkin pintaan ja keskeltä takaisin pohjaan roottorin imupuolelle. Kuvassa 6 on esitettyä pulpperissa syntyvän virtauksen periaatekuva. Selluloosapaali liikkuu olete-

tusti virtauksen mukana, koska sen tiheys on vettä alhaisempi. Tällöin se ei myöskään uppoa ja osu omalla painollaan roottoriin, joten sen aiheuttama iskuvoima riippuu virtauksen nopeudesta ja paalin iskeytymisajasta, joita kumpaakaan ei ollut tiedossa. Iskeytymisajan arviointikin oli mahdotonta, koska paalin hajoamista osumatilanteessa ja sen rakenteen muutosta, oli erittäin vaikea päätellä riittävän tarkasti.



KUVA 6. Seoksen virtaaminen pulperissa

Laakereille vaikuttavia voimia yritettiin laskea myös värähtelymekaniikan avulla, ottaen paalista roottoriin kiinnittyvä sellumassa huomioon epäkeskeisyytenä, mutta tämänkin vaihtoehdon tulokset havaittiin lähinnä suuntaa antaviksi. Tämä johtui siitä, että roottoriin kiinnittyvän sellun massan määrää on todella vaikea arvioida, eikä sen pysymisestä roottorin lavassa ole varmaa tietoa. Pulperin mallintaminen kokonaisuudessaan ja virtauslaskentaa sekä simulointia hyväksi käyttäen, saatettaisiin saada käyttökelpoisia tuloksia, mutta niihin perehtyminen olisi vaatinut paljon enemmän aikaa ja lisää koulutusta työn suorittajalle.

4.2 Uusien laakereiden mitoitus

Uusien laakereiden valinnassa käytetyt laakerivoimat laskettiin statiikan avulla momenttilausekkeita ja voimatasapainoyhtälöitä hyödyntäen. Kuormituksena laskelmissa käytettiin selluloosapaalin iskuvoimaa, ottaen sen huomioon dynaamisena voimana. Näin saatiin tavoitteissa mainittu 4-kertainen varmuus aksiaalivoimaan nähden toteutumaan. Iskuvoiman käyttäminen antaa myös normaalin käytön kannalta katsottuna riittävän varmuuden laakereiden kestolle, koska on hyvin epätodennäköistä, että tällöin syntyy lähellekään vastaavia kuormitustilanteita.

Lisäksi laskuissa huomioitiin akselin toiseen päähän liitettävän hihnapyörän ympäri tulevan hinnan kiristyksestä aiheutuva voima. Kiristysvoiman suuruus riippuu sähkömoottorille valmistajan ilmoittamasta maksimi radiaalikuormituksesta. Esimerkiksi WEG ilmoittaa 315 kW:n nelinapaiselle rullalaakereille varustetulle moottorille maksimi radiaalikuormitukseksi 4–8 kN, jos tavoitekäyttötunnit ovat 20 000–40 000 (WEG 2012). Tämän perusteella sovittiin voimana käytettävän 5 kN. Koska sähkömoottorien mallit ja valmistajat vaihtuvat roottorin eri asennuskohteissa, saattaa tässä arvossa todellisuudessa hieman vaihtelua, ellei maksimiarvoa ole erikseen ohjeistettu.

Lähtökohtaisesti akselin pituus ja laakereiden keskiöiden paikat akselilla pidettiin samoina, kuin alkuperäisessä laakerointiyksikössä. Laakerointivaihtoehtoissa, joissa laakereita tulisi enemmän kuin kaksi, käytettiin myös samaa akselinpituutta sekä ylälaakerin etäisyyttä roottorin navasta. Muuten laakereiden sijainnit pyrittiin arvioimaan mahdollisimman sopiviksi niiden koon ja tarvittavien ainevahvuuksien perusteella. Laakerointia toteutettaessa kyseiset seikat tulisi kuitenkin huomioida tarkemmilla lujuuslaskelmilla, kuin tämän työn puitteissa oli mahdollista.

4.3 Selluloosapaalin osumisesta aiheutuva voima

4.3.1 Impulssi ja liikemäärä

Kappaleiden välisten törmäysten, iskujen ja lyöntien tarkastelua helpottaa huomattavasti käsitteiden liikemäärä ja voiman impulssi käyttäminen. Kappaleen liikemäärä on vektori suure, joka lasketaan kaavalla

$$\vec{p} = m\vec{v} \quad (1)$$

jossa \vec{p} on liikemäärä, m on massa ja \vec{v} on nopeus. Kappaleen liikemäärä ja nopeus ovat samansuuntaisia. (Insinöörikoulutuksen fysiikka 2001, 81.)

Liikemäärän laskemiseksi tarvitaan kappaleen nopeus, joka lasketaan kaavalla

$$v^2 = v_0^2 + 2a(X - X_0) \quad (2)$$

jossa v on nopeus ajanhetkellä t , v_0 on nopeus ajanhetkellä $t = 0$, a on kiihtyvyys, X on paikka lähtötilanteessa ja X_0 on paikka lopputilanteessa (Tekniikan kaavasto 2008, 91).

Liitteessä 1 esitettyjen laskelmien perusteella saatiin paaliin nopeudeksi iskuhetkellä 9,498 m/s ja sen avulla saatiin laskettua paalin liikemääräksi 2374,621 m/kgs.

Kappaleeseen vaikuttava voima riippuu sen suunnasta, suuruudesta ja sen vaikutusajasta. Impulssilaki kirjoitetaan

$$\vec{I} = \vec{F}\Delta t = \vec{p}_2 - \vec{p}_1 \quad (3)$$

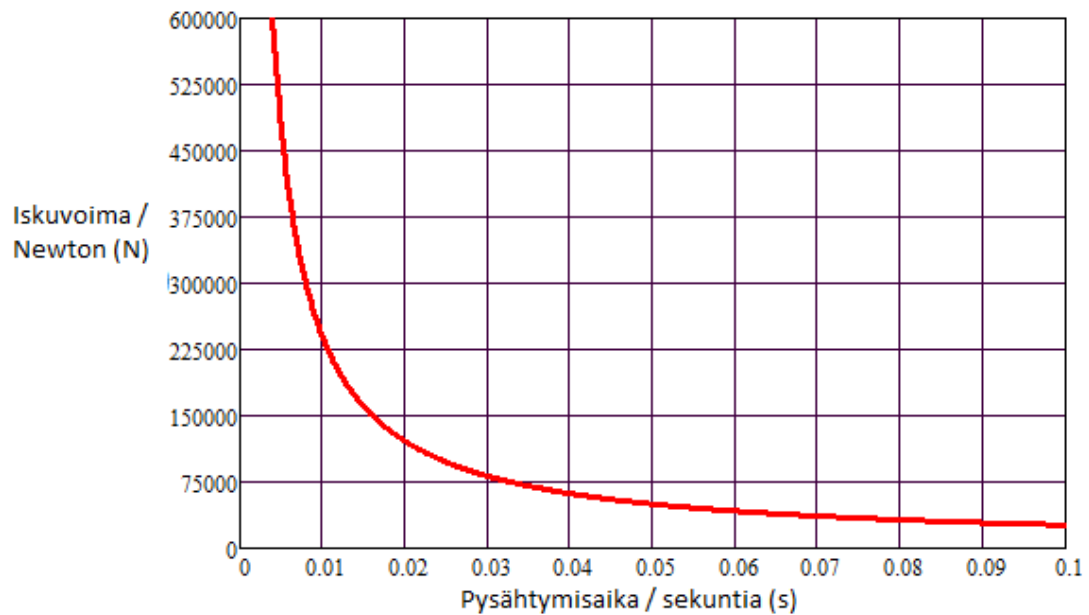
jossa \vec{I} on voiman impulssi, \vec{F} on voima, Δt on voiman vaikutusaika, \vec{p}_2 on kappaleen liikemäärä lopussa ja \vec{p}_1 on sen liikemäärä alussa. Impulssi ja voima ovat samansuuntaisia vektorisuureita. Impulssilaki osoittaa, että voiman aiheuttama liikemäärän muutos, on yhtä suuri kuin voiman impulssi. (Insinöörikoulutuksen fysiikka 2001, 81.)

Impulssilain kaavasta saadaan myös voimalle kaava

$$\vec{F} = \frac{\vec{p}}{\Delta t} \quad (4)$$

jossa \vec{F} on voima, \vec{p} on liikemäärä ja Δt on liikemäärän muutokseen kuluva aika. Tästä nähdään, että voima on suoraan verrannollinen kappaleen liikemäärän muutosnopeuteen ja että voima on sitä suurempi mitä lyhyemmässä ajassa pysähtyminen tapahtuu. (Insinöörikoulutuksen fysiikka 2001, 81.)

Paalin aiheuttaman iskuvoiman saamiseksi lisätään impulssivoimaan vielä paalin massan aiheuttama voima, joka on liitteen 1 laskujen mukaan 2,452 kN. Kuviossa 2 on esitettyä liitteen 1 laskelmien pohjalta iskuvoiman määrä pysähtymisajan suhteen. Kuvajassa iskuvoima on y-akselilla Newtonina ja pysähtymisaika x-akselilla sekunteina.



KUVIO 2. Paalin aiheuttama iskuvoima pysähtymisajan suhteen

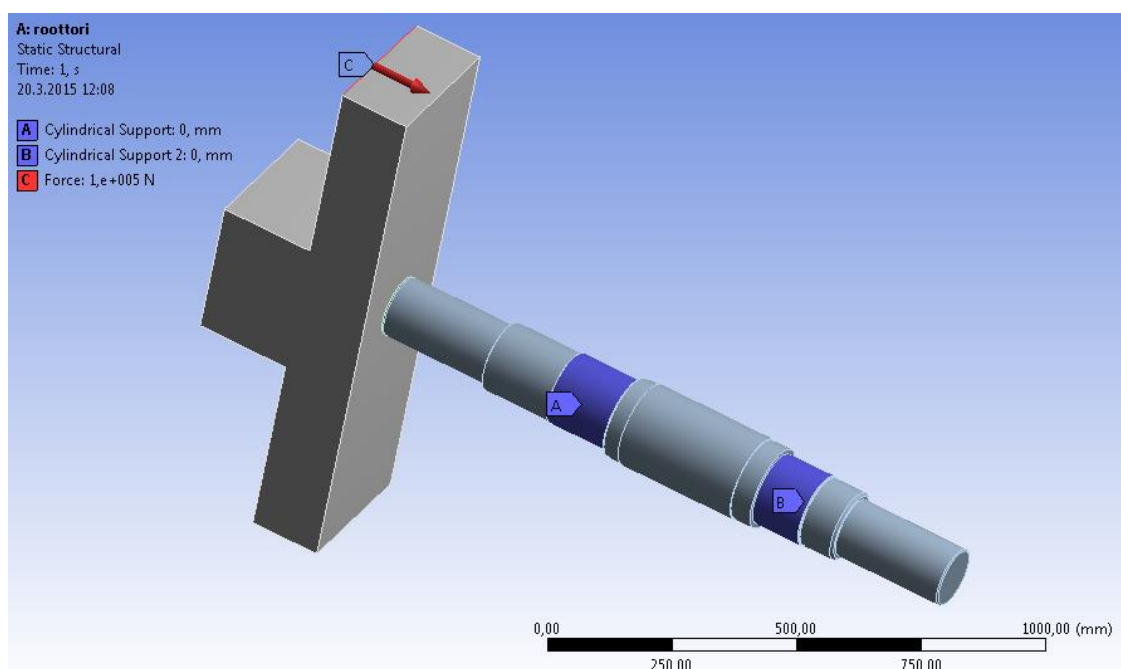
Koska selluloosapaalin ominaisuuksia ja sen käyttäytymistä iskeytymistilanteessa ei tiedetä tarkalleen, sen pysähtymisaikaa on mahdotonta määrittää tarkalleen. Iskuvoiman suuruutta lasketettiin myös Tampereen teknillisellä yliopistolla, jossa arvioitiin voiman vaihtelevan 0–185 kN välillä. Tuloksien perusteella valittiin käytettäväksi 100 kN voimaa laakerimitoituksessa. Tällä arvolla liitteen 1 laskelmissa on saatu pysähtymisajaksi

0,02434 s, joka on kokemuksen perusteella arvioituna suhteellisen lyhyt, joten laskennassa saadaan oletettavasti tarpeeksi suuri varmuus todelliseen voimaan nähden.

4.3.2 Akselivahvuuden tarkastelu

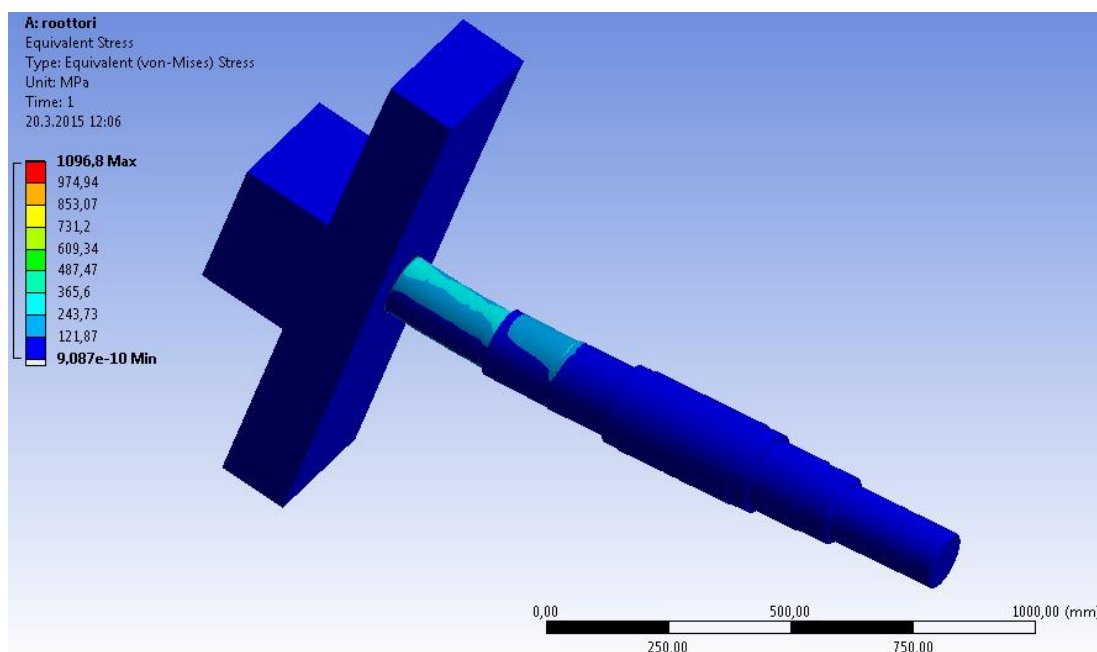
Nykyisenlaisille akseleille saattaa syntyä vaurioita selluloosapaalien iskuista. Tämän takia roottorille ja akselille päätettiin tehdä lujustarkastelu käyttäen hyväksi Ansysin Workbench 15.0 -ohjelmaa. Koulun ohjelmalisenssin rajallisuuden takia rakennetta yksinkertaistettiin roottorin osalta, jotta nähtiin pääsääntöisesti akselille syntyvät jännitykset. Huomioitavaa on, että roottorimallin ero alkuperäiseen oli niin huomattava, että sen osalta jännitykset eivät ole käyttökelpoisia roottorin lujustarkasteluun. Lisäksi malliin määriteltiin akselin ja roottorin välinen kiinnitys vastaamaan tilannetta, jossa ne ovat yhtämittaista materiaalia, joten tilanne eroaa hieman todellisuudesta, vaikka napaliitoksessa pyrittäisiinkin erittäin pieneen välykseen.

Kuvassa 7 on esitettyä laskennassa asetettujen tukien ja voimien paikat. Iskuvoimaa kuvaava voima asetettiin roottorin kärkeen akselin kanssa samansuuntaisesti ja tuet laakereiden kohdalle niin, että roottoria lähempi tuki ottaa vastaan aksiaalikuorman, kuten alkuperäisessä laakeroinnissa. Lisäksi kumpikin tuki asetettiin ottamaan vastaan radiaaliset kuormat ja sallimaan tangentialisen liikkeen.



KUVA 7. Ansys- laskelman tuennat ja voimat

Ohjelman avulla ratkaistiin rakenteen Von Mises -vertailujännitykset ja niiden suurimmaksi arvoksi saatiin 1096,8 MPa. Kuvassa 8 on esitettyä jännityksien jakautuminen, josta voidaan nähdä, että jännityksen huippuarvo syntyy roottorin ja akselin saumakohdalla. Laskennassa käytetyssä mallissa ei ollut roottorin kiinnitystä varten tarvittavaa kiilauraa, joka sijaitsisi tulosten mukaisen jännityshuipun kohdalla, joten voidaan olettaa, että jännityksen huippuarvo on todellisuudessa vielä jonkin verran suurempi.



KUVA 8. Von Mises -vertailujännityksen jakautuminen

Yleisesti akselimateriaalina käytettävien korkealujuusterästen myötölujuus on yli 90 mm paksuisilla akseleilla 800–950 MPa (OVAKO 2015), jonka saatu vertailujännitys ylitti. Valittavien laakereiden kannalta tämän ei katsottu kuitenkaan olevan merkittävää, koska jännityksen arvot laakerointia edeltävän olakkeen kohdalla ovat huomattavasti pienempiä, joten nykyinen akseli halkaisija on oletettavasti riittävä. Roottorin liitoksen uudelleen mitoittaminen katsottiin sitä vastoin hyvinkin tarpeelliseksi, jos sen halutaan kestävän yhtä suuria voimia, mitä laskennassa käytettiin.

4.4 Laakereiden valinnassa käytetyt kestoikäkaavat

Tässä työssä valittiin kaksi vaihtoehtoa jokaiselle uudelle laakerille käyttäen eri kestoikäteorioita, jotka antavat hyvin erilaisia tuloksia. Vaikka tarkempi teoria antaa pidemmän kestoiän, kuin yksinkertaisempi, antaa kummankin laskeminen mahdollisuuden arvioida sen luotettavuutta. Ensin valittiin laakeri nimelliskestoiän kaavan 2 mukaan Mathcad-ohjelmaa apuna käyttäen niin, että se kestää vaaditun 100 000 tuntia. Tämän annettua suuntaa, haettiin SKF:n kotisivuilta löytyvän laakerilaskurin avulla malli, jonka kaavan 6 mukainen SKF:n kestoikä täyttää halutun tuntimäärän.

SKF:n laakerilaskuri käyttää kaavan 6 mukaista SKF:n kestoikäteoriaa, jota varten siihen syötettiin tarvittavat tiedot kuormituksesta, käyttölämpötilasta, kierrosluvusta sekä voitelusta. Ohjelmalla tehdyissä kestoikä laskuissa käytettiin jokaisen laakerin kohdalla, laakerivoimia lukuun ottamatta samoja lähtöarvoja. Kuvassa 9 on esitettyä ohjelman lähtöarvojen syöttöikkuna, josta näkyy myös käytetyt arvot.

Bearing life

F_r kN
Radial load

F_a kN
Axial load

n_i r/min
Rotational speed of the inner ring

Operating temperature °C
Bearing outer ring

η_c specification method
Select from list

Lubricant type and cleanliness
Select from list

Viscosity calculation input type
Select from list

Viscosity at 40 °C mm²/s

Viscosity at 100 °C mm²/s

KUVA 9. SKF:n laakeriohjelman lähtöarvojen syöttöikkuna

Laskentaan valittiin kierrosnopeudeksi työn alussa annettujen lähtöarvojen perusteella suurin kierrosnopeus, mikä roottorimallilla on käytössä, ja käyttölämpötila-arvona yleis-

tä koneen suunnittelussa käytettyä lukemaa. Laakerien puhtausluokitus valittiin nykyisen tiivistysratkaisun perusteella lievän ja tyyppillisen epäpuhtauden altistamaksi. Voiteluratkaisuksi valittiin myös nykyisenlainen rasvavoitelu ja viskositeettiarvoiksi SKF LGMT 3 -voitelurasvan mukaiset arvot. Kyseinen rasva on teollisuus- ja autoalan sovelukseen tarkoitettu yleisrasva, jota valmistaja suosittelee yhtenä vaihtoehtona tapauksen mukaiseen pystyakselisovellukseen.

5 EHDOTUKSET UUDEKSI LAAKEROINNIKSI

5.1 Nykyisen rakenteen mukaiset pallomaiset rullalaakerit

Nykyisessä ratkaisussa käytetään pallomaisia rullalaakereita, joiden voitelu tapahtuu rasvalla. Koska akseli on pystyasennossa, saattaa riittävän voitelun varmistaminen olla epävarmaa. Esimerkiksi laakerivalmistaja FAG (FAG 2011) ohjeistaa seuraavaa:

Pystyakseli asetelmat: Jos pystysuoraan asennetut akselit on tuettu pallomaisilla rullalaakereilla, niin on kiinnitettävä erityistä huomiota luotettavan voitelun varmistamiseksi. Suosittelemme tällaisissa tapauksissa öljyvoitelua.

Myös toinen suuri laakerivalmistaja SNR (SNR 2007) ohjeistaa pallomaisten rullalaakereiden esitteessään vastaavalla tavalla:

Pystyakselisovelluksissa täytyy kiinnittää erityistä huomiota voitelun saantiin. SNR suosittelee öljyvoitelua.

Pallomainen rullalaakeri on kuitenkin ominaisuuksiltaan toimiva valinta kyseessä olevaan sovellutukseen, koska se pystyy ottamaan vastaan kahdensuuntaisia aksiaali- ja radiaalivoimia, sekä niiden yhdistelmiä. Lisäksi laakerityyppi on itsestään asettuva, joten se sallii myös lievät akselin taipumat sekä laakeripesän ja akselin väliset pienet yhdensuuntaisvirheet. Tästä johtuen valittiin nykyisen laakeroinnin suunnittelijan valintaa myötäillen yhdeksi uudeksi laakerointiratkaisuksi samanmalliset, mutta kantavuudeltaan suuremmat laakerit. Niiden käyttämisen edellytykseksi, suositellaan kuitenkin voiteluratkaisun tarkistamista ja kehittämistä.

5.1.1 Laakerivoimat

Laakerivoimat laskettiin statiikan avulla Mathcad-ohjelmaa apuna käyttäen. Kuvassa 10 on esitettyinä roottoriin kohdistuvat voimat ja tärkeimmät etäisyydet x - y -tasossa. Voimina on huomioitu paalin aiheuttaman iskuvoiman, sekä akselin ja roottorin massoista

syntyvät voimat. Roottorin synnyttämästä nosteesta aiheutuva aksiaalivoima jätettiin huomioimatta, koska kyseinen tapaus kuvaa tilannetta, jossa säiliön veden pinta on liian alhainen, jolloin nostetta ei synny merkittävästi.

KUVA 10. Laakerivoimat

Ylempään laakeriin vaikuttava radiaalivoima saadaan momenttiyhtälöstä pisteen B ympäri:

(5)

$$\Leftrightarrow F_{Ar} = 119,1 \text{ kN}$$

Ja alempaan vaikuttava X-suuntaisesta voimatasapainoyhtälöstä:

(6)

$$\Leftrightarrow F_{Br} = -114,1 \text{ kN}$$

Y-suuntainen voimatasapainoyhtälö antaa ylempään laakeriin vaikuttavan aksiaalivoiman:

(7)

$$\Leftrightarrow F_{Aa} = 106,963 \text{ kN}$$

5.1.2 Valitut laakerit

Saatujen laakerikuormien perusteella mitoitettiin ja valittiin uudet laakerit. Liitteessä 2 on esitettyä laakereiden valinnassa suoritettut laskut sekä SKF:n laakerilaskentaohjelmalla niille saadut tulokset. Vertailun takia myös vanhoille laakereille tehtiin samat kestoikälaskennat ja niiden tulokset ovat esitettyä liitteessä 3. Taulukkoon 3 on listattuna kummankin teorian perusteella valitut laakerimallit ja niiden laskennalliset kestoiät sekä vanhojen laakereiden vertailuarvot.

TAULUKKO 3. Valitut laakerit kestoikineen 1

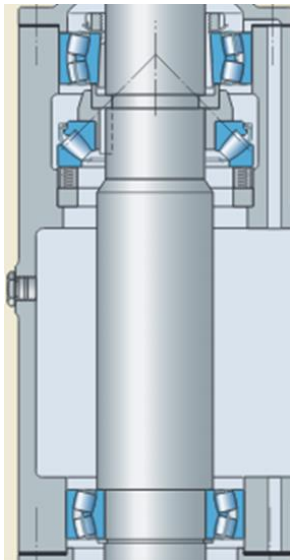
Laakeri	Laakerimalli	L _{10h}	L _{10mh}
Ylempi laakeri (nim.kestoikä)	A1	125829	>1000000
Alempi laakeri (nim.kestoikä)	B1	133879	>1000000
Ylempi laakeri (SKF-kestoikä)	A2	15400	97000
Alempi laakeri (SKF-kestoikä)	B2	12900	98800
Ylempi laakeri (vanha)	A	3280	11700
Alempi laakeri (vanha)	B	29600	494600

Laakereiden valinnassa huomattiin, että käytetyillä lähtöarvoilla laakerimallin muuttaminen mallia pienemmäksi tai isommaksi vaikutti huomattavasti kestoikään. Osa laakereista valittiinkin niin, että haluttu kestoikä alittuu vain hieman, koska voitelutavan ja puhtausolosuhteiden pienellä parantamisella tämä saavutettaisiin. Näin saatiin myös laakereiden väliset kestoikäerot pysymään kohtuullisena.

Kuten taulukosta 3 voidaan huomata, nykyisistä laakereista ylemmän kestoikä on molemmilla teorioilla laskettuna huomattavan alhainen ja se on selvästi merkitsevässä roolissa laakerointia uudelleen suunniteltaessa. Vastaavasti alemman laakerin pitäisi SKF-kestoikäteorian mukaan kestää huomattavasti pidempään kuin 100 000 tuntia. Alemman laakerin kanssa on kuitenkin ollut myös jonkun verran ongelmia, joten senkin voitelun toimivuutta kannattaisi tutkia.

5.2 Pallomaiset rullalaakerit ja pallomainen painerullalaakeri

Toiseksi laakerointi vaihtoehdoksi valittiin ratkaisu, jossa on samantyyppiset pallomaiset rullalaakerit kuin nykyisessä laakeriyksikössä ja niiden lisäksi yksi pallomainen painerullalaakeri. Ajatuksena ratkaisussa oli, että painerullalaakeri ottaisi vastaan selluloosa paalin iskuvoiman aiheuttaman aksiaalivoiman, mutta ei lainkaan radiaalivoimia. Ylempi pallomainen rullalaakeri puolestaan ottaisi vastaan normaalikäytössä vaikuttavan aksiaali- ja radiaalikuorman. Alempi pallomainen rullalaakeri ottaisi nykyisen rakenteen mukaisesti vastaan ainoastaan radiaalikuormia. SKF:n kuvassa 11 on esitettyä laakerointiratkaisun poikkileikkaus.



KUVA 11. Pallomaiset rullalaakerit ja painelaakeri (SKF 2015)

Rakenne on jonkin verran monimutkaisempi kuin nykyinen ja laakereiden fyysiset mitat rajoittavat lievästi painelaakerin koon optimointia. Lisäksi se vaatii myös akselille ja roottoriyksikön rungolle suhteellisen paljon muutostöitä. Ratkaisu hyviä puolia ovat puolestaan mahdollisuus käyttää hieman pienempää ala- ja ylälaakeria kuin ensimmäisessä ratkaisussa ja se, että asennus säilyy yhtä yksinkertaisena kuin nykyisellä rakenteella. Näiden lisäksi se ensimmäisen ratkaisuehdotuksen tavoin pystyy sietämään tietyissä määrin akselin taipumaa sekä yhdensuuntaisvirhettä laakeripesien ja akselin välillä.

5.2.1 Laakerivoimat

Alempaan pallomaiseen rullalaakeriin vaikuttava radiaalivoima on sama kuin ensimmäisessä ratkaisuvaihtoehdossa:

$$F_{Br} = -114,1 \text{ kN}$$

Painelaakeriin vaikuttava aksiaalivoima on sama kuin ensimmäisen ratkaisuvaihtoehdon pallomaiseen rullalaakeriin vaikuttanut:

$$F_{Pr} = 106,963 \text{ kN}$$

Ylempään pallomaiseen rullalaakeriin vaikuttava radiaalivoima on sama kuin ensimmäisessä ratkaisuvaihtoehdossa, koska sen täytyy kestää myös paalin iskeytymistilanteessa syntyvä radiaalivoima:

$$F_{Ar} = 119,1 \text{ kN}$$

Siihen vaikuttava aksiaalivoima lasketaan sitä vastoin normaalikuormitustilanteen mukaisesta Y-suuntaisesta tasapainoyhtälöstä, jolloin paalin aiheuttamaa iskuvoimaa ei oteta huomioon:

(8)

$$\Leftrightarrow F_{Aa} = -18,07 \text{ kN}$$

5.2.2 Valitut laakerit

Uudet laakerit mitoitettiin ja valittiin samoin menetelmin, kuin ensimmäisen vaihtoehdon tapauksessa. Valintaan liittyvät laskelmat ja tulokset ovat esitettynä liitteessä 4. Taulukossa 4 on listattuna kummankin teorian perusteella valitut laakerimallit kestoikkeen sekä vertailun helpottamiseksi myös vanhojen laakereiden vertailuarvot.

TAULUKKO 4. Valitut laakerit kestoikineen 2

Laakeri	Laakerimalli	L _{10h}	L _{10mh}
Ylempi laakeri (nim.kestoikä)	A3	146300	>1000000
Painelaakeri (nim.kestoikä)	C1	268900	>1000000
Alempi laakeri (nim.kestoikä)	B3	133879	>1000000
Ylempi laakeri (SKF-kestoikä)	A4	14200	134200
Painelaakeri (SKF-kestoikä)	C1	268900	>1000000
Alempi laakeri (SKF-kestoikä)	B4	12900	98800
Ylempilaakeri (vanha)	A	3280	11700
Alempi laakeri (vanha)	B	29600	494600

Painelaakerille ei pyritty etsimään mallia, joka saavuttaisi 100 000 tunnin SKF-kestoian, koska akselin koko olisi tällöin muuttunut pienemmäksi kuin nykyisessä ratkaisussa. Myös nimelliskestoian mukaan mitoitettut pallomaiset rullalaakerit ylittävät halutun tuntimäärän melko reilusti, mutta näidenkin kohdalla akselin koko rajasi vaihtoehdot niin, että optimaalisempaa laakerimallia ei pystytty löytämään.

5.3 Pallomaiset painerullalaakerit ylälaakerina

Neljäntenä vaihtoehtona tutkittiin yläpään laakeroinnin toteuttamista kahdella vastakkain asetetulla pallomaisella painerullalaakerilla. Alapään laakerointi suunniteltiin puolestaan pysyvän tässäkin ratkaisussa nykyisen kaltaisena, muuttamalla ainoastaan laakerinkokoa tarvittavan suuruiseksi. Tämänkin ratkaisun hyvänä puolena on se, että laakerointiyksikkö on asennettavissa yhtenä kokonaisuutena roottorin runkoon, lisäksi roottoriyksikön runkoon tehtävät muutostyöt olisivat melko vähäisiä

Pallomaiset rullalaakerit pystyvät kantamaan sekä radiaalikuormia että samanaikaisesti vaikuttavia aksiaalivoimia. Ne ovat myös itsestään asettuvia, joten ne eivät ole herkkiä akselin taipumiselle tai laakeripesien ja akselin väliselle yhdensuuntaisvirheelle. Laakerimallin rakenteen vuoksi se olisi voideltava öljyllä, mutta pienillä kuormituksilla ja kierrosnopeuksilla voidaan käyttää myös rasvavoitelua. Tällöin pitäisi myös käyttää E-rakenteen mallisi laakereita ja vertikaaliakselisovelluksissa niiden pyörimisnopeusrajat on puolitettava valintaa tehdessä. Erityistä huomiota on kiinnitettävä kuitenkin rasvan riittävyteen rullien päiden ja laipan välisellä kosketuspinnalla. Parhaiten se onnistuu täyttämällä laakeripesä ja laakeri rasvalla tai säännöllisellä jälkivoitelulla (SKF 1991, 645). Näiden ominaisuuksien puolesta laakerityyppi on erittäin hyvin soveltuva kysei-

seen ratkaisuun, koska roottorin akseli taipuu jonkin verran kuormituksesta. Lisäksi se sallii laakeripesien valmistuksessa mahdollisesti syntyvät lievät yhdensuuntaisvirheet.

5.3.1 Laakerivoimat

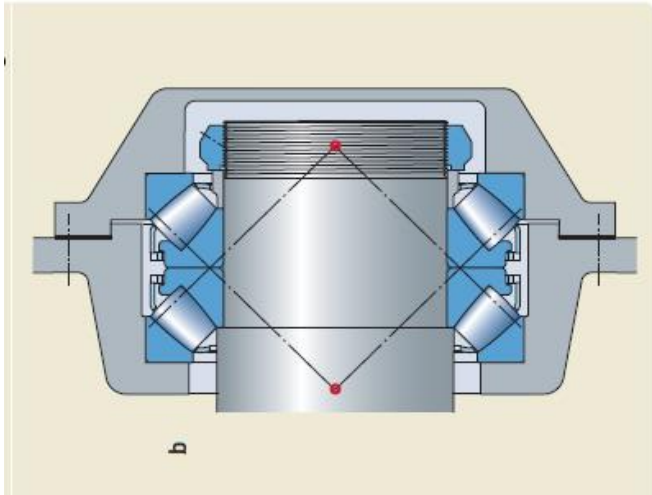
Laakerimallien teknisiä tietoja tutkittaessa todettiin voimien suhteen olevan merkittävässä asemassa, koska valmistajat ohjeistavat ottamaan yhteyttä asiantuntijaansa, jos laakerivoimien suhde $F_r / F_a > 0,55$. Mikäli oletetaan, että laakerit kantavat radiaalivoiman tasan puoliksi, saataisiin laakerikohtaiseksi radiaalivoimaksi ensimmäisen ratkaisun kohdalla lasketuilla laakerivoimilla

$$\begin{aligned} F_r &= \frac{F_{Ar}}{2} & (9) \\ \Leftrightarrow F_r &= \frac{119,1 \text{ kN}}{2} \\ \Leftrightarrow F_r &= 59,55 \text{ kN} \end{aligned}$$

Ja tällöin voimien suhde on

$$\begin{aligned} \frac{F_r}{F_a} &= \frac{59,55 \text{ kN}}{106,963 \text{ kN}} & (10) \\ \Leftrightarrow \frac{F_r}{F_a} &= 0,557 \end{aligned}$$

jolloin täytyisi ottaa yhteyttä valmistajaan tapauksen arvioimiseksi. Erotus raja arvoon on kuitenkin niin pieni, että todennäköisesti valmistajan asiantuntija puoltaisi ratkaisun käyttöä. Tästä johtuen päätettiin tutkia myös kyseisen vaihtoehdon toimivuutta. Kuvassa 12 on esitettyä laakerointiratkaisu yläpään osalta.



KUVA 12. Pallomaiset painerullalaakerit yläpäässä

5.3.2 Valitut laakerit

Työn teettäjän edustaja pyysi, että nykyistä laakerointia verrattaisiin tämänlaiseen ratkaisuun, niin, että laakerit kävisivät suoraan nykyiseen laakeripesään. Tällaiset laakerit ovat malliltaan C4 ja ne ovat yhteensä jonkun verran korkeampia kuin nykyinen laakeri, mutta ne olisivat pienellä laakeripesän kannen ja akselin muokkauksella asennettavissa paikalleen. Laakereiden soveltuvuuden selvittämiseksi kyseisille laakereille laskettiin SKF:n laskentaohjelmalla nimellis- ja SKF-kestoajat. Kuten aiempien laakerointivaihtoehtojen kohdalla, haettiin tähänkin laakerimallit käyttäen nimelliskestoajan ja SKF-kestoajan laskentakaavoja. Mitoitukseen liittyvät laskutoimitukset tuloksineen on esitettyä liitteessä 5. Vertailun helpottamiseksi listattiin kaikkien valittujen laakereiden sekä nykyisten laakereiden kestoajat taulukkoon 5.

TAULUKKO 5. Valitut laakerit kestoikineen 2

Laakeri	Laakerimalli	L_{10h}	L_{10mh}
Painelaakeri (SKF-kestoikä)	C4	30200	366800
Painelaakeri (nim.kestoikä)	C5	137489	>1000000
Ylempilaakeri (vanha)	A	3280	11700
Alempi laakeri (vanha)	B	29600	494600

SKF-kestoajan mukaan laakeria mitoittaessa huomattiin akselikoon rajaavan mallivaihtoehtot niin, että pienin mahdollinen laakeri ylittää 100 000 tunnin kestoajan huomattavasti. Tästä johtuen valittu laakeri on sama kuin ensimmäisenä tarkasteltu malli. Nimelliskestoajan perusteella valitun laakerin laskennallinen ikä puolestaan nousi jonkun ver-

ran tavoiteltua suuremmaksi, koska optimaalisempaa ja kohtuulliselle akselikoolle sopivaa mallia ei löytynyt.

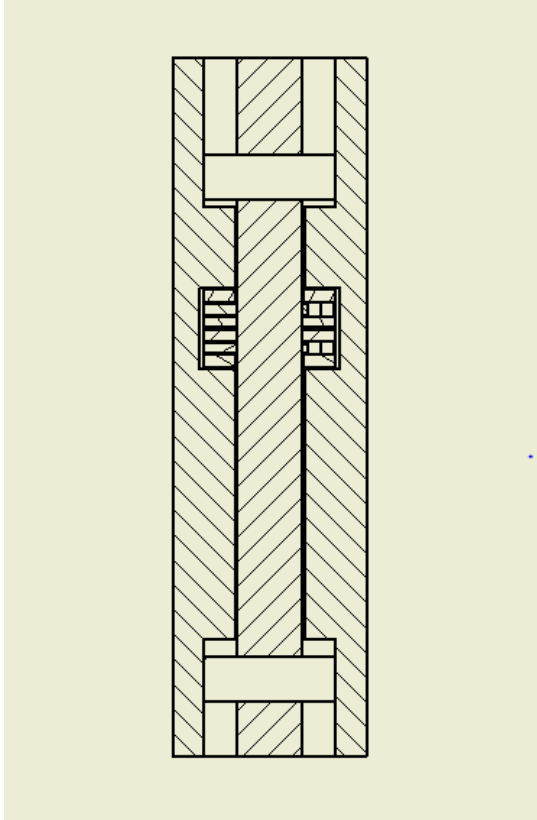
Nykyiseen rakenteeseen verrattuna saadaan tällä ratkaisulla nimelliskestoikä noin 10-kertaiseksi ja SKF-kestoikä yli 30-kertaiseksi, joten sen toimivuutta olisi kannattavaa kokeilla. Koska laakeripesän kansi vaatii pientä uudelleen suunnittelua, antaa se mahdollisuuden myös samalla tarkastaa ja kehittää sen tiivistystä.

5.4 Radiaalilaakerit ja kaksisuuntainen painerullalaakeri

Kolmantena vaihtoehtona laakeroinniksi tutkittiin ratkaisua, jossa alapään laakerointi säilytetään ennallaan tai vaihdetaan radiaalilaakeriin. Yläpään laakerointi toteutettaisiin ratkaisussa erillisellä radiaalilaakerilla sekä kahdensuuntaisia voimia vastaanottavalla aksiaalilaakerilla. Vaihtoehtoja aksiaalilaakeriksi olivat erilaiset painelaakerit, mutta yleisimpien valmistajien mallistoja tutkittaessa huomattiin, että usean mallin kohdalla ei ole tarjolla tarpeeksi suuren kantavuuden omaavaa laakeria. Tämä rajasi paineneulalaakerit ja painekuulalaakerit vaihtoehtojen ulkopuolelle. Kartiopainerullalaakerin kohdalla puolestaan vaadittavan kantavuuden täyttävä malli olisi vaatinut tarpeettoman suuren (>250 mm) akselihalkaisijan, mikä olisi kasvattanut myös muiden laakereiden mittoja.

Radiaalilaakereiksi suunniteltiin pallomaisten rullalaakereiden tilalle tavallisia rullalaakereita, mutta koska roottoriin kohdistuvat voimat ja hihnavedon kiristys aiheuttavat akselille taipumaa sekä laakereille momenttikuormitusta, pidettiin itsestään asettuvaa pallomaista rullalaakeria parempana vaihtoehtona. Samoista kuormituksellisista syistä johtuen myös aksiaalilaakerin sijoittamista radiaalilaakerin yläpuolelle pidettiin hyvin epävarmana ratkaisuna.

Kuvassa 13 on esitettyinä laakerointiratkaisun yksinkertaistettu periaatekuva. Laakerointi ratkaisun haasteeksi todettiin muodostuvan rungon osalta tehtävät muutokset, koska painerullalaakeri vaatii tukevan, lähelle akselia ulottuvan, aksiaalisuuntaisen tuen kummallekin puolelle. Tällöin nykyisen kaltaista, helposti yläkautta vaihdettavaa laakerointiyksikköä on hankala toteuttaa ja laakereiden vaihto vaatisi myös roottoriyksikön ainakin osittaisen irrottamisen. Sauman lisääminen runkoon toisi myös mahdollisesti kokonpanovaiheessa haasteita laakeripesien suuntaamisessa.



KUVA 13. Ehdotus laakeroinnista erillisillä radiaali- ja aksiaalilaakereilla

Vaihtoehto todettiin kaikin hyvin haastavaksi toteuttaa ja roottorin aiheuttamiin kuormituksiin nähden jonkin verran epävarmaksi. Kyseisen rakenteen suunnittelu toimivaksi ratkaisuksi vaatisi huomattavasti lisätutkimuksia ja luultavasti paljon muutostöitä roottoriyksikön runkoon.

6 LOPPUTULOKSET JA POHDINTA

Opinnäytetyössä esitettyihin laakerointiratkaisuihin valittiin laakerit 100 000 tunnin kestoian mukaan, joten näin saavutettiin 3-kertainen varmuus vanhojen laakereiden kestoikään. Laakerointiratkaisuista potentiaalisemmaksi vaihtoehdoksi voidaan nostaa pallomaisilla painerullalaakereilla toteutettu malli. Sen etuna on, että nykyisiä laakeripesiä ei tarvitsisi muokata, vaan ainoat muutokset tulisivat roottoriyksikön runkoon ja laakeripesän kanteen. Vaikka tähän ratkaisuun päädyttäisiin, kannattaisi sen kestävyyttä kuitenkin tutkia tarkemmin ennen kokonaisvaltaiseen muutostyöhön ryhtymistä.

Opinnäytetyön aiheen synnyttävää ongelmaa voidaan lähestyä myös sitä kautta, että nykyistä rakennetta kehitettäisiin vaihtamalla laakereita. Tällöin pulpperin pinnankorkeuden säätäminen liian alhaiseksi tulisi estää jollain tavalla. Koska prosessin käyttäjät haluavat varmasti pitää huoltotöiden takia mahdollisuuden ajaa pulpperia manuaalisesti, on tämä todennäköisesti melko haastavaa. Asenteita on vaikea muuttaa, mutta uskottavalla näytöllä väärinkäyttöjen vahingollisuudesta, saattaisi pystyä vaikuttamaan niihin.

Mikäli paalien putoaminen suoraan roottorin päälle saadaan ehkäistyä, olisi kuitenkin syytä harkita tässä työssä mainittua laakereiden voitelujärjestelmän parannusta. Vaikka pulpperi toimisi normaalisti, ja laakereihin kohdistuva aksiaalivoima pysyisi vakiosuuntaisena, kohdistuu se pallomaisessa rullalaakerissa lähinnä toiselle rullariville, mikä saattaa aiheuttaa sen ennenaikaista kulumista. Tämän ehkäisemiseksi olisi hyvä miettiä voitelun järjestämistä esimerkiksi laakerityypille suositellulla kiertoöljyvoitelu - järjestelmällä, joka kuljettaisi myös mahdolliset epäpuhtaudet pois laakerista.

Valitut laakerit ovat kaikki SKF:n valmistamia, kuten nykyiset laakerit. Työn aikana käytiin läpi myös muiden valmistajien mallistoja ja todettiin eroavaisuuksien valittuihin olevan todella pieniä. Tästä johtuen valmistajan vaihdoksella ei olisi saatu juuri mainittavaa hyötyä laakeroinnin optimoimiseksi. Valintojen avulla on kuitenkin helppo kysyä muilta valmistajilta vastaavaa laakeria.

Lopuksi tahdon kiittää työntekijää ja toivon, että siinä esitetyt asiat tukevat ja helpottavat laakeroinnin kohdalla tehtävien lopullisten päätösten tekemistä.

LÄHTEET

Airila, M. Ekman, K. Hautala, P. Kivioja, S. Kleimola, M. Martikka, H. Miettinen, J. Niemi, E. Ranta, A. Rinkinen, J. Salonen, P. Verho, A. Vilenius, M. Välimaa, V. 2009. Koneenosien suunnittelu. 4.-5. painos. Helsinki: WSOYpro Oy.

FAG:n kotisivu 2015. Vierintälaakereiden voitelu. Luettu 17.3.2015.
http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/publication/downloads_18/wl_81115_4_fi_fi.pdf.

FAG:n tuote-esitys. 2011. Spherical Roller Bearings E1.
http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_183_de_en.pdf.

SKF. 1991. Laakerikirja. Torino: Stamperia Artistica Nazionale.

Mäkelä, M. Soininen, L. Tuomola, S. Öistämö, J. 2008. Tekniikan kaavasto. Tammer-tekniikka

Mäkelä, M. Soininen, L. Tuomola, S. Öistämö, J. 2008. Tekniikan kaavasto. Tammer-tekniikka

Mäkelä, M. Mäkelä, R. Siltanen, O. 2001. Insinöörikoulutuksen fysiikka. 6. painos. Jyväskylä: Gummerus kirjapaino Oy.

Ovako:n kotisivu 2015. Cromax tuote-esitys. Luettu 20.3.2015.
http://www.ovako.com/Global/Downloads/Product_information/Cromax/EN/Cromax%2042CrMo4.pdf.

Schaefflerin pdf.-esitys 2014. Laskentavertailu ISO 281 vrs ISO 16281 kartiorullalaakereilla.

SKF:n kotisivu 2015. SKF LGMT 3 rasva. Luettu 11.3.2015.

<http://www.skf.com/group/products/lubrication-solutions/lubricants/general-purpose-industrial-and-automotive-NLGI-3-grease/index.html>.

SKF:n kotisivu 2015. SKF spherical roller thrust bearings. Luettu 23.3.2015.

http://www.skf.com/binary/21-121034/06104_1-EN.pdf

SNR:n tuote-esite 2007. All you need to know about SNR Premier spherical roller bearings. http://www.ntnamericas.com/en/website/documents/brochures-and-literature/catalogs/premier_spherical_brochure_2007%20lowres.pdf

WEG:n tuote esite 2012. W22 three-phase electric motor. Luettu 10.3.2015.

http://www.duursma.nl/i-cms/editor/uploads/files/WEG_W22_brochure_English.pdf

Valmet Oyj:n kotisivut. 2015. Valmet lyhyesti. Luettu 22.1.2015.

[http://www.valmet.com/fi%5Chome_suomi.nsf/WebFrontPage/\\$First?OpenDocument](http://www.valmet.com/fi%5Chome_suomi.nsf/WebFrontPage/$First?OpenDocument)

LIITTEET

1(2)

Liite 1. Sellupaalin putoamisesta aiheutuva iskuvoima

+Sellupaalin putoamisesta aiheutuva iskuvoima:

Lasketaan sellupaalin roottoriin aiheuttama iskuvoima impulssivoiman laskentakaavoja hyödyntäen. Käytetään lähtöarvoina tiedossa olevia realistisia arvoja ja törmäysajan arvona kirjallisuuden pohjalta tehtyä arviota:

Lähtöarvot:

Törmäysaika (aika, joka paalin pysähtymiseen kuluu): $t_{\text{törmäys}} := 100\text{ms}$

Sellupaalin alkunopeus kuljettimelta tippuessa: $v_0 := 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Putoamiskorkeus: (Ammeen korkeus vaihtelee 2,6 - 4,6 m, valitaan korkein) $h := 4.6\text{m}$

Sellupaalin massa (vaihtelee 200-250kg välillä, valitaan raskain mahdollinen): $m_{\text{paali}} := 250\text{kg}$

Gravitaatio vakio (Mathcadin antama arvo): $g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Oletetaan, että pulpperissa ei ole vettä tarpeeksi, joten sekään ei vaimenna paalin törmäysnopeutta.

Putoamisnopeus iskuhetkellä: $v^2 = v_0^2 + 2a(x - x_0)$

$$v_{\text{isku}} := \sqrt{v_0^2 + 2 \cdot g \cdot h}$$

$$v_{\text{isku}} = 9.498 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Kappaleen liikemäärä: $p = m \cdot v$

$$p := m_{\text{paali}} \cdot v_{\text{isku}} \quad p = 2374.621 \frac{\text{m} \cdot \text{kg}}{\text{s}}$$

Voiman impulssi (paali pysähtyy roottoriin): $Ft = p_2 - p_1$ ja $p_2 = 0$

$$\Rightarrow F_{\text{impulssi}} := \frac{p}{t_{\text{törmäys}}} \quad F_{\text{impulssi}} = 23.746 \cdot \text{kN}$$

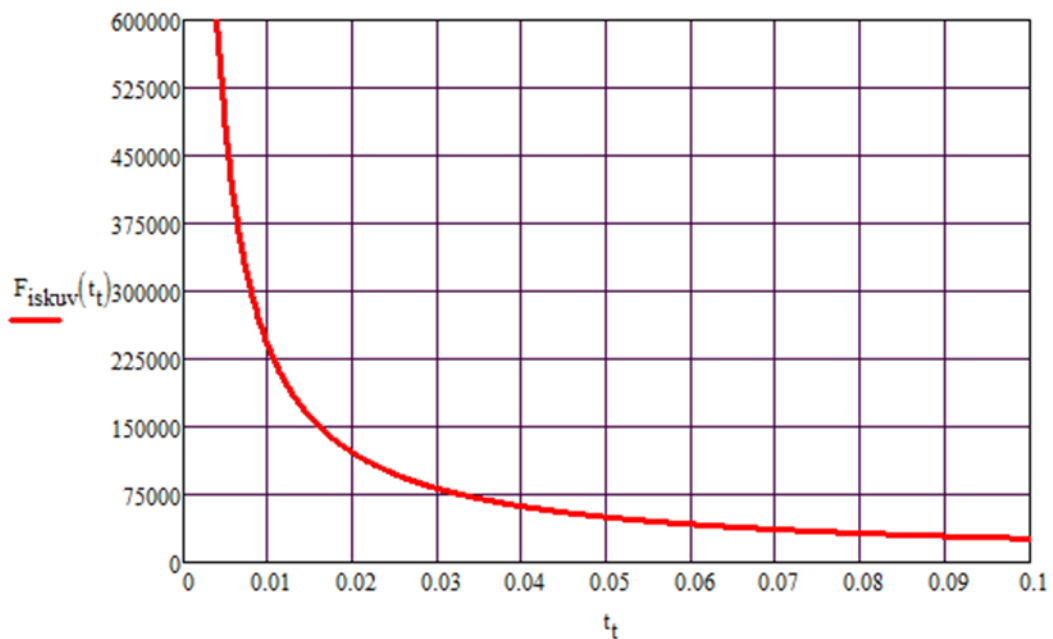
Paalin massasta aiheutuva voima: $F_{\text{paali}} := g \cdot m_{\text{paali}} \quad F_{\text{paali}} = 2.452 \cdot \text{kN}$

Iskuvoiman kokonaisarvon laskemiseksi lisätään paalin massasta aiheutuva voima impulssivoimaan:

$$F_{\text{isku}} := F_{\text{paali}} + F_{\text{impulssi}} \quad F_{\text{isku}} = 26.198 \cdot \text{kN}$$

Koska törmäysajan täsmällinen arviointi on vaikeaa, tehdään vielä kuvaaja, jossa iskuvoima (N) törmäysajan (s) funktiona. Kuvaajasta on helpompi hahmottaa iskuvoiman muutos:

$$F_{\text{iskuv}}(t_t) := \frac{m_{\text{paali}} \cdot v_{\text{isku}}}{t_t} + F_{\text{paali}}$$



Esimerkkejä voimista eri törmäysajoilla:

Törmäysaika 10ms: $F_{\text{iskuv}}(0.01\text{s}) = 239.914 \cdot \text{kN}$

Törmäysaika 50ms: $F_{\text{iskuv}}(0.05\text{s}) = 49.944 \cdot \text{kN}$

Törmäysaika 100ms: $F_{\text{iskuv}}(0.1\text{s}) = 26.198 \cdot \text{kN}$

Törmäysaika 200ms: $F_{\text{iskuv}}(0.2\text{s}) = 14.325 \cdot \text{kN}$


Liite 2. Laakereiden valinta 1

SKF-laskentaohjelman tulokset lähtöarvoineen valitulle laakerille:

5(10)

SKF-laskenta ohjelmalla haettiin laakeri, jonka SKF-kestoikä ylittää 100 000 tuntia.

Valittu laakerimalli ja sen tulokset lähtöarvoineen:

Bearing life : 22340 CC/W33	
	
Input parameters	
F_r Radial load	106.963 kN
F_a Axial load	119.1 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	300 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	45 °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 and 100 °C
Viscosity at 40 °C	120 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	12 mm ² /s
Result	
L_{10mh} SKF rating life	97000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	6.29
κ Viscosity ratio	5.08
P Equivalent dynamic bearing load	428.97 kN
η_c Factor for contamination level	0.72
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	18.1 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	15400 hour
C/P Load ratio	5.4

SKF-laskentaohjelman tulokset lähtöarvoineen valitulle laakerille:

SKF-laskenta ohjelmalla haettiin myös laakeri, jonka SKF-kestoikä ylittää 100 000 tuntia.

Valittu laakerimalli ja sen tulokset lähtöarvoineen:

Liite 3. Nykyisten laakereiden vertailukestoviät

Ylempi pallomainen rullalaakeri.

Alempi pallomainen rullalaakeri.

Liite 4. Laakereiden valinta 2

SKF-laskentaohjelman tulokset lähtöarvoineen valitulle laakerille:

4(7)

SKF-laskenta ohjelmalla haettiin myös laakeri, jonka SKF-kestoikä ylittää 100 000 tuntia.

Valittu laakerimalli ja sen tulokset lähtöarvoineen:

5(7)

SKF-laskentaohjelman tulokset lähtöarvoineen valitulle laakerille:

Liite 5. Laakereiden valinta 3.

T.Marjamäen ehdottamalle mallille saadut tulokset lähtöarvoineen:

2(4)

3(4)

SKF-laskentaohjelman tulokset laakerille: