

VÄRINÄVAIMENNETUN SISÄSORVAUSTUURNAN SUUNNITTELU

Aapo Korhonen

Opinnäytetyö
Toukokuu 2012

Paperikoneteknologian koulutusohjelma
Tekniikan ja liikenteen ala



JYVÄSKYLÄN AMMATTIKORKEAKOULU
JAMK UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES



Tekijä(t) KORHONEN, Aapo	Julkaisun laji Opinnäytetyö	Päivämäärä 28.05.2012
	Sivumäärä 36+18	Julkaisun kieli Suomi
	Luottamuksellisuus () saakka	Verkojulkaisulupa myönnetty (X)
Työn nimi VÄRINÄVAIMENNETUN SISÄSORVAUSTUURNAN SUUNNITTELU		
Koulutusohjelma Paperikoneteknologian koulutusohjelma		
Työn ohjaaja(t) MATILAINEN, Jorma, Yliopettaja SÄLLINEN, Pekka, Lehtori		
Toimeksiantaja(t) Metso Paper Oy SUVELA, Vesa-Matti, Kehitysinsinööri		
Tiivistelmä <p>Opinnäytetyö tehtiin toimeksiantajan Metso Paper Oy:n tiloissa Rautpohjan tehtaalla. Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella värinävaimennettu sisäSORVAUSTUURNA ja kerätä tietoa sorvauksessa syntyvistä värähtelyistä ja niiden vaimentamisesta. Telavaippojen sisäSORVAUKSESSA pitkien sisäSORVAUSTUURNIEN värähtelyt aiheuttavat ongelmia, jotka ilmenevät mittavirheinä ja huonona pinnanlaaduna.</p> <p>Opinnäytetyön aluksi tutustuttiin työstökoneissa esiintyviin värähtelyihin ja värähtelyn teoriaan. Pohjana tuurnan lopulliselle rakenteelle toimi jo käytössä oleva 600 mm pitkä tuurna. Teorian pohjalta suunniteltiin tuurnalle erilaisia konstruktioita, jotka auttaisivat värähtelyjen vaimentamisessa. Konstruktioita vertailtiin keskenään ja niistä valittiin parhaiten käytäntöön sopiva malli, jota kehitettiin eteenpäin.</p> <p>Lopullinen konstruktio mallinnettiin Catia V5 -ohjelmalla ja siitä tehtiin mittapiirroksset. Lopulliselle konstruktioille suoritettiin lujuus- ja värähtelyanalyysit Catia V5 -ohjelmalla ja saatuja tuloksia vertailtiin alkuperäiseen tuurna.</p> <p>Opinnäytetyön tuloksena syntyi rakenne värinävaimennetulle sisäSORVAUSTUURNALLE ja tietoa sorvauksessa syntyvistä värähtelyistä ja niiden vaimentamisesta. Opinnäytetyö tarjoaa tietopaketin värähtelyistä ja niiden vaimentamisesta, joita toimeksiantaja voi hyödyntää myös muita vaimennuksen vaativia kohteita suunniteltaessa.</p>		
Avainsanat (asiasanat) Värähtely, vaimennus, sorvaus, suunnittelu		
Muut tiedot		



Author(s) KORHONEN, Aapo	Type of publication Bachelor's Thesis	Date 28.05.2012
	Pages 36+18	Language Finnish
	Confidential () Until	Permission for web publication (X)
Title DESIGNING A DAMPED BORING BAR FOR INTERNAL TURNING		
Degree Programme Paper Machine Technology		
Tutor(s) MATILAINEN, Jorma, Principal Lecturer SÄLLINEN, Pekka, Lecturer		
Assigned by Metso Paper Inc. SUVELA, Vesa-Matti, Development Engineer		
Abstract <p>The bachelor's thesis project was carried out in Metso Paper Oy premises in Rautpohja factory. The aim of the thesis project was to design a damped boring bar for internal turning and to gather information about vibrations occurring in turning and how to dampen those vibrations. In the internal turning of the roll shells the vibration of long boring bars causes problems which arose as dimensional errors and poor surface quality.</p> <p>The work of the thesis project started by studying vibrations occurring in machine tools and also the theory of vibrations. The basis for the final construction was a 600 mm long boring bar which was already used in the internal turning of the roll shells. Different kinds of vibration dampening constructions were designed based on the theory. These constructions were compared and the most suitable one was selected and further developed.</p> <p>The final construction was modeled with Catia V5 and dimensional drawings were made. The strength and frequency analyses were made for the final construction and the results of these analyses were compared to the analysis results of the original boring bar.</p> <p>The result of the thesis is a construction for a damped boring bar for internal turning and information about the vibrations and dampening of those vibrations occurring in turning. The thesis offers information about vibrations and dampening that the client can use in designing other items that require dampening.</p>		
Keywords Vibration, damping, turning, designing		
Miscellaneous		

SISÄLTÖ

MERKINNÄT.....	3
1 JOHDANTO.....	4
1.1 Opinnäytetyön tausta ja tavoite.....	4
1.2 Metso Paper Oy	4
2 SORVAUS	5
2.1 Lastuamisarvot sorvattaessa	5
2.2 Terään ja työkappaleeseen kohdistuvat voimat	6
2.3 Terägeometria	7
3 SORVAUKSESSA SYNTYVÄT VÄRÄHTELYT JA NIIDEN ESTÄMINEN	8
3.1 Värähtelyjen syyt	8
3.2 Värähtelyjen estäminen	9
4 VÄRÄHTELYN JA VAIMENNUKSEN TEORIA	11
4.1 Peruskäsitteitä	12
4.2 Värähtelyiden luokittelu	16
4.3 Vaimennustyytit.....	21
4.4 Dynaaminen vaimennin.....	21
4.5 Kumimateriaalin käyttö vaimentimissa	22
5 KONSTRUKTIOIDEN LUONNOSTELU	24
6 KONSTRUKTION VALINTA JA KEHITTÄMINEN	28
6.1 Konstruktioiden vertailu ja valinta	28
6.2 Konstruktion kehittäminen.....	29
6.3 Vaimentimen mitoitus	30
7 LOPULLINEN KONSTRUKTIO.....	32
8 POHDINTA	34
LÄHTEET	36

LIITTEET	37
Liite 1. Alkuperäisen tuurnan värähtelyanalyysi	37
Liite 2. Vaimennuselementin jousivakion mittausjärjestely	38
Liite 3. Vaimentimen mitoitus	41
Liite 4. Lopullisen konstruktion värähtely- ja lujuusanalyysi.....	43
Liite 5. Mittapiirroukset	48

KUVIOT

KUVIO 1. Leikkuuvoimat sisäpuolisessa sorvauksessa	6
KUVIO 2. Terägeometria	7
KUVIO 3. Terägeometrian vaikutus värähtelyalttiuteen.....	10
KUVIO 4. Translaatioinertian omaavan värähtelysystemin perusmalli	12
KUVIO 5. Rotaatioinertian omaavan värähtelysystemin perusmalli	13
KUVIO 6. Kriittinen ja ylikriittinen vaimennus	14
KUVIO 7. Alikriittinen vaimennus.....	15
KUVIO 8. Vahvistuskerroin taajuussuhteen funktiona	16
KUVIO 9. Vaimenemattoman ominaisvärähtelyn perusmalli.....	17
KUVIO 10. Vaimennetun ominaisvärähtelyn perusmalli	18
KUVIO 11. Vaimenemattoman harmonisen pakkovärähtelyn perusmalli.....	19
KUVIO 12. Vaimenevan harmonisen pakkovärähtelyn perusmalli.....	20
KUVIO 13. Lisämassasysteemin kaksi tyyppiä.....	22
KUVIO 14. Kelvin-Voigt-malli	23
KUVIO 15. Kumin hystereesihäviö	24
KUVIO 16. Konstruktio 1	25
KUVIO 17. Konstruktio 2	26
KUVIO 18. Konstruktio 3	26
KUVIO 19. Konstruktio 4	27
KUVIO 20. Konstruktio 5	28
KUVIO 21. Lopullinen konstruktio.....	33

TAULUKOT

TAULUKKO 1. Konstruktioiden vertailu.....	28
---	----

MERKINNÄT

a	Lastuamissyvyys, mm
A_h	Hystereesihäviö, W
c	Vaimennusvakio, Ns/m
c_a	Lisämassasysteemin vaimennusvakio, Ns/m
d	Staattinen siirtymä, mm
f	Ominaistaajuus, Hz
F	Inertiavoima, N
F_0	Pakkovoiman amplitudi, mm
F_p	Pääleikkuuvoima, N
g	Putoamiskiihtyvyys, m/s^2
J	Hitausmomentti, kgm^2
k	Jousivakio, N/m
k_a	Lisämassasysteemin jousivakio, N/m
k_c	Ominaislastuamisvoima, N/mm^2
m	Massa, kg
m_a	Lisämassa, kg
M	Vahvistuskerroin
n	Pyörimisnopeus, r/min
r	Taajuussuhde
s	Syöttö, mm/r
t	Aika, s
v	Lastuamisnopeus, m/min
x	Jousen siirtymä, mm
\dot{x}	Siirtymän ensimmäinen aikaderivaatta eli nopeus, m/s
\ddot{x}	Siirtymän toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys, m/s^2
X	Värähtelyn amplitudi, mm
ζ	Vaimennussuhde
$\ddot{\theta}$	Kiertymän toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys, rad/s^2
ω	Ominaiskulmataajuus, rad/s
Ω	Pakkovoiman kulmataajuus, rad/s

1 JOHDANTO

1.1 Opinnäytetyön tausta ja tavoite

Telavaippojen laakerintilojen sisäsorvauksessa pitkien sorvaustuurnien värähtelyt aiheuttavat ongelmia, jotka ilmenevät huonona pinnanlaatuna ja mittavirheinä. Opinnäytetyön tavoitteena oli kerätä tietoa sorvauksessa aiheutuvista värähtelyistä ja suunnitella sellainen sorvaustuurnan rakenne vaimennuselementteineen, että värähtelyistä aiheutuvat ongelmat vähenisivät.

Sorvauksessa syntyviä värähtelyitä tutkittiin tutustumalla aihetta käsittelevään kirjallisuuteen ja suorittamalla tarvittavia mittauksia. Tutkimusten pohjalta määritettiin sorvaustuurnalle sovelias rakenne, josta tehtiin tarvittavat mittapiirroukset. Lopputulmana opinnäytetyö tarjoaa tietopaketin sisäsorvaustuurnan värähtelyistä ja niiden vaimentamisesta, jota voidaan käyttää apuna myös muiden sovelluksien suunnittelussa.

1.2 Metso Paper Oy

Metso on kansainvälinen teknologiakonserni, jolla on suunnittelua, tuotantoa, hankintaa, palveluliiketoimintaa, myyntiä ja muuta toimintaa yli 300 yksikössä yli 50 maassa. Metso työllistää maailmanlaajuisesti 30 000 työntekijää. Metson liiketoiminta on organisoitu kolmeen segmenttiin: Kaivos- ja maarakennus, Automaatio ja Massa, paperi- ja voimantuotanto. Metso-konsernin liikevaihto vuonna 2011 oli 6 646 miljoonaa euroa. (Metso vuosikertomus 2011.)

Metso Paper Oy kuuluu Massa, paperi ja voimantuotanto-segmenttiin. Massa, paperi ja voimantuotanto-segmentti työllistää 12 528 henkilöä, josta Suomessa työskentelee 41 %. Segmentti jakautuu neljään liiketoimintalinjaan: Paperit, Kuidut, Voimantuotanto ja Palvelut. Massa, paperi ja voimantuotanto-segmentin liikevaihto vuonna

2011 oli 2 703 miljoonaa euroa, josta Paperit-liiketoimintalinjan osuus oli 795 miljoonaa euroa. (Metso vuosikertomus 2011.)

Metso Paper Oy on paperin- ja kartonginvalmistuslinjojen sekä pehmopaperikoneiden markkinajohtaja maailmassa. 40 % maailman paperista tuotetaan Metson ja sen edeltäjien toimittamilla paperikoneilla. Metso Paperin merkittävin kilpailija paperin- ja kartonginvalmistuslinjoissa on saksalainen Voith ja massanvalmistuslinjoissa itävaltalainen Andritz. (Metso vuosikertomus 2011.)

2 SORVAUS

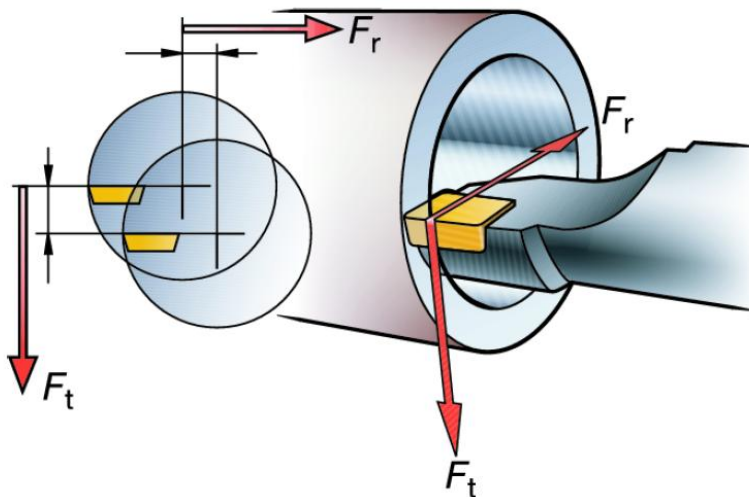
Sorvaus on lastuava työstömenetelmä. Sorvaamalla valmistettavat kappaleet ovat poikkileikkaukseltaan ympyränmuotoisia eli ns. pyörähdyskappaleita. Työstettävä kappale kiinnitetään sorvissa pyörivään istukkaan. Lastuavana työkaluna toimii sorvin teräkelkkaan kiinnitetty terä, joka tekee asetus- ja syöttöliikkeen. (Ansaharju 1997, 161.)

2.1 Lastuamisarvot sorvattaessa

Sorvin työstöarvoja ovat lastuamisnopeus v (m/min), pyörimisnopeus n (r/min), syöttö s (mm/r) ja lastuamissyvyys a (mm). Lastuamisnopeus kertoo kappaleen kehänopeuden teräsärmän kohdalla. Pyörimisnopeus kertoo työstettävän kappaleen pyörimisnopeuden. Syöttö on matka, jonka terä liikkuu työstettävän kappaleen yhden kierroksen aikana. Lastuamissyvyys kertoo lastuamattoman ja lastutun pinnanvälisen syvyuseron. (Ansaharju 1997, 219 - 223.)

2.2 Terään ja työkappaleeseen kohdistuvat voimat

Sorvattaessa terän tulee irrottaa työkappaleesta lastua. Lastun irrottamisen ylläpitämiseksi tarvitaan voimaa, jota kutsutaan leikkuuvoimaksi. Sisäpuolista lieriöpintaa sorvattaessa leikkuuvoima jakautuu kolmeksi sekä terään että työkappaleeseen vaikuttavaksi voimaksi. Voimista suurinta kutsutaan pääleikkuuvoimaksi ja se vaikuttaa terään tangentaalisesti. Tangentiaalinen voima pyrkii taivuttamaan työkalua pois sorvattavan kappaleen keskiöstä ja pienentää samalla terän päästökulmaa. Radiaalinen voima pyrkii taivuttamaan terää kappaleen keskiötä kohti ja pienentää lastuamissyvyttä. Syöttövoima vastustaa terän syöttöliikettä. Sisäpuolisessa sorvauksessa vaikuttavat leikkuuvoimat on esitetty kuviossa 1. (Ansaharju 1997, 224 - 225.)



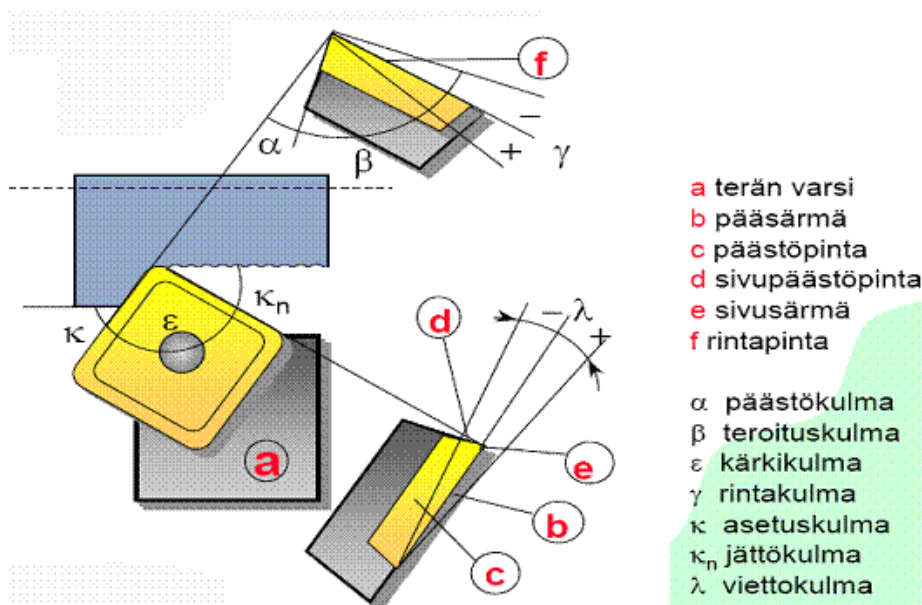
KUVIO 1. Leikkuuvoimat sisäpuolisessa sorvauksessa (Technical Guide 2011, A62.)

Leikkuuvoimien suuruuteen vaikuttavat mm. työstettävän aineen ominaisuudet, lastun poikkipinta-ala, terän ominaisuudet ja terän jäähtytys. Jokaisella materiaalilla on ominaislastuamisvoimansa k_c (N/mm²). Ominaislastuamisvoima kuvaa 1 mm²:n kokoisen lastun irrottamiseen tarvittavaa voimaa. Lastuamisarvoista lastuamissyvyys ja syöttö ovat lastun poikkipinta-alan ja siten myös leikkuuvoimien tekijöitä. Pääleikkuuvoima voidaan laskea kaavalla 1. (Ansaharju 1997, 225.)

$$F_p = s * a * k_c \quad (1)$$

2.3 Terägeometria

Teräkulmat ovat terän pintojen ja terän ja työkappaleen välisiä kulmia. Tärkeitä teräkulmia ovat mm. asetuskulma, rintakulma, kärkikulma, teroituskulma, päästökulma ja jättökulma. Asetuskulma on pääsärmän ja pinnan välinen kulma. Rintakulma on perustason ja rintapinnan välinen kulma ja se voi olla negatiivinen, nolla tai positiivinen. Kärkikulma on päästöpinna ja sivupäästöpinna välinen kulma. Teroituskulma päästökulman ja rintakulman välinen kulma. Päästökulma on päästöpinna ja kappaaleen pinnan tangentin välinen kulma. Jättökulma on sivusärmän ja sorvatun työpinnan välinen kulma. (Ansaharju 1997, 176 - 180.) Tärkeimmät teräkulmat on esitetty kuviossa 2.



KUVIO 2. Terägeometria (Aaltonen, Andersson & Kauppinen 1997, 5.)

3 SORVAUKSESSA SYNTYVÄT VÄRÄHTELYT JA NIIDEN ESTÄMINEN

Käytettäessä lastuavia työstömenetelmiä esiintyy niissä poikkeuksetta työstettävän kappaleen ja terän välisiä värähtelyitä. Nämä värähtelyt vaikeuttavat työstöä, huonontavat pinnanlaatua, lyhentävät terän kestoikää ja aiheuttavat ääntä.

3.1 Värähtelyjen syyt

Työstettävän materiaalin epähomogeenisuudet

Työstettävässä materiaalissa esiintyvät kovat kohdat aiheuttavat pieniä iskuja synnyttäen harmonista värähtelyä kappaleeseen ja terään. Jos nämä hetkelliset värähtelyt vaimennetaan nopeasti niin niiden aiheuttamat seuraukset eivät ole vakavia. (Harris & Piersol 2002, 40.1 - 40.2.)

Poistettavan materiaalin poikkipinta-alan vaihtelut

Poistettavan materiaalin poikkipinta-alan vaihtelut johtuvat kappaleen työstöpinnan muodosta. Tällaisia työstöpinnan muotoon vaikuttavia tekijöitä ovat esimerkiksi kappaleen epäkeskisyyys ja työstöpinnan epätasaisuus. Tällainen tapaus voi aiheuttaa kappaleeseen ja terään merkittäviä impulsseja, jotka voivat johtaa epämieluisiin värähtelyihin. Jos värähtelyt vaimenevat ennen seuraavaa impulssia, voivat ne silti lyhentää terän kestoikää ja jättää jälkiä työstöpintaan. Mikäli värähtelyt eivät vaimene, voivat ne aiheuttaa vaarallisen resonanssitilan työstökoneen rakenteisiin. Resonanssitilan todennäköisyys lisääntyy lastuamisnopeuden kasvaessa, koska tällöin lastun poikkipinta-alan vaihteluista syntyvien impulssien esiintymistaajuus kasvaa. (Harris ym. 2002, 40.1 - 40.2.)

Työstökoneen rakenneosat

Työstökoneen monet rakenneosat voivat aiheuttaa työstöprosessiin epämieluisia värähtelyjä. Sähkömoottorit ja vaihteet voivat olla suoraviivaisten ja kiertovärähtely-

jen lähteitä. Nämä värähtelyt johtuvat esimerkiksi epätasapainoisista pyörivistä massoista, akseleiden linjauseuroista ja valmistusvirheistä. Laakereiden aiheuttamat värähtelyt johtuvat laakereiden mittojen epätarkkuuksista ja vierintäpintojen epätasaisuuksista. Teräkelkan liikkua pitkin työstökoneen johteita voi syntyä ns. stick-slip-ilmio, joka voi aiheuttaa työstöprosessiin värähtelyitä. (Harris ym. 2002, 40.2 - 40.6.)

Ympäristöstä välittyvät värähtelyt

Konepajaympäristössä on monia laitteita (esim. työstökoneet, moottorit, kompressorit, nosturit), jotka aiheuttavat värähtelyjä ja iskuja ympäristöönsä. Nämä värähtelyt voivat välittyä toisten laitteiden perustuksiin ja aiheuttaa niiden rakenteisiin pakkovärähtelyjä. Vaikkakin näiden ympäristön värähtelyjen amplitudit ovat pieniä, niin niiden taajuudet levittyvät laajalle. On melkein väistämätöntä, että joku näistä värähtelyistä osuu lähelle työstökoneen ominaistajuutta aiheuttaen siihen resonanssivärähtelyn. (Harris ym. 2002, 40.8.)

Työstöprosessissa syntyvät värähtelyt

Lastuamisprosessissa syntyy itseherätevärähtelyä, jonka aiheuttavat ja jota ylläpitävät leikkuuvoimat. Se on erittäin haitallista terän kestoille ja pinnanlaadulle. Tämän tyyppisellä värähtelyllä on epäsuotuisa vaikutus työstökoneen tuotannon nopeuteen, koska monissa tapauksissa sen poistaminen voidaan saavuttaa vain pienentämällä lastuamisarvoja. Työstöprosessissa syntyvät värähtelyt ovat luonteeltaan epäsäännöllisiä, koska niiden syntymiseen vaikuttavat työstökoneen rakenne, työstöprosessin olosuhteet ja lastuamisarvot sekä työstettävän kappaleen ja terän muotoilu ja materiaali. (Harris ym. 2002, 40.8 - 40.9.)

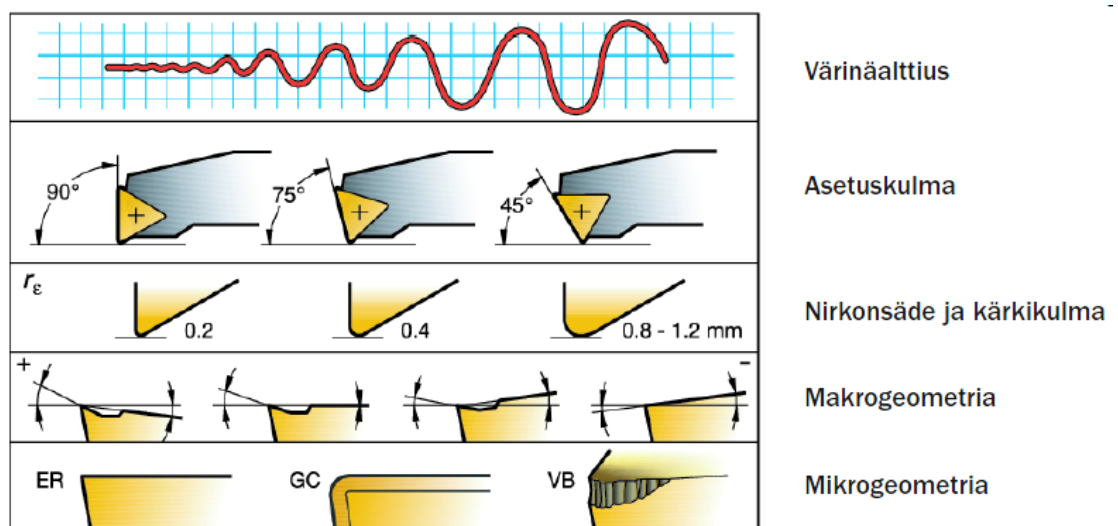
3.2 Värähtelyjen estäminen

Työstökoneen värähtelyjä voi vähentää pienentämällä värähtelylähteiden voimakkuutta, kasvattamalla osien jäykkyyttä ja rakenteen sisäistä vaimennusta, valitsemalla sopivat työstöparametrit sekä suunnittelemalla työkappaleet ja työkalut oikeaoppisesti. Värähtelylähteiden vähentäminen on tärkeää pääasiassa pakkovärähtelyn

kannalta. Jäykkyys ja rakenteen sisäinen vaimennus ovat tärkeitä sekä pakkovärähtelyn että itseherätteisten värähtelyjen kannalta. Molemmat ominaisuudet, erityisesti jäykkyys, ovat tärkeitä työstökoneen tarkkuuden kannalta. Jäykkyys vähentää leikkuuvoimista syntyviä rakenteellisia muodonmuutoksia ja rakenteen sisäinen vaimennus nopeuttaa hetkellisten värähtelyjen vaimenemista. (Harris ym. 2002, 40.11.)

Työstöparametrit

Työstöparametreilla voidaan vaikuttaa merkittävästi sorvauksessa syntyviin värähtelyihin. Terägeométrian oikeaoppisella valinnalla pystytään pienentämään sorvauksessa syntyviä lastuamisvoimia, jotka osaltaan aiheuttavat värähtelyjä. Asetuskulma vaikuttaa aksiaalisten ja radiaalisten lastuamisvoimien suuruuteen ja suuntaan ja se tulisi olla mahdollisimman lähellä 90°:ta eikä koskaan alle 75°:n. Nirkonsäteen tulisi olla pienempi kuin lastuamissyvyys ja kärkikulman mahdollisimman pieni. Terän rintakulman tulisi olla positiivinen, koska sen aiheuttamat lastuamisvoimat ovat negatiivista rintakulmaa pienempiä. Pinnoittamattomilla tai ohuesti pinnoitetuilla terillä saadaan pienemmät lastuamisvoimat kuin paksult pinnoitetuilla terillä. (Technical Guide 2011, A63 - A64.) Kuviossa 3 on esitetty terägeométrian vaikutus värähtelyalttiuteen.



KUVIO 3. Terägeométrian vaikutus värähtelyalttiuteen (Technical Guide 2011, A63.)

Riittävästä lastunpoistosta tulisi myös huolehtia. Lastunpoistoa voi parantaa lisäämällä lastuamismesteen syöttöä, asentamalla työkalu ylösalaisin tai pienentämällä lastuamisnopeutta. Sisäpuolisessasorvauksessa tulisi tavoitella lyhyitä ja spiraalimaisia lastuja, koska rajusta lastunmurrosta syntyvät lyhyet lastut lisäävät värähtelyalttiutta ja pitkät lastut voivat aiheuttaa ongelmia lastunpoistoon. (Technical Guide 2011, A65.)

4 VÄRÄHTELYN JA VAIMENNUKSEN TEORIA

Värähtely on fyysikaalisen systeemin liikettä tietyn tasapainoaseman ympärillä. Värähtelevä systeemi koostuu potentiaalienergiaa varastoivista osista (jouset ja materiaalin kimmoisuus), liike-energiaa varastoivista osista (massa ja hitausmomentit) ja vaimennusosista, jotka muuntavat mekaanista energiaa toiseen muotoon (vaimentimet ja kitka). Värähtelevän systeemin mekaaninen energia koostuu potentiaalienergiasta ja liike-energiasta, ja näiden keskinäiset suurusuhteet vaihtelevat värähtelyliikkeen aikana. Vaimennuksen vaikutuksesta systeemin mekaaninen energia ja värähtelyliikkeen amplitudi pienenee jokaisella värähtelyjaksolla paitsi, jos systeemiin tulee riittävästi korvaava mekaanista energiaa ulkopuolelta. (Lähtenmäki 2008, 1.1 - 1.2.)

Värähtely on useimmiten haitallista koneissa ja rakenteissa, joissa sen haitat ilmenevät mm. jaksollisina jännityksien vaihteluina rakenteissa. Värähtely aiheuttaa ongelmia, jotka ilmenevät väsymisvaurioina, kestoiän lyhenemisenä, työ- ja prosessikoneissa valmistettavan tuotteen laadun heikkenemisenä, energiahäviöinä ja meluna. (Lähtenmäki 2008, 1.1.)

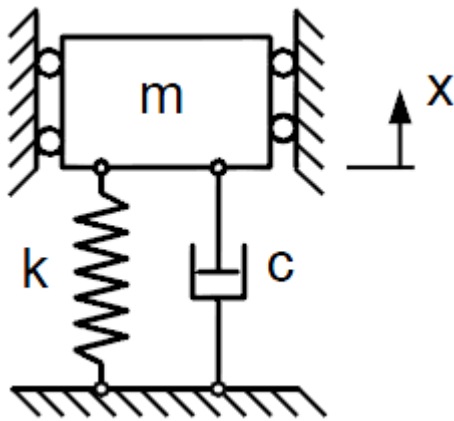
4.1 Peruskäsitteitä

Translaatioinertia, massa m [kg]

Kuviossa 4 on esitetty translaatioinertiaa sisältävän värähtelysteemin perusmalli. Siinä tarkastellaan yhden vapausasteen omaavan pistemäisen massan suoraviivaista liikettä. Massaan vaikuttaa hitaus eli inertiaovoima F , joka on Newtonin II lain mukaan

$$F = m\ddot{x}, \quad (2)$$

missä \ddot{x} on siirtymän toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys.



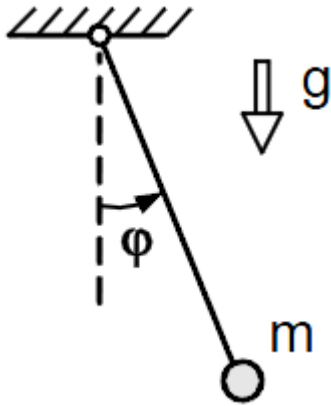
KUVIO 4. Translaatioinertian omaavan värähtelysteemin perusmalli (Lähteenmäki 2008, 1.4.)

Rotaatioinertia, hitausmomentti J [kgm²]

Kuviossa 5 on esitetty rotaatioinertiaa sisältävän värähtelysteemin perusmalli. Siinä tarkastellaan yhden vapausasteen omaavan jäykän kappaleen pyörimisliikettä kiinteän akselin ympäri. Kappaleeseen vaikuttaa momentti M , joka on suoraan verrannollinen kulmakiihtyvyyteen, jolloin

$$M = J\ddot{\theta}, \quad (3)$$

missä $\ddot{\theta}$ on kiertymän toinen aikaderivaatta eli kulmakiihtyvyys.



KUVIO 5. Rotaatioinertian omaavan värähtelysteemin perusmalli (Lähteenmäki 2008, 1.4.)

Jousi, jousivakio k [N/m]

Jousi on kimmainen kappale, johon vaikuttava voima saa aikaan siirtymän tai kiertymän. Jouseen vaikuttava voima lausuttuna siirtymän avulla on

$$F = kx, \quad (4)$$

missä x on jousen pituuden muutos lepopituudesta.

Vaimennin, vaimennusvakio c [Ns/m]

Vaimennuksen kautta systeemistä poistuu eli dissipoituu energiaa, jonka vaikutuksesta värähtelyt vaimenevat. Vaimennusvoima, viskoosivaimennuksessa, on suoraan verrannollinen nopeuteen, jolloin

$$F = c\dot{x}, \quad (5)$$

missä \dot{x} on siirtymän ensimmäinen aikaderivaatta eli nopeus.

Ominaiskulmataajuus ω [rad/s]

Ominaiskulmataajuus kertoo systeemin värähtelynopeuden. Ominaiskulmataajuus lasketaan systeemin jousivakion ja massan avulla kaavalla 6.

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

Ominaistaajuus f [Hz]

Ominaistaajuus kuvaa systeemin tietyssä ajassa tapahtuvien värähdysten määrää. Ominaistaajuuden ja ominaiskulmataajuuden välillä on kaavan 7 mukainen riippuvuus.

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (7)$$

Vaimennussuhde ζ

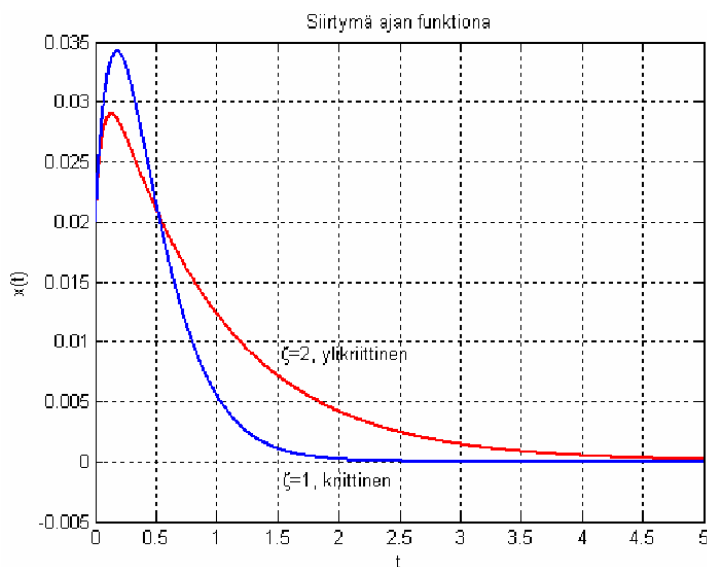
Vaimennussuhde kuvaa vaimennuksen voimakkuutta. Se saadaan laskettua vaimennusvakion, ominaiskulmataajuuden ja massan avulla käyttämällä kaavaa 8.

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega} \quad (8)$$

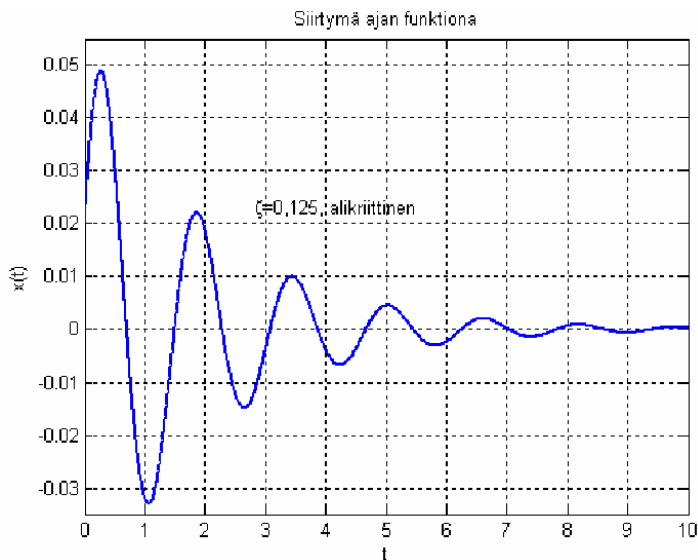
Kolme erilaista vaimennustapausta ovat

- ylikriittinen vaimennus $\zeta > 1$
- kriittinen vaimennus $\zeta = 1$
- alikriittinen vaimennus $\zeta < 1$.

Ylikriittisessä ja kriittisessä vaimennustapauksessa värähtelyä ei ilmene. Alikriittisessä vaimennustapauksessa värähtely on vaimenevaa ominaisvärähtelyä. (Lähteenmäki 2008, 2.1 - 2.13.) Kuvioissa 6 ja 7 on esitetty kolme eri vaimennustapausta.



KUVIO 6. Kriittinen ja ylikriittinen vaimennus (Lähteenmäki 2008, 3.9.)



KUVIO 7. Alikriittinen vaimennus (Lähteenmäki 2008, 3.10.)

Resonanssi

Resonanssitilanteessa värähtelevään systeemiin vaikuttavan pakkovoiman taajuus on sama systeemin ominaistaajuuden kanssa. Pakkovoiman taajuuden ja ominaistaajuuden ollessa samoja systeemissä esiintyvä värähtely voimistuu ja sen amplitudi kasvaa huomattavasti. Kuviosta 8 nähdään, kuinka vahvistuserroin kasvaa hyvin suureksi vaimenemattoman systeemin resonanssitilanteessa. Vahvistuserroin M kertoo kuinka suuri on värähtelyn amplitudi X verrattuna pakkovoiman amplitudin aiheuttamaan staattiseen pituuden muutokseen d .

$$M = \frac{X}{d} \quad (9)$$

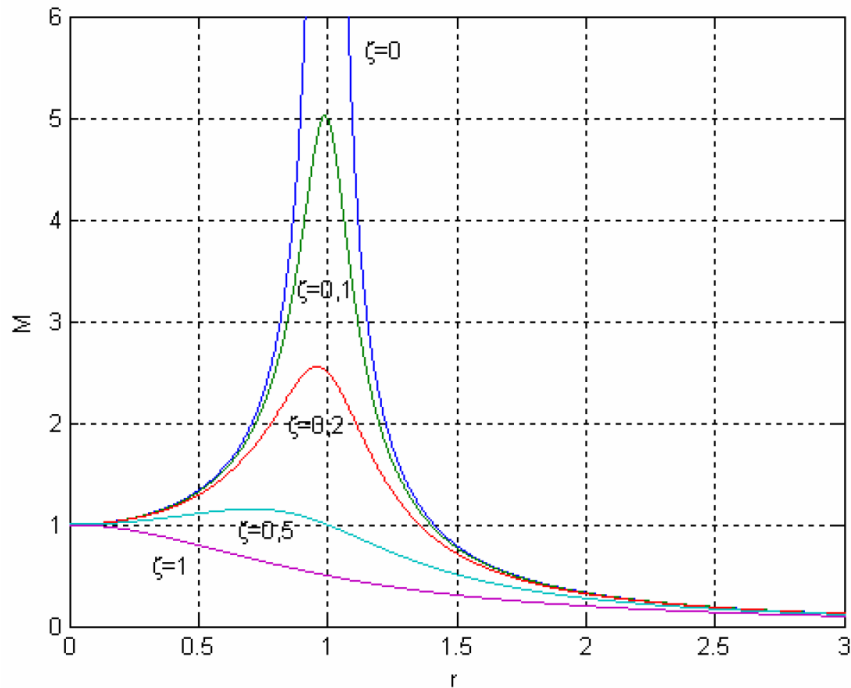
$$d = \frac{F_0}{k} \quad (10)$$

Taajuussuhde r saadaan jakamalla pakkovoiman kulmataajuus Ω systeemin ominaiskulmataajuudella ω eli resonanssitilanne syntyy taajuussuhteen ollessa 1.

$$r = \frac{\Omega}{\omega} \quad (11)$$

Kuviosta 8 nähdään kuinka, värähtelevän systeemin vaimennuksella on suuri vaikutus resonanssitilanteiden syntymiseen. Vaimennuksen oikeaoppisella mitoittamisella

pystytään tehokkaasti estämään haitalliset resonanssitilanteet. (Lähtenmäki 2008, 4.3 - 4.4.)



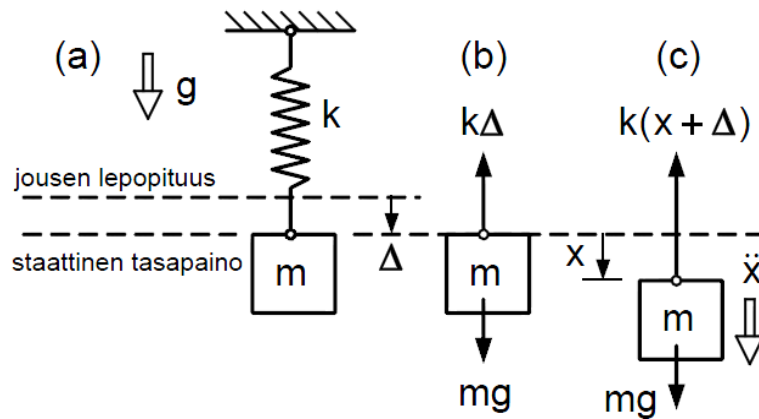
KUVIO 8. Vahvistuskertoimen taajuussuhteen funktiona (Lähtenmäki 2008, 4.13.)

4.2 Värähtelyiden luokittelu

Mekaanisen systeemin värähtelyt jaetaan ominaisvärähtelyihin ja pakkovärähtelyihin. Kun massasysteemi poikkeutetaan tasapainoasemastaan, palautusvoimat (kimmovoima, painovoima) pyrkivät palauttamaan systeemin takaisin tasapainoasemaansa. Systemi saavuttaa tämän yleensä nolasta poikkeavalla nopeudella, mikä puolestaan vie systeemin jälleen pois tasapainoasemastaan. Tätä yhä uudelleen toistuvaa liikettä kutsutaan systeemin ominaisvärähtelyksi. Jos systeemiin vaikuttaa palautusvoimien lisäksi jaksollisesti vaihtelevia ulkoisia kuormituksia eli pakkovoimia, syntyy jaksollista liikettä, jota kutsutaan pakkovärähtelyksi. (Lähtenmäki 2008, 1.5.)

Vaimenematon ominaisvärähtely

Kuviossa 9 oleva vaimenemattoman ominaisvärähtelyn perusmalli koostuu pistemas-
sasta m , joka on kiinnitetty jousella (jousivakio k) runkoon. Systeemiä kuvataan yh-
den vapausasteen koordinaatilla x .



KUVIO 9. Vaimenemattoman ominaisvärähtelyn perusmalli (Lähteenmäki 2008, 3.3.)

Kuviosta 9 kohdasta (b) nähdään, että staattisesta tasapainosta seuraa

$$\uparrow k\Delta - mg = 0 \Rightarrow k\Delta = mg$$

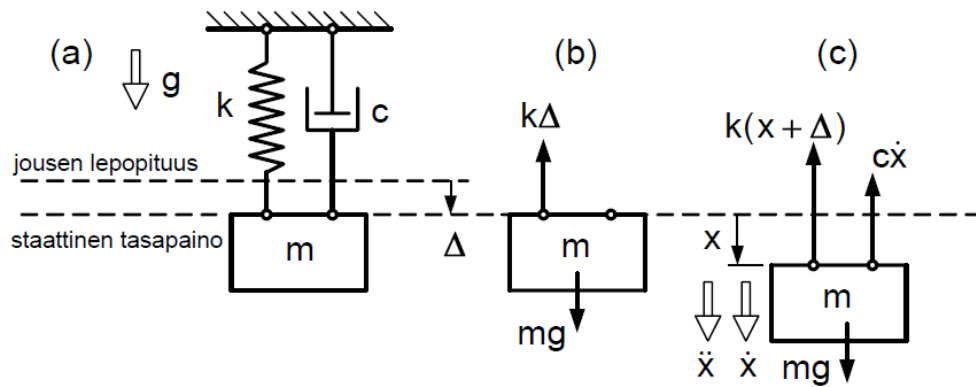
Soveltamalla Newtonin II lakia saadaan kuviosta 9 kohdasta (c)

$$\uparrow k(x + \Delta) - mg = -m\ddot{x}$$

Jakamalla puolittain massalla m ja merkitsemällä $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ saadaan liikeyhtälö stan-
dardimuotoon kaavan 12 mukaisesti.

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0 \tag{12}$$

Vaimennettu ominaisvärähtely



KUVIO 10. Vaimennetun ominaisvärähtelyn perusmalli (Lähteenmäki 2008, 3.7.)

Kuviosta 10 kohdasta (b) seuraa tulos $k\Delta = mg$. Samasta kuviosta kohdasta (c) saadaan soveltamalla Newtonin II lakia

$$\uparrow k(x + \Delta) + c\dot{x} - mg = -m\ddot{x}$$

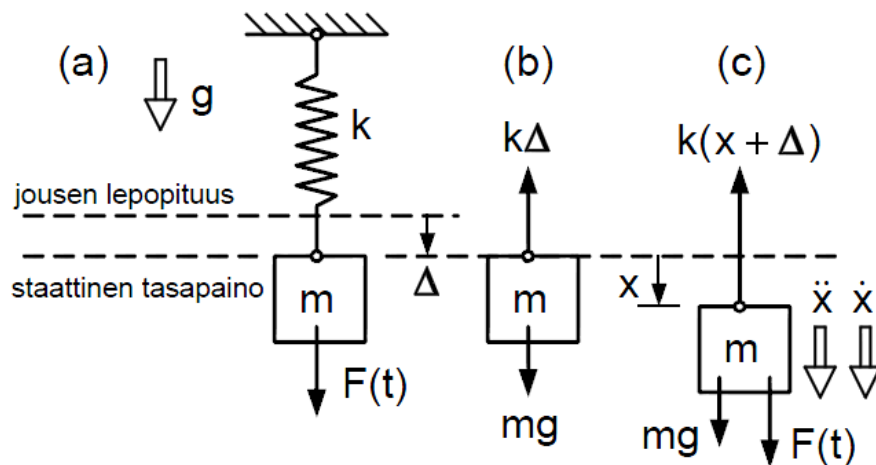
josta saadaan liikeyhtälöksi

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

Merkitsemällä $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ja $c = 2\zeta m\omega$ sekä jakamalla puolittain massalla m saadaan liikeyhtälö standardimuotoon kaavan 13 mukaisesti.

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega\dot{x} + \omega^2x = 0 \quad (13)$$

Vaimenematon harmoninen pakkovärähtely



KUVIO 11. Vaimenemattoman harmonisen pakkovärähtelyn perusmalli (Lähteenmäki 2008, 4.2.)

Kuviossa 11 massa m vaikuttaa harmoninen pakkovoima $F(t)$. F_0 on sen amplitudi ja Ω kulmataajuus. Soveltamalla Newtonin II lakia saadaan kuviossa 11 kohdasta (c)

$$\uparrow k(x + \Delta) - mg - F(t) = -m\ddot{x}$$

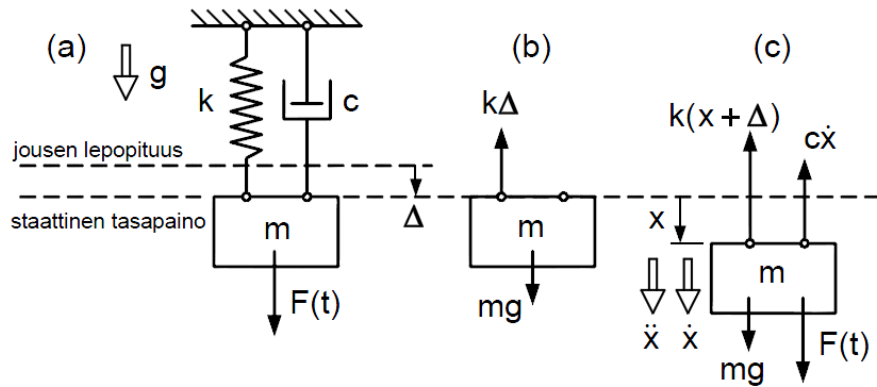
josta saadaan yhteyden $k\Delta = mg$ avulla systeemin liikeyhtälöksi

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \sin \Omega t$$

Jakamalla puolittain massalla m ja merkitsemällä $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ saadaan liikeyhtälö standardimuotoon kaavan 14 mukaisesti.

$$\ddot{x} + \omega^2 x = \frac{F_0}{m} \sin \Omega t \quad (14)$$

Vaimeneva harmoninen pakkovärähtely



KUVIO 12. Vaimenevan harmonisen pakkovärähtelyn perusmalli (Lähteenmäki 2008, 4.10.)

Kuviosta 12 kohdasta (c) saadaan liikeyhtälö

$$\uparrow k(x + \Delta) - mg + c\dot{x} - F(t) = -m\ddot{x}$$

josta saadaan yhteyden $k\Delta = mg$ avulla systeemin liikeyhtälöksi

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \Omega t$$

Merkitsemällä $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ja $c = 2\zeta m\omega$ sekä jakamalla puolittain massalla m saadaan

liikeyhtälö standardimuotoon kaavan 15 mukaisesti.

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega\dot{x} + \omega^2 x = \frac{F_0}{m} \sin \Omega t \quad (15)$$

4.3 Vaimennustyytit

Viskoosivaimennus

Värähtelevässä systeemissä esiintyy viskoosivaimennusta, kun jokin systeemin komponenteista on kosketuksessa nesteen kanssa. Vaimennus johtuu komponentin ja nesteen välisestä viskoosisesta kitkasta. Viskoosivaimennuksessa vaimennusvoima on suoraan verrannollinen nesteessä liikkuvan komponentin nopeuteen. (Lähteenmäki 2008, 2.9.)

Coulombin vaimennus

Coulombin vaimennus eli kitkavaimennus vaikuttaa värähtelevässä systeemissä, kun jokin systeemin komponenteista on kosketuksessa kitkallisen pinnan kanssa. Liikettä vastustaa kosketuspintojen väliseen normaalivoimaan verrannollinen kitkavoima. (Lähteenmäki 2008, 2.10.)

Hystereesivaimennus

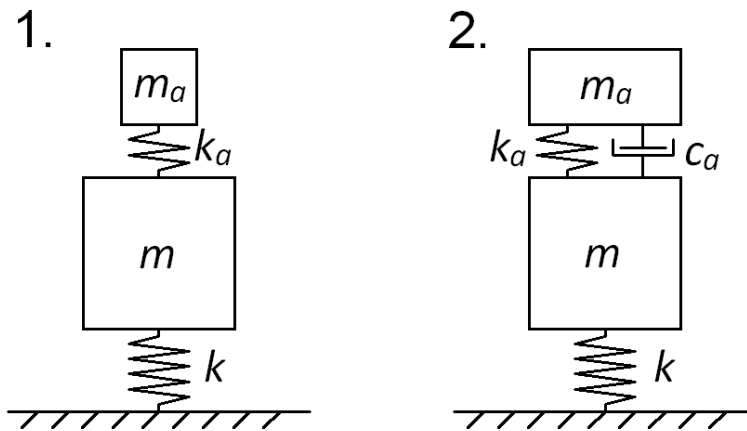
Hystereesivaimennus eli rakenteen sisäinen vaimennus esiintyy kaikissa mekaanisissa systeemeissä, joissa on kimmoisia palautuvia voimia vaikuttamassa. Rakenteen sisäinen vaimennus johtuu siitä, että jännitys-venymäkäyrä materiaalille ei ole tarkkaan ottaen sama venymän kasvaessa ja pienentyessä. Materiaalin venymän kasvaessa jännitys on hieman suurempi kuin venymän pienentyessä. (Pennala 1999, 69.)

4.4 Dynaaminen vaimennin

Dynaaminen vaimennin on värähtelevään rakenteeseen kiinnitetty lisämassa. Lisämassasysteemin luonne voi olla kahta tyyppiä kiinnitystavasta riippuen. Kuviossa 13 on esitetty lisämassasysteemit.

1. Alkuperäisen systeemin pakkovoiman taajuuden ollessa vakio voidaan haitallista värähtelyä vähentää liittämällä systeemiin pakkovoiman taajuudelle viri-tetty jousitettu lisämassa.

2. Jos värähtelevään systeemiin ei ole mahdollista lisätä vaimennusta, voidaan lisäsystemiin sisällyttää vaimennus. (Pennala 1999, 174.)



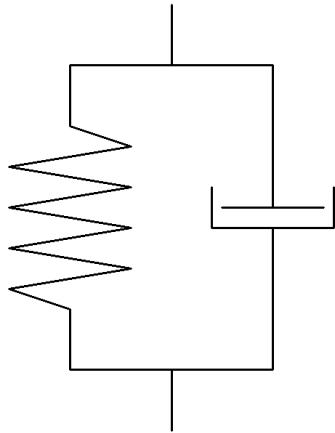
KUVIO 13. Lisämassasysteemin kaksi tyyppiä

Jos alkuperäistä värähtelevää systeemiä kuvataan yhdellä massalla ja jousella, voidaan näistä toista tai molempia muuttamalla vaikuttaa systeemin ominaistaajuuteen. Usein tämä ei ole kuitenkaan käytännössä mahdollista. Tällöin systeemiin voidaan liittää jousella k_a (ja vaimentimella c_a) varustettu lisämassa m_a , jolloin saadaan kahden vapausasteen systeemi. Valitsemalla lisämassa ja jousi (ja vaimennin) sopivasti voidaan massan m vaste pakkovoiman taajuudella saada (lähes) nolllaksi. Parhaan vaimennuksen aikaansaamiseksi tulee lisämassasysteemin ominaistaajuuden olla sama kuin systeemiin vaikuttavan pakkovoiman taajuus. (Pennala 1999, 174.)

4.5 Kumimateriaalin käyttö vaimentimissa

Kumi on ominaisuuksiltaan ainutlaatuinen materiaali, joka on sekä elastinen, että viskoosinen. Kumi koostuu elastomeereistä ja erilaisten lisäaineiden sekoituksesta, jotka vulkanointireaktion avulla muodostavat kumille sen ominaiset piirteet. Juuri näiden piirteiden takia kumin mekaanisten ominaisuuksien laskennallinen tarkastelu on hankalaa. Kumin elastista ja viskoosista käyttäytymistä voidaan kuvata erilaisilla jousista ja vaimentimista koostuvilla malleilla. Yksi näistä malleista on Kelvin-Voigt-

malli, jossa jousi ja vaimennin ovat rinnankytketty. (Laurila 2007, 24 - 30.) Kuviossa 14 on esitetty Kelvin-Voigt -malli.



KUVIO 14. Kelvin-Voigt-malli

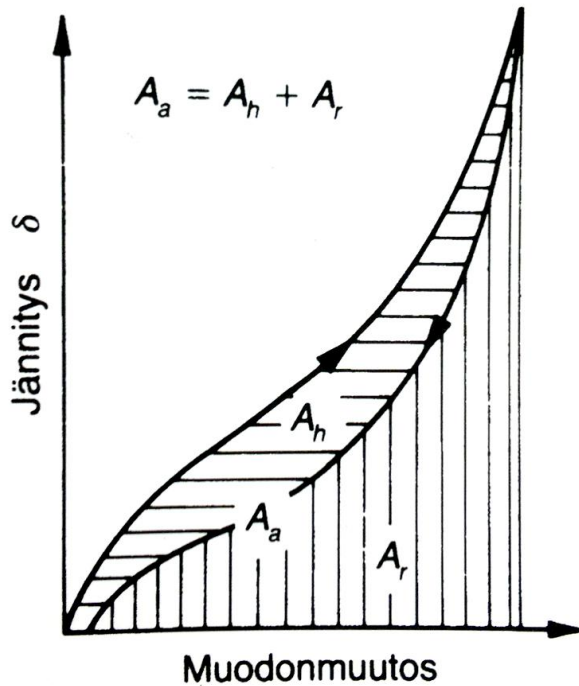
Kimmomoduuli

Kumin kimmomoduuli ei ole vakio vaan se riippuu monesta tekijästä. Erittäin pienillä jännityksillä kumin jännitys-venymäkäyrä käyttäytyy lineaarisesti Hooken lain mukaisesti, mutta suuremmilla jännityksillä tämä lineaarisuus häviää. Kimmomoduuli riippuu myös kumiin aiheutetun kuormituksen lajista (veto-, puristus-, leikkaus-, tai vääntöjännitys). Kumin kokoonpuristuvuus on pieni, mistä johtuen kumin kimmomoduuli ei ole niinkään materiaaliominaisuus vaan kappaleen muodosta riippuva jousivakion kaltainen suure. Myös lämpötila ja muodonmuutoksen nopeus vaikuttavat kumin kimmomoduuliin. Lämpötilan laskiessa kimmomoduuli kasvaa samoin kuin muodonmuutosnopeuden kasvaessa. Esimerkiksi 50 Hz taajuudella tapahtuva muodonmuutos kasvattaa kumin kimmomoduulin 1,3-2 kertaa suuremmaksi. (Muovit ja kumit 2001, 143.)

Vaimennusominaisuudet

Kumi sisältää myös kimmoisuudestaan huolimatta plastisesti muovautuvia osia. Kun kumia kuormitetaan, kuluu osa energiasta plastisen osan venyttämiseen ja osa vastaavasti alkuperäiseen muotoon palautumiseen. Energiaa häviää jokaisella kuormituskierroksella 10 - 40 %. Tätä energiahäviötä kutsutaan kumin sisäiseksi vaimennukseksi tai hystereesihäviöksi ja se muuttuu lämmöksi kuumentaen kumia. (Koivisto,

Laitinen, Niinimäki, Tiainen, Tiilikka, & Tuomikoski 2008, 205.) Kuviossa 15 on esitetty kumin muodonmuutokseen käytetty työ ja takaisin saatu työ. Erotus A_h on hystereesihäviö.



KUVIO 15. Kumin hystereesihäviö (Muovit ja kumit 2001, 139.)

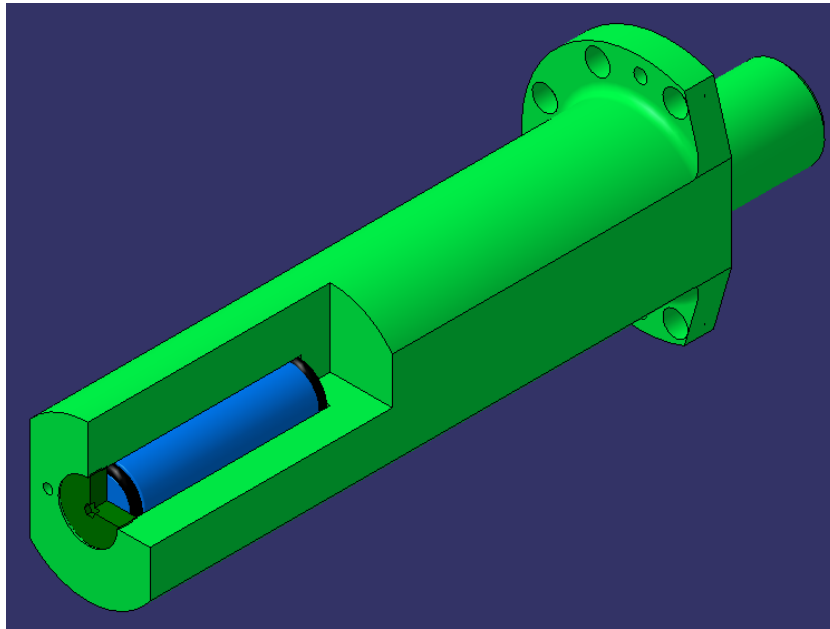
5 KONSTRUKTIOIDEN LUONNOSTELU

Konstruktioiden luonnostelu alkoi tutustumalla teoria-aineistoon ja erilaisiin värähtelyn vaimennusratkaisuihin. Lähtökohtana tuurnan rakenteelle käytettiin jo olemassa olevaa 600 mm:n mittaista tuurnaa. Käytössä olevaa tuurnaa käytetään revolverisorissa, jolla tehdään telavaippon laakerintilojen sorvauksia. Tuurna on kiinnitetty sorvin revolveriin pienemmältä lieriöpinnaltaan ja kiinnitys on varmistettu ruuviliitoksien. Tuurnan päähän on asennettu teräpään kiinnitysyksikkö, johon kiinnitetään kulloiseenkii sorvausvaiheeseen sopiva teräpä. Uuden tuurnan kiinnitys sorvin revolveriin ja yhteensopivuus teräpään kiinnitysyksikön kanssa tuli toteuttaa samalla

tavalla kuin jo olemassa olevassa tuurnassa. Mallia ja ideoita vaimenninratkaisuihin haettiin alan kirjallisuudesta, patenteista ja toimeksiantajan edustajien kanssa käydyistä keskusteluista.

Konstruktio 1

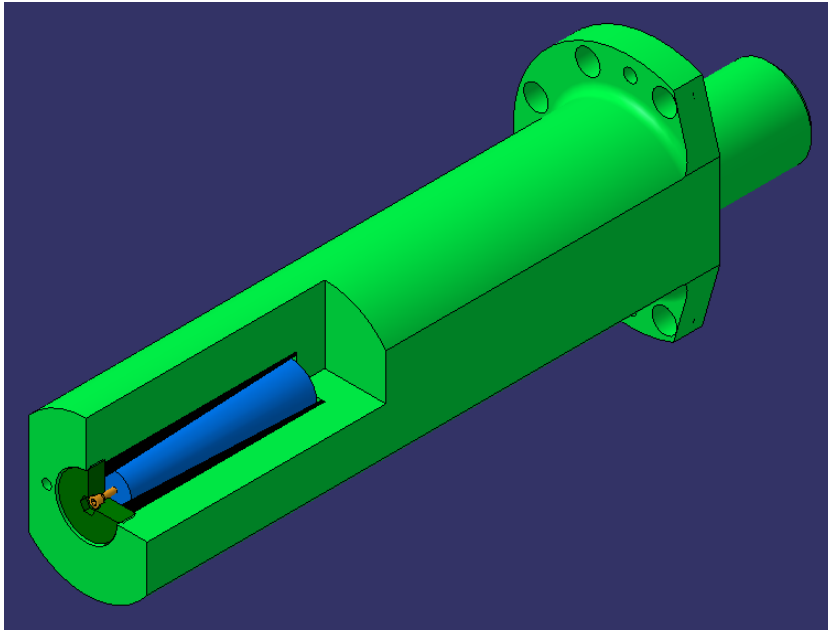
Konstruktiossa 1 lieriömäinen vaimenninmassa on asetettu kahden kumisen o-renkaan varaan tuurnan sisällä olevaan tilaan. Vaimenninmassan ja tuurnan rungon välinen tila on täytetty öljyllä. Rakenteen ominaistaajuutta voidaan muuttaa tilan sulkevaa tulppaa kiertämällä. Vaimennus syntyy kumin viskoelastisen ominaisuuden ansiosta. Kuviossa 16 on esitetty konstruktio 1.



KUVIO 16. Konstruktio 1

Konstruktio 2

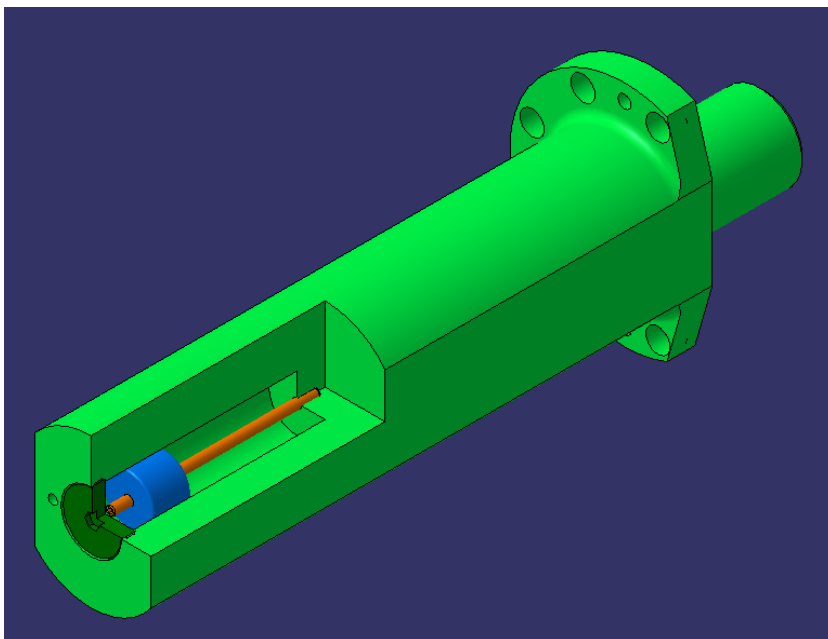
Konstruktiossa 2 kartiomainen vaimenninmassa on asetettu sisäpinnaltaan kartiomaisen kumisen lieriöholkin sisälle. Rakenteen ominaistaajuuden säätö tapahtuu tulppaa ja vaimenninmassaa yhdistävää ruuvia kiertämällä. Vaimennus syntyy kumin viskoelastisen ominaisuuden ansiosta. Kuviossa 17 on esitetty konstruktio 2.



KUVIO 17. Konstruktio 2

Konstruktio 3

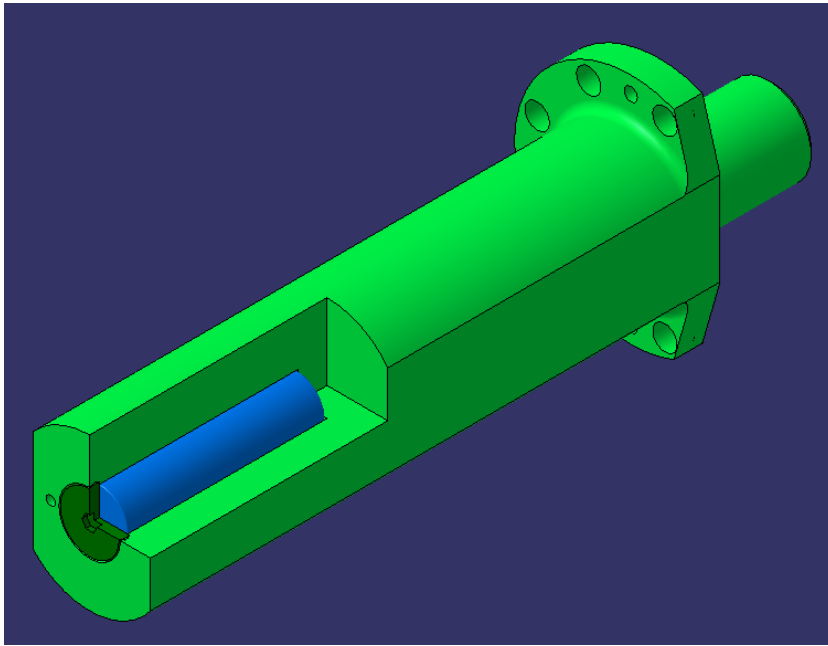
Konstruktiossa 3 rakenne koostuu kiinteästi tuurnan runkoon kiinnitetystä kierretangosta, johon on kierretty vaimenninmassa. Ympäröivä tila on täytetty öljyllä. Raken- teen ominaistaajuutta voidaan säätää siirtämällä vaimenninmassaa pitkin kierretan- gkoa. Vaimennus syntyy vaimenninmassan ja öljyn välisestä viskoosivaimennuksesta. Kuviossa 18 on esitetty konstruktio 3.



KUVIO 18. Konstruktio 3

Konstruktio 4

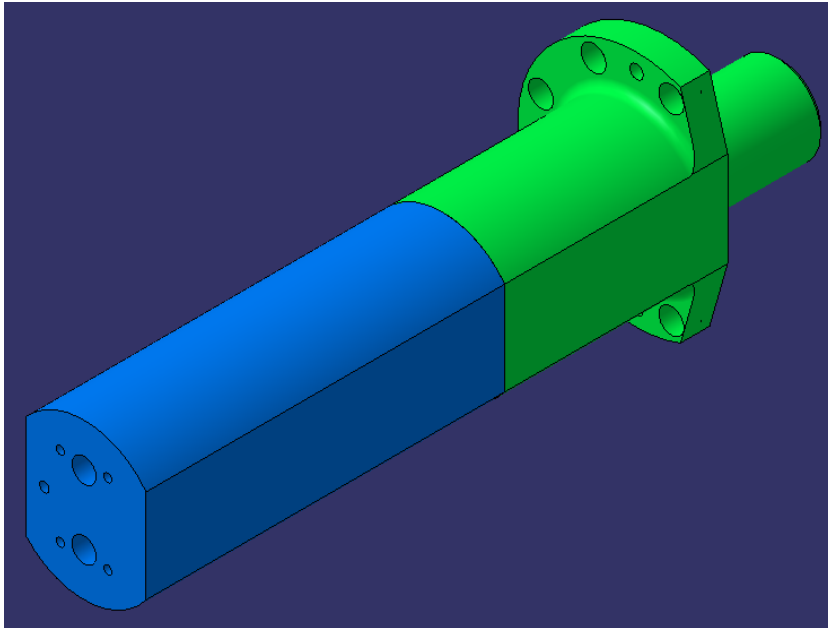
Konstruktiossa 4 lieriömäinen vaimenninmassa on asetettu öljykylpyyn tuurnan sisälle sorvattuun tilaan, joka on suljettu kiertämällä tulppa reiän suulle. Rakenne vaimentaa syntyviä värähtelyjä viskoosivaimennuksella. Kuviossa 19 on esitetty konstruktio 4.



KUVIO 19. Konstruktio 4

Konstruktio 5

Konstruktiossa 5 tuurnan runko koostuu kahdesta eri materiaalista. Juuriosa on valmistettu suuren lujuuden omaavasta teräksestä ja pääosa on valmistettu kevyestä alumiinista. Tällainen rakenne ei sisällä minkäänlaista vaimenninta, mutta sillä pystytään nostamaan tuurnan ominaistajuutta. Vertailtaessa tätä rakennetta ja pelkästään suurlujuusteräksestä valmistetun tuurnan rakennetta, voidaan Catia V5 -ohjelmalla suoritettujen värähtelyanalyysien perusteella todeta, että alin ominaistajuus kasvaa n. 50 %. Kuviossa 20 on esitetty konstruktio 5.



KUVIO 20. Konstruktio 5

6 KONSTRUKTION VALINTA JA KEHITTÄMINEN

6.1 Konstruktioiden vertailu ja valinta

Eri konstruktioita vertailtiin yksinkertaisen vertailutaulukon avulla, jossa jokaiselle konstruktioille annetaan pisteitä (1-10) eri ominaisuuksista. Kullekin ominaisuudelle on annettu oma kertoimensa eli painoarvo, joka sillä on kokonaisuuteen.

TAULUKKO 1. Konstruktioiden vertailu

	Kerroin	1.	2.	3.	4.	5.
Valmistuskustannukset	0,3	7	6	7	8	9
Vaimennuskyky	0,5	8	8	5	4	2
Vaimennuksen säädettävyys	0,3	8	8	9	2	1
Helppokäyttöisyys	0,2	6	6	4	9	9
		9,7	9,4	8,1	6,8	5,8

Konstruktio 1: Hyviä puolia on rakenteen yksinkertaisuus ja hyvä vaimennuskyky. Huonona puolena on vaimennuksen säätämisen hankaluus, koska tuurnan päähän asennetaan teräpäähän kiinnitysyksikkö.

Konstruktio 2: Hyviä puolia on hyvä vaimennuskyky ja yksinkertainen rakenne. Haittapuolina on edellä mainittu vaimennuksen säätämisen hankaluus ja konstruktioita 1. kalliimmat valmistuskustannukset.

Konstruktio 3: Hyvänä puolena on tarkka säädettävyys. Haittapuolina on edellä mainittu säätämisen hankaluus ja kumisin vaimenninosin varustettuja konstruktioita heikompi vaimennuskyky.

Konstruktio 4: Hyvänä puolena voidaan pitää yksinkertaista rakennetta ja alhaisia valmistuskustannuksia. Haittapuolina on heikohko vaimennuskyky ja puuttuva vaimennuksen säätö.

Konstruktio 5: Hyviä puolia on yksinkertainen rakenne ja alhaiset valmistuskustannukset. Haittapuolena on vaimennuksen puuttuminen.

Konstruktioiden vertailutaulukko ja konstruktiot käytiin lävitse toimeksiantajan edustajan Vesa-Matti Suvelan kanssa. Konstruktion valinnassa päädyttiin konstruktion 1:sen hyvän vaimennuskyvyn ja yksinkertaisen rakenteen ansiosta.

6.2 Konstruktion kehittäminen

Valitussa konstruktiossa ominaistajuuden säätö on hankalaa johtuen tuurnan päähän tulevasta teräpäähän kiinnitysyksiköstä. Säädön toteuttamiseen mietittiin erilaisia ratkaisuja. Säädössä päädyttiin hydraulisesti toteutettuun ratkaisuun. Ratkaisussa vaimenninmassan toiseen päähän lisätään lieriömäinen säätöholkki, joka hoitaa vaimenninmassan kasaan puristamisen. Tuurnarungon kylkeen tehdään öljytila, joka yhdistetään säätöholkin taakse jätettyyn öljytilaan. Öljynpainetta säädetään tuurnarungon kylkeen kierrettävällä säätötulpalla. Kierrettäessä säätötulppaa kiinnipäin kasvaa öljytilassa paine, mikä puolestaan puristaa vaimenninmassaa kasaan säätöholkin välityksellä.

Vaimenninmassaan ja sen päihin vastaavaan tulppaan ja säätöholkkiin tehtiin muutoksia mahdollisen vaimenninelementtien leikkautumisten estämiseksi. Vaarana on, että puristettaessa vaimenninsysteemiä kasaan vaimenninelementit puristuvat vaimenninmassan päiden tasopintojen ja holkin ja tulpan tasopintojen väliin. Uudella holkin, tulpan ja vaimenninmassan muotoilulla puristuksen alainen vaimenninelementti pääsee laajenemaan vain aksiaalisuunnassa.

Konstruktioon lisättiin tuurnarungon kyljestä vaimennintilaan porattu öljyntäyttöreikä, joka mahdollistaa vaimennintilan täyttämisen öljyllä ja vaimenninsysteemin kokoonpuristuessa öljyn laajenemisen täyttöreikään.

Vaimenninmassaan lisättiin aksiaalisuuntainen läpireikä ja sille ristiporaus mahdollisten painevaihteluiden tasaamiseksi. Jos öljyä pääsisi vaimenninelementtien ohitse vaimenninmassan päiden ja tulpan ja säätöholkin väliin, kun vaimenninsysteemin ei ole puristuksissa, voisi se aiheuttaa sinne jäävän öljyn paineen kasvamista vaimenninsysteemiä kokoonpuristettaessa. Mikäli päihin jääneen öljyn paine pääsisi kasvamaan, vaikuttaisi se systeemin ominaistajuuteen.

6.3 Vaimentimen mitoitus

Alkuperäiselle tuurnalle tehtiin värähtelyanalyysi Catia V5 -ohjelmalla. Värähtelyanalyysissä tuurna oli jäykästi kiinnitetty kiinnityspään lieriöpinnasta ja sorvin revolveria vasten olevasta tasopinnasta. Elementtiverkon kokona käytettiin 5 mm:n tetraedri-elementtejä. Tuurnan alimmaksi ominaistajuudeksi saatiin 237 Hz. Värähtelyanalyysin tarkemmat tulokset ovat liitteessä 1.

Saatuja värähtelyanalyysin tuloksia käytettiin lähtöarvoina vaimentimen mitoittamisessa. Vaimentimen mitoitus aloitettiin vaimennuselementtien kumilaadun ja mittojen valinnalla. Vaimennuselementeille määritettiin jousivakio, jonka avulla laskettiin tarvittava vaimenninmassa ja sen koko.

Kumilaadun valinta

Vaimennuselementtien kumimateriaaliksi valittiin nitrilikumi (NBR). Nitrilikumi on yleisesti o-renkaissa käytetty kumilaatu, ja sen vaimennusominaisuudet ovat hyvät samoin kuin öljynkestävyys. Kumin tulisi olla mahdollisimman pehmeää eli normaalit kovuuksiltaan yli 70 °IRH olevat o-renkaat eivät tulleet kysymykseen. Myös o-renkaan poikkipinnan halkaisija tulisi olla mahdollisimman suuri. Mitä pehmeämpi kumilaatu ja mitä suurempi poikkipinnan halkaisija, sitä matalampi jousivakio o-renkaalla on. O-renkaan jousivakion suuruus vaikuttaa tarvittavan vaimenninmassan suuruuteen. Pienillä jousivakion arvoilla vaimenninmassa on myöskin pieni, mikä helpottaa sen mitoitusta ja materiaalivalintaa. Vaimennuselementteinä päädyttiin käyttämään verstaalta valmiina löytyvää nitrilikumista valmistettua kumilettoa, jonka ulkohalkaisija on 11 mm ja sisähalkaisija 5 mm. Kumilettoa katkaistiin pätkä, jonka päät liimattiin tiiviisti yhteen ja muodostettiin 40 mm ulkohalkaisijaltaan olevan rengas. Materiaalina kumiletto on melko pehmeää ja renkaan sisälle muodostuvan ilman ansiosta jousivakion arvo on pienempi verrattuna umpinaiseen o-renkaaseen.

Jousivakion määrittäminen

Jousivakio on suoraan verrannollinen materiaalin kimmokertoimeen, minkä takia kumista valmistetun renkaan jousivakion laskennallinen määrittäminen on hankalaa. Tästä syystä päädyttiin mittaamaan renkaan jousivakiota. Mittaus suoritettiin Rautpohjan mittalaitteiden kalibroinnin tiloista löytyvillä laitteilla. Rengas asetettiin testipenkkiin kahden metallilevyn väliin ja ne puristettiin läpiruuvilla kiinni testipenkin rungon ja männän väliin. Mittaaminen tapahtui ruuvia kiristämällä, minkä jälkeen luettiin painemittarin antama arvo ja mitattiin renkaan puristuma. Testipenkin männän pinta-ala oli 100 cm², josta saatiin paineen avulla laskettua voima. Saadut tulokset ja kuvia mittausjärjestelystä on nähtävissä liitteessä 2. Tulokset olivat hämmentäviä, koska alussa jousivakio lähti laskuun kuormituksen kasvaessa. Syy tällaiselle lienee renkaan poikkipinnan geometria. Alkutilanteessa poikkipinnan pyöreä putkiprofiili kestää kuormituksen paremmin, mutta kun profiilia painetaan kasaan, sen kestävyys pienenee ja muodonmuutokseen tarvittavan voiman määrä vähenee.

Vaimenninmassan laskenta

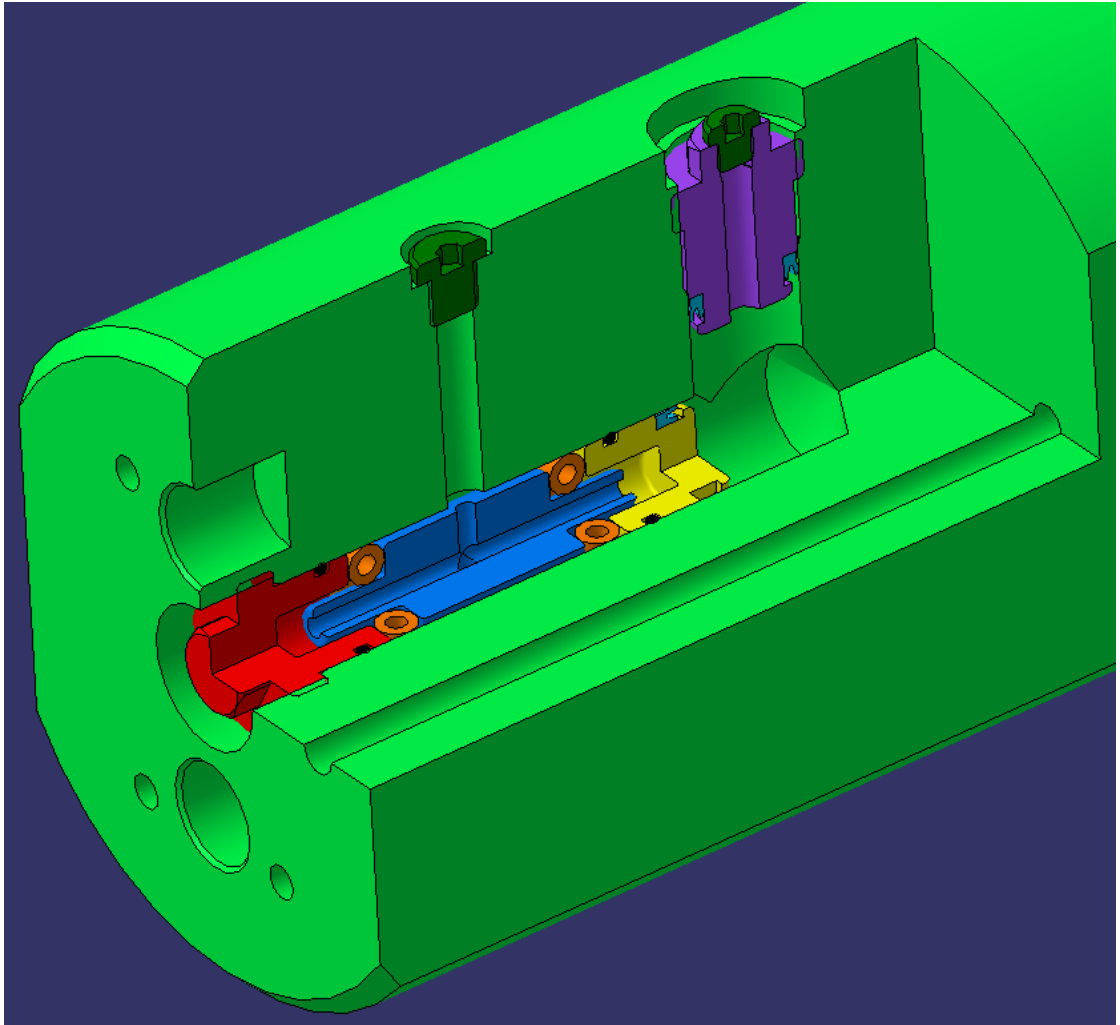
Saatujen tulosten perusteella valittiin laskennassa renkaan jousivakioksi 60 N/mm. Valittu jousivakio on suurempi kuin renkaan alin jousivakio. Syy korkeamman jousivakion valintaan oli mittausjärjestelyn poikkeavuus todellisesta tilanteesta. Mittausjärjestelyssä rengas pääsi vapaasti laajenemaan radiaalisuunnassa, mikä on todellisessa konstruktiossa estetty. Tämä radiaalisuunnan laajenemisen estäminen kasvattaa renkaan jousivakiota.

Vaimentimella haluttiin estää resonanssitilanteen syntymistä tuurnaan, joten vaimennin mitoitettiin toimimaan tuurnan alimmalla ominaistaajuudella. Laskuissa käytettäväksi alimmaksi ominaistaajuudeksi valittiin 125 Hz, joka on huomattavasti alhaisempi kuin tuurnan alin ominaistaajuus. Syy alemman taajuuden valintaan oli vaimentimen toiminnan varmistaminen alimmalla ominaistaajuudella sekä laajemmalla toiminta-alueella. Määritetyillä lähtöarvoilla saatiin tarvittavaksi vaimenninmassaksi 0,195 kg. Vaimentimelle laskettiin myös renkaan jousivakion mittauksessa saatujen tulosten perusteella toiminta-alue, kun jousivakioksi valittiin 600 N/mm ja vaimenninmassa pidettiin samana. Näin vaimentimelle saatiin laskettua toiminta-alueeksi 125 - 395 Hz. Tarkemmat laskut ja niiden tulokset on esitetty liitteessä 3.

Saadulla massan arvolla laskettiin vaimenninmassan koko. Vaimenninmassan materiaalina käytetään normaalia rakenneterästä, jonka tiheys on 7850 kg/m^3 . Vaimenninmassan ympärille jätetään 2 mm:n rako öljytilaa varten, joten vaimenninmassan ulkohalkaisijaksi saatiin 26 mm. Vaimenninmassan molempiin päihin tulevien urien koko on 8 x 20 mm. Vaimenninmassan kokonaispituudeksi saatiin 85 mm.

7 LOPULLINEN KONSTRUKTIO

Kun haluttu rakenne tuurnalle ja vaimentimelle oli aikaansaatu mallinnettiin ne Catia V5 -ohjelmalla, jolla myös luotiin mittapiirroksot osista ja kokoonpanosta. Kuviossa 21 on esitetty kuva lopullisesta konstruktiosta. Mittapiirroksot on esitetty liitteessä 5.



KUVIO 21. Lopullinen konstruktio

Lopulliselle konstruktiolle suoritettiin värähtely- ja lujuusanalyysi Catia V5 -ohjelmalla. Värähtelyanalyysi toteutettiin pelkälle tuurnarungolle, jonka päähän on kiinnitetty teräpään kiinnitysyksikkö. Analyysissä tuurnarunko oli kiinnitetty samoin kuin alkuperäisen tuurnan värähtelyanalyysissä ja elementtiverkon koko oli sama 5 mm. Tulosten perusteella vaimennetun tuurnarungon alin ominaistajuus oli 219 Hz, joka on 18 Hz alempi alkuperäiseen tuurnaan verrattuna. Vaimennuksen toiminnan kannalta tämä ominaistajuuden aleneminen ei tuonut mitään ongelmia. Molemmille tuurnille tehtiin myös lujuusanalyysi. Analyyseissä käytettiin pelkästään tuurnarunkoja joiden teräpään kiinnitysyksikön sovitereikiin kohdistettiin kuormittavat voimat. Kuormittavina voimina käytettiin leikkuuvoimia, joiden suuruusluokka laskettiin kaavalla 1. Lähtöarvoina leikkuuvoimien laskentaan käytettiin kyseisellä sorvilla käytettäviä eniten lastuamisvoimia aiheuttavia arvoja. Syöttö oli 0,8 mm/r, lastuamissyvyys

12 mm ja ominaislastuamisvoima 3 000 N/mm². Pääleikkuuvoimaksi saatiin 28 800 N, jonka perusteella arvioitiin kaksi muuta voimaa. Radiaaliseksi voimaksi arvioitiin 9 600 N ja syöttövoimaksi 19 200 N. Analyysissä käytettyjen voimien suuruus ei ole analyysin kannalta tärkeä, koska tuloksissa kiinnostaa pääasiassa vain lopullisen konstruktion taipuma verrattuna alkuperäiseen. Saatujen tulosten perusteella lopullisen konstruktion siirtymät verrattuna alkuperäisen tuurnan siirtymiin ovat n. 0,002 mm suurempia, joten ne eivät aiheuta ongelmia tuurnan käyttöön. Molemmat tuurnat ovat rakenteeltaan niin jäykkiä, että leikkuuvoimat eivät aiheuta rakenteiden kestävyksiin vielä minkäänlaisia ongelmia. Saadut tulokset on esitetty liitteessä 4.

8 POHDINTA

Alkuperäiselle tuurnalle oli tarkoitus suorittaa värähtelymittaus ongelmaksi muodostuvien taajuuksien määrittämiseksi, mutta tuurnan erittäin vähäisen käytön ja aika-
taulujen yhteensopimattomuuden takia mittauksesta jouduttiin luopumaan. Mikäli opinnäytetyössä aikaansaatu tuurnan rakenne otetaan käyttöön, tulisi sorvauksessa syntyvät värähtelyt mitata, jotta tuurnan toiminta-alue voitaisiin varmistaa oikeaksi.

Suunniteltu vaimenninratkaisu on todettu toimivaksi pelkästään teoriassa, joten prototyyppin valmistaminen ennen kokonaisen tuurnan valmistusta olisi järkevää. Prototyyppi voisi olla yksinkertaistettu malli, jossa olisi pelkästään vaimenninmassa ja vaimenninelementit asetettuna öljykylpyyn toisesta päästään suljetun metalliputken sisälle. Sääto voitaisiin toteuttaa putken toiseen päähän kierrettävällä säätötulpalla samoin kuin alkuperäisessä konstruktiossa 1. Tällaisen prototyyppin toimintaa voitaisiin testata kiinnittämällä se alkuperäisen tuurnan kylkeen ja mittaamalla tuurnan värähtelyitä ja vertailemalla näin saatuja arvoja ilman vaimenninta olevan tuurnan arvoihin.

Vaimentimen mitoituksen laskennassa on käytetty vaimennetun ominaisvärähtelyn perusmallia. Oikeassa tilanteessa kyseessä on vaimennetun harmonisen pakkovärähtelyn perusmalli, koska sorvauksessa syntyvät leikkuuvoimat ja erilaiset sorvauspro-

sessissa syntyvät iskut ja herätteet toimivat tuunaan kohdistuvina pakkovoimina. Näiden pakkovoimien amplitudien ja taajuuksien mittaaminen ja määrittäminen on erittäin hankalaa. Pakkovoimien yhteenlasketut amplitudit ja taajuudet eivät pysy vakioina läpi sorvaustapahtuman, joten myös niiden laskennallinen tarkasteleminen on hankalaa. Tästä syystä päädyttiin käyttämään yksinkertaistettua laskentamallia.

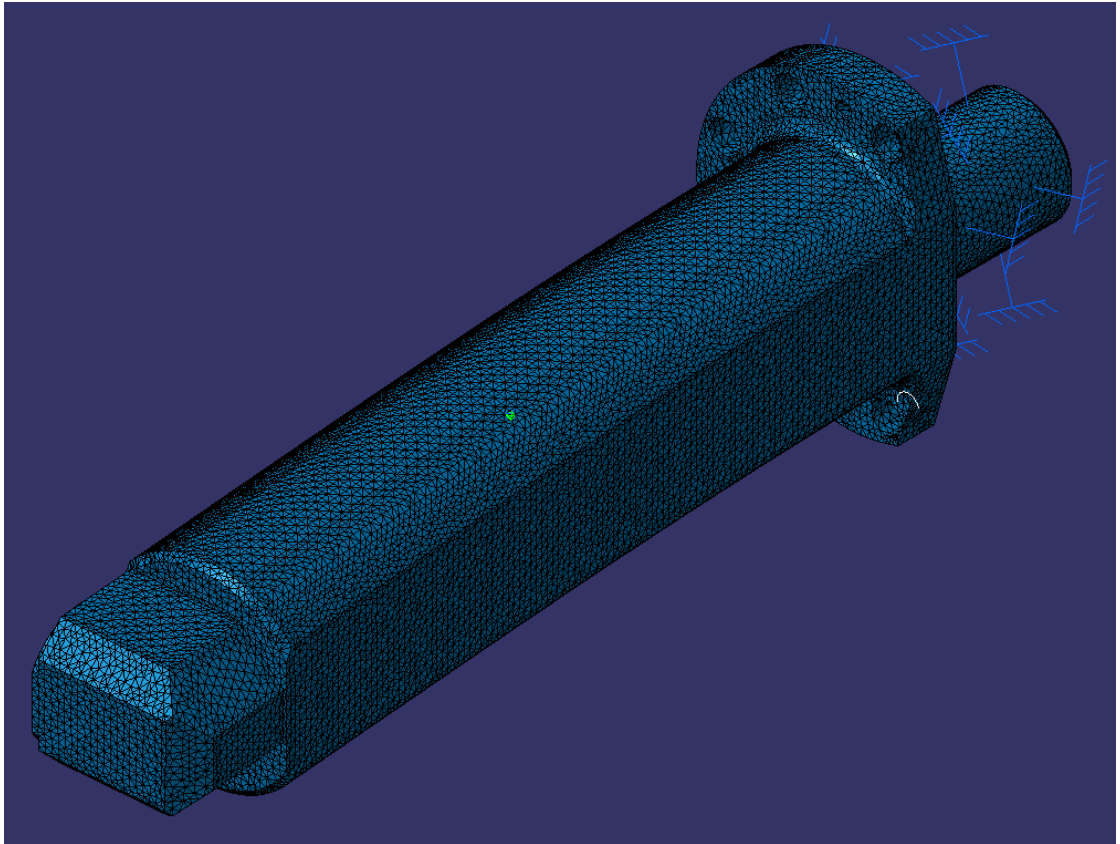
Opinnäytetyölle asetettu tavoite saavutettiin. SisäSORVAUSTUURNALLE suunniteltiin vaimennettu rakenne, joka voidaan säätää vaimentamaan värähtelyjä laajalla alueella. Vaimennuksen ansiosta sorvauksessa tuunaan syntyvät värähtelyt vähenevät, mikä puolestaan parantaa sorvauksessa syntyvää pinnanlaatua ja vähentää sorvauksessa syntyviä mittavirheitä. Rakenteesta tehtiin mittapiirroksot, joiden perusteella voidaan valmistaa 600 mm pitkä vaimennettu sisäSORVAUSTUURNA, joka on yhteensopiva sorvin kanssa ja ulkomitoiltaan sama kuin alkuperäinen tuurna. Opinnäytetyö tarjoaa myös tietopaketin, jota toimeksiantaja voi hyödyntää muita vaimennuksen vaativia kohteita suunniteltaessa.

LÄHTEET

- Aaltonen, K., Andersson, P. & Kauppinen, V. 1997. Konepajan tuotantotekniikka; Koneistustekniikat. Porvoo: WSOY.
- Ansaharju, T. & Maaranen, K. 1997. Koneistus. Porvoo: WSOY.
- Harris, C. M. & Piersol, A. G. 2002. Harris' shock and vibration handbook. 5th ed. New York. McGraw-Hill
- Koivisto, K., Laitinen, E., Niinimäki, M., Tiainen, T., Tiilikka, P. & Tuomikoski, J. 2008. 12. uud. p. Konetekniikan materiaalioppi. Helsinki. Edita.
- Laurila, T. 2007. Kumitekniikka: lyhyt johdatus kumitekniikan perusteisiin. Helsinki. Opetushallitus.
- Lähteenmäki, M. 2008. Värähtelymekaniikka. Verkkodokumentti. Viitattu 24.01.2012. http://home.tamk.fi/~mllahteen/arkistot/vmek_ark.htm
- Metso vuosikertomus 2011. Metso Oyj. Viitattu 15.03.2012 www.metso.com
- Pennala, E. 1999. Koneiden ja rakenteiden värähtelyt. Helsinki: Otatieto.
- Muovit ja kumit. 2001. Raaka-ainekäsikirja 4. 2. uud. p. Metalliteollisuuden Kustannus Oy. Helsinki.
- Technical Guide. 2011. Sweden: AB Sandvik Coromant. Viitattu 07.02.2012. <http://www.coromant.sandvik.com>

LIITTEET

Liite 1. Alkuperäisen tuurnan värähtelyanalyysi



Number of modes	Frequency (Hz)
1	237,304
2	285,805
3	1262,28
4	1282,92
5	1482,7
6	1993,38
7	3054,34
8	3419,14
9	3765,03
10	5054,59

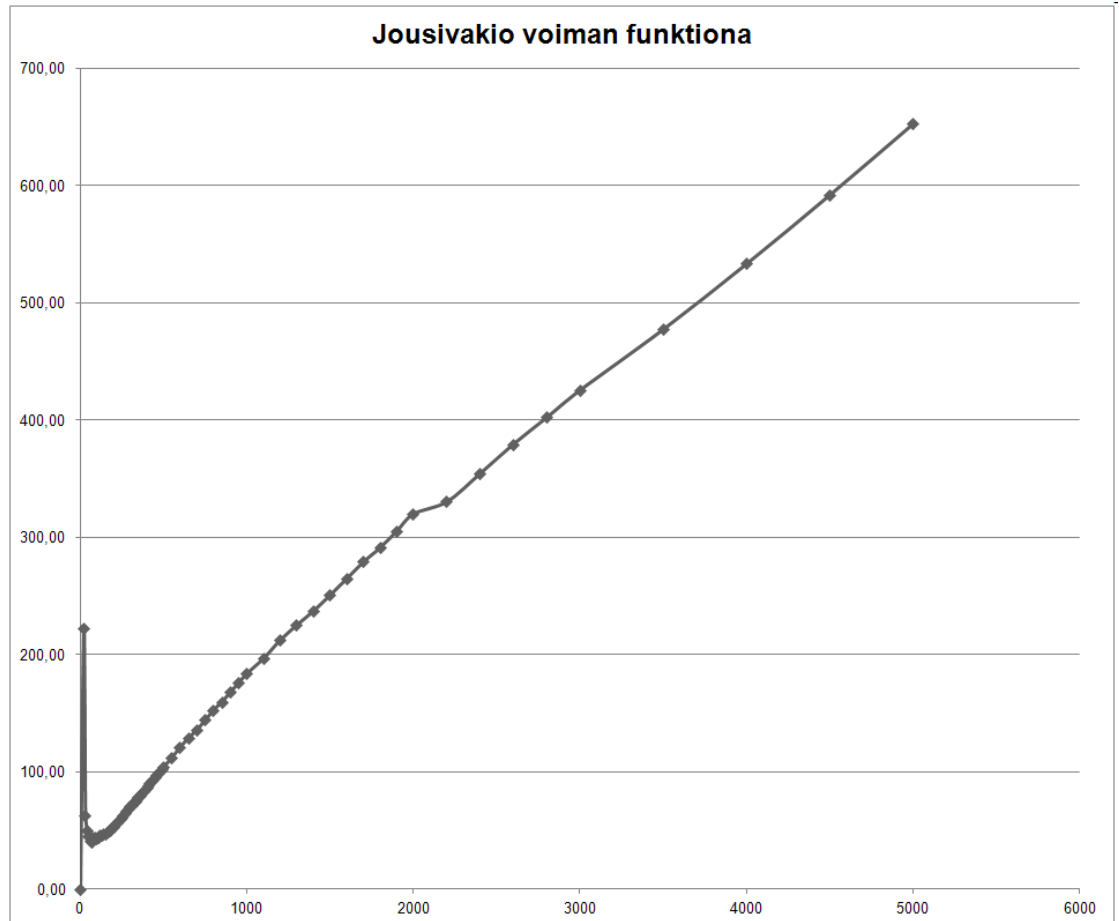
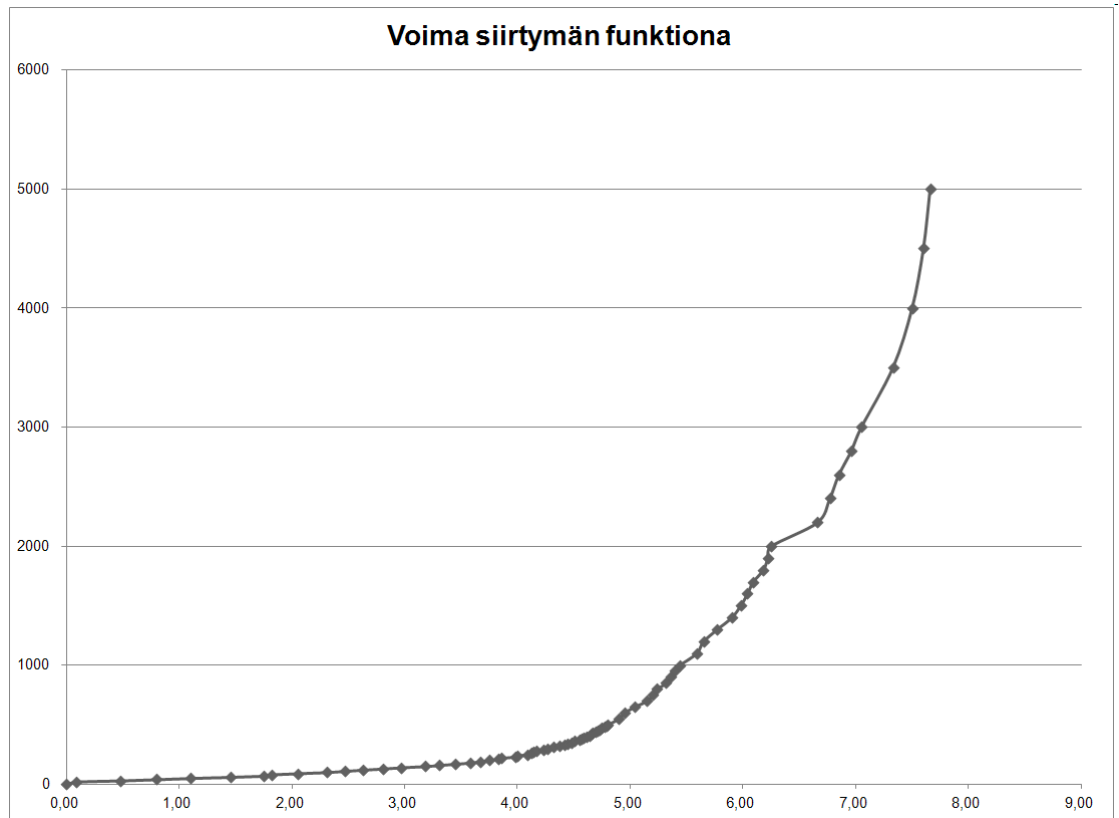
Liite 2. Vaimennuselementin jousivakion mittausjärjestely

Mittauspöytäkirja

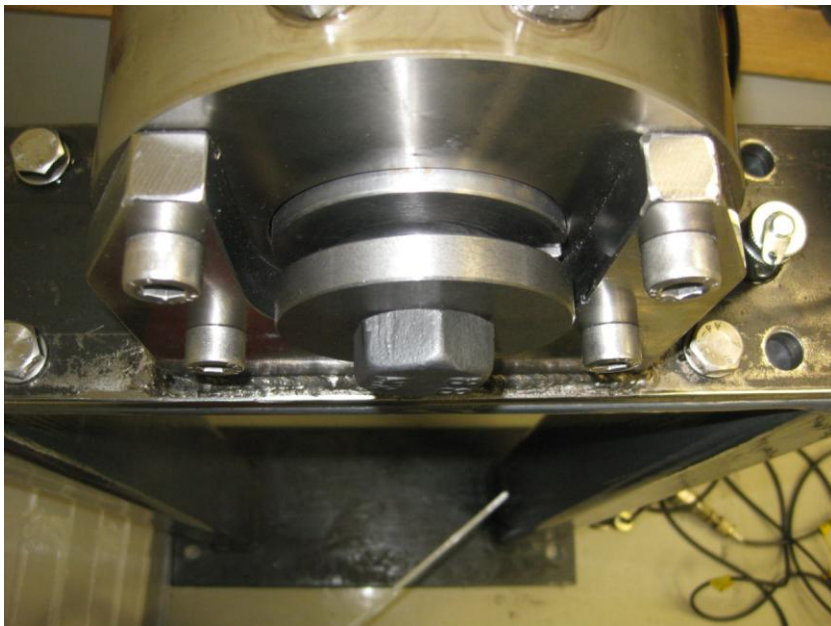
29.3.2012

s (mm)	p (bar)	F (N)	x (mm)	k (N/mm)
20,40	0,00	0	0,00	0,00
20,31	0,02	20	0,09	222,22
19,92	0,03	30	0,48	62,50
19,60	0,04	40	0,80	50,00
19,30	0,05	50	1,10	45,45
18,94	0,06	60	1,46	41,10
18,65	0,07	70	1,75	40,00
18,58	0,08	80	1,82	43,96
18,35	0,09	90	2,05	43,90
18,09	0,10	100	2,31	43,29
17,93	0,11	110	2,47	44,53
17,77	0,12	120	2,63	45,63
17,59	0,13	130	2,81	46,26
17,43	0,14	140	2,97	47,14
17,22	0,15	150	3,18	47,17
17,09	0,16	160	3,31	48,34
16,95	0,17	170	3,45	49,28
16,82	0,18	180	3,58	50,28
16,73	0,19	190	3,67	51,77
16,65	0,20	200	3,75	53,33
16,57	0,21	210	3,83	54,83
16,54	0,22	220	3,86	56,99
16,42	0,23	230	3,98	57,79
16,40	0,24	240	4,00	60,00
16,31	0,25	250	4,09	61,12
16,28	0,26	260	4,12	63,11
16,26	0,27	270	4,14	65,22
16,23	0,28	280	4,17	67,15
16,17	0,29	290	4,23	68,56
16,13	0,30	300	4,27	70,26
16,08	0,31	310	4,32	71,76
16,03	0,32	320	4,37	73,23
15,98	0,33	330	4,42	74,66
15,96	0,34	340	4,44	76,58
15,92	0,35	350	4,48	78,13
15,89	0,36	360	4,51	79,82
15,85	0,37	370	4,55	81,32
15,83	0,38	380	4,57	83,15
15,81	0,39	390	4,59	84,97
15,79	0,40	400	4,61	86,77

s (mm)	p (bar)	F (N)	x (mm)	k (N/mm)
15,76	0,41	410	4,64	88,36
15,74	0,42	420	4,66	90,13
15,73	0,43	430	4,67	92,08
15,71	0,44	440	4,69	93,82
15,69	0,45	450	4,71	95,54
15,67	0,46	460	4,73	97,25
15,65	0,47	470	4,75	98,95
15,63	0,48	480	4,77	100,63
15,61	0,49	490	4,79	102,30
15,60	0,50	500	4,80	104,17
15,50	0,55	550	4,90	112,24
15,45	0,60	600	4,95	121,21
15,36	0,65	650	5,04	128,97
15,25	0,70	700	5,15	135,92
15,20	0,75	750	5,20	144,23
15,16	0,80	800	5,24	152,67
15,08	0,85	850	5,32	159,77
15,04	0,90	900	5,36	167,91
15,00	0,95	950	5,40	175,93
14,96	1,00	1000	5,44	183,82
14,81	1,10	1100	5,59	196,78
14,75	1,20	1200	5,65	212,39
14,63	1,30	1300	5,77	225,30
14,50	1,40	1400	5,90	237,29
14,42	1,50	1500	5,98	250,84
14,36	1,60	1600	6,04	264,90
14,31	1,70	1700	6,09	279,15
14,22	1,80	1800	6,18	291,26
14,18	1,90	1900	6,22	305,47
14,15	2,00	2000	6,25	320,00
13,74	2,20	2200	6,66	330,33
13,63	2,40	2400	6,77	354,51
13,55	2,60	2600	6,85	379,56
13,44	2,80	2800	6,96	402,30
13,35	3,00	3000	7,05	425,53
13,07	3,50	3500	7,33	477,49
12,90	4,00	4000	7,50	533,33
12,80	4,50	4500	7,60	592,11
12,74	5,00	5000	7,66	652,74



Kuvia vaimennuselementin mittausjärjestelmästä



Liite 3. Vaimentimen mitoitus

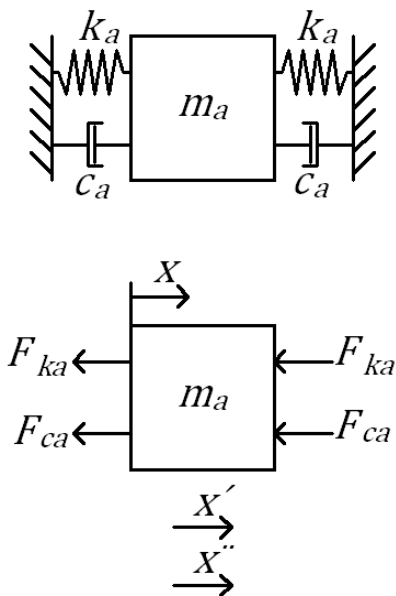
Vaimenninmassan mitoitus

$$f := 125 \text{ Hz}$$

$$\omega := 2 \cdot \pi \cdot f = 785.398 \frac{1}{\text{s}}$$

$$\omega_a := \omega$$

$$k_a := 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$



$$-F_{ka} - F_{ca} - F_{ka} - F_{ca} := m_a \cdot x''$$

$$-2F_{ka} - 2F_{ca} := m_a \cdot x''$$

$$-2k_a \cdot x - 2c_a \cdot x' := m_a \cdot x''$$

$$m_a \cdot x'' + 2c_a x' + 2k_a x := 0^1$$

$$x'' + \frac{2c_a}{m_a} x' + \frac{2k_a}{m_a} x := 0$$

Viskoosisesti vaimenevan värähtelyn liikeyhtälö:

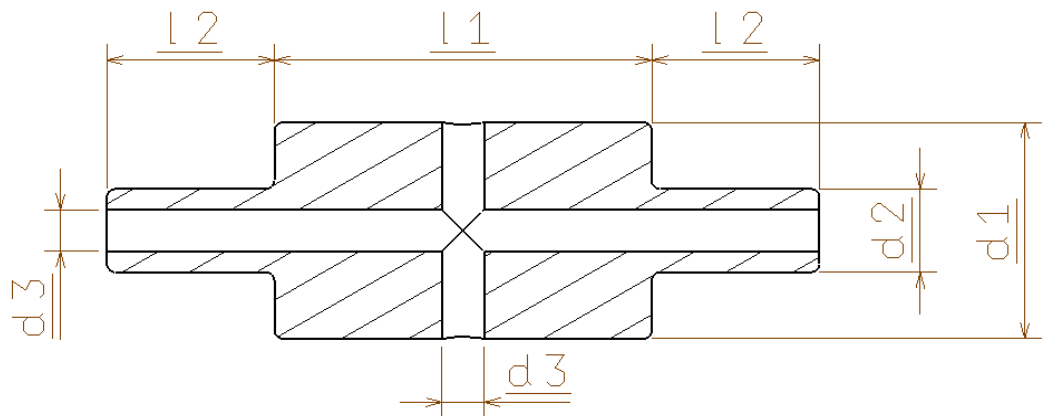
$$x'' + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot x' + \omega^2 \cdot x := 0^1$$

$$\Rightarrow \omega_a^2 := \frac{2 \cdot k_a}{m_a}$$

$$m_a := \frac{2k_a}{\omega_a^2}$$

$$m_a = 0.195 \text{ kg}$$

Vaimenninmassan mitat



$$\rho_V := 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$d_1 := 26 \text{ mm}$$

$$l_1 := 45 \text{ mm}$$

$$d_2 := 10 \text{ mm}$$

$$l_2 := 20 \text{ mm}$$

$$d_3 := 5 \text{ mm}$$

$$l_3 := l_1 + 2l_2 + d_1 - d_3 = 106 \text{ mm}$$

$$A_1 := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 530.929 \text{ mm}^2$$

$$V_1 := A_1 \cdot l_1 = 2.389 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$$

$$A_2 := \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = 78.54 \text{ mm}^2$$

$$V_2 := A_2 \cdot 2l_2 = 3.142 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

$$A_3 := \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 19.635 \text{ mm}^2$$

$$V_3 := A_3 \cdot l_3 = 2.081 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

$$V_{\text{kok}} := V_1 + V_2 - V_3 = 2.495 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$$

$$m_V := \rho_V \cdot V_{\text{kok}} = 0.196 \text{ kg}$$

Vaimentimen toiminta-alue

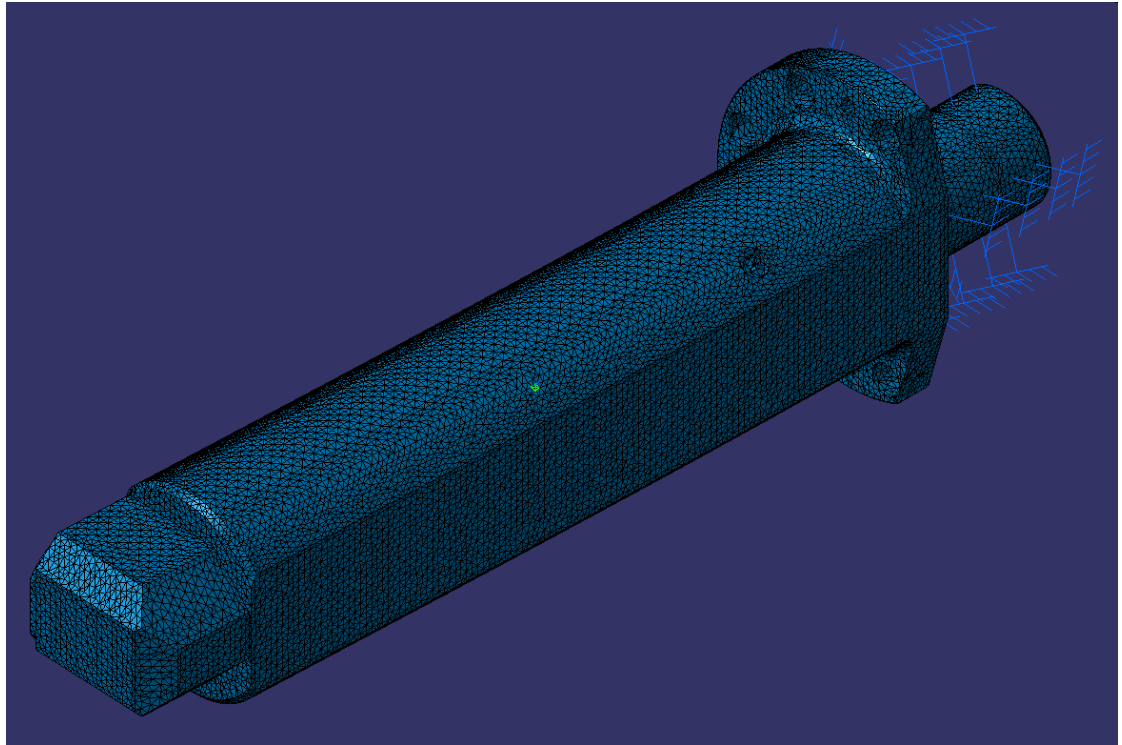
$$k_a := 600 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\omega_a := \sqrt{\frac{2 \cdot k_a}{m_a}} = 785.398 \frac{1}{\text{s}}$$

$$f := \frac{\omega_a}{2 \cdot \pi} = 395.285 \text{ Hz}$$

Liite 4. Lopullisen konstruktion värähtely- ja lujuusanalyysi

Värähtelyanalyysi lopullinen konstruktio



Number of modes	Frequency (Hz)
1	219,296
2	263,661
3	1177,29
4	1196,58
5	1354,64
6	1920,44
7	2837,24
8	3142,21
9	3523,1
10	4683,28

Leikkuvoima

$$s := 0.8 \frac{\text{mm}^l}{1}$$

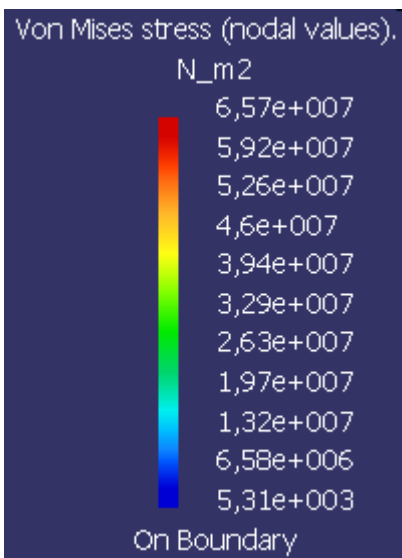
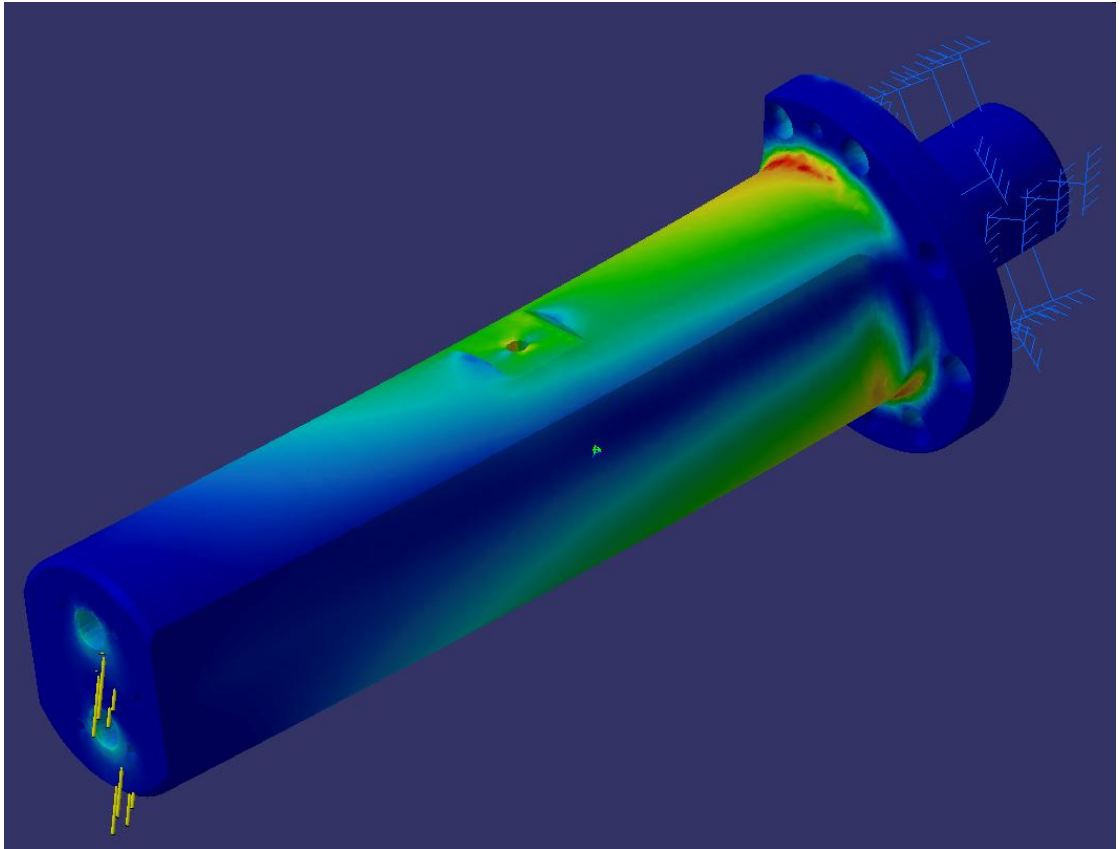
$$a := 12 \text{mm}$$

$$k_c := 3000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

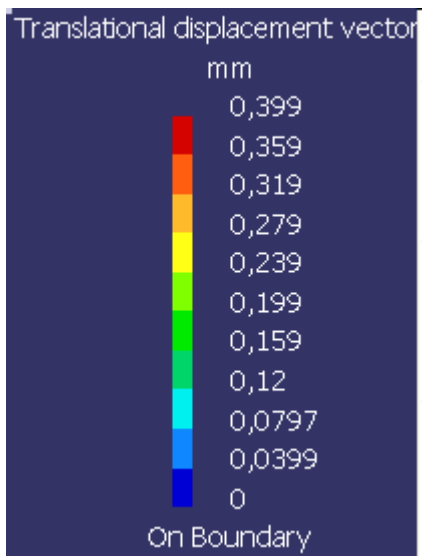
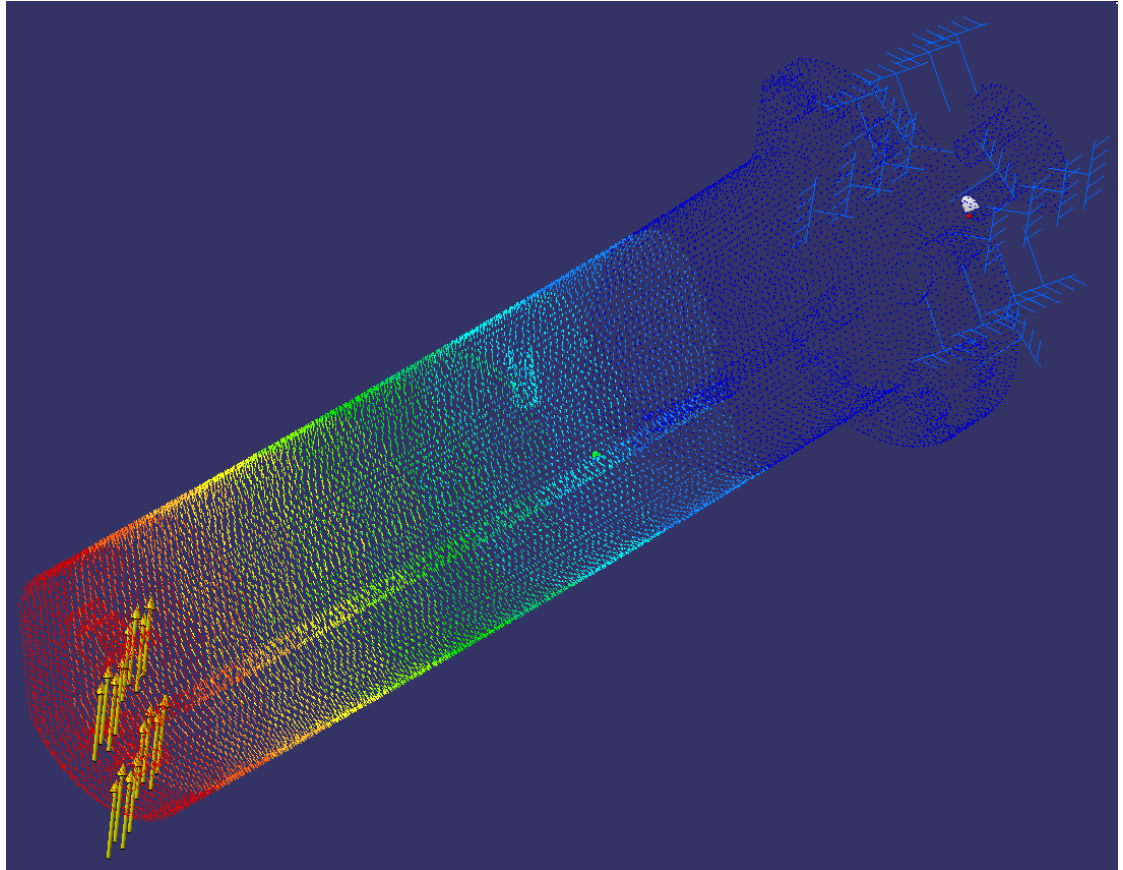
$$F_p := s \cdot a \cdot k_c = 2.88 \times 10^4 \text{ N}$$

Lujuusanalyysi alkuperäinen tuurna

Jännitykset

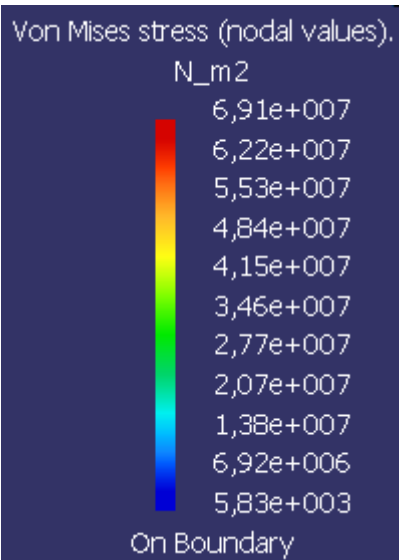
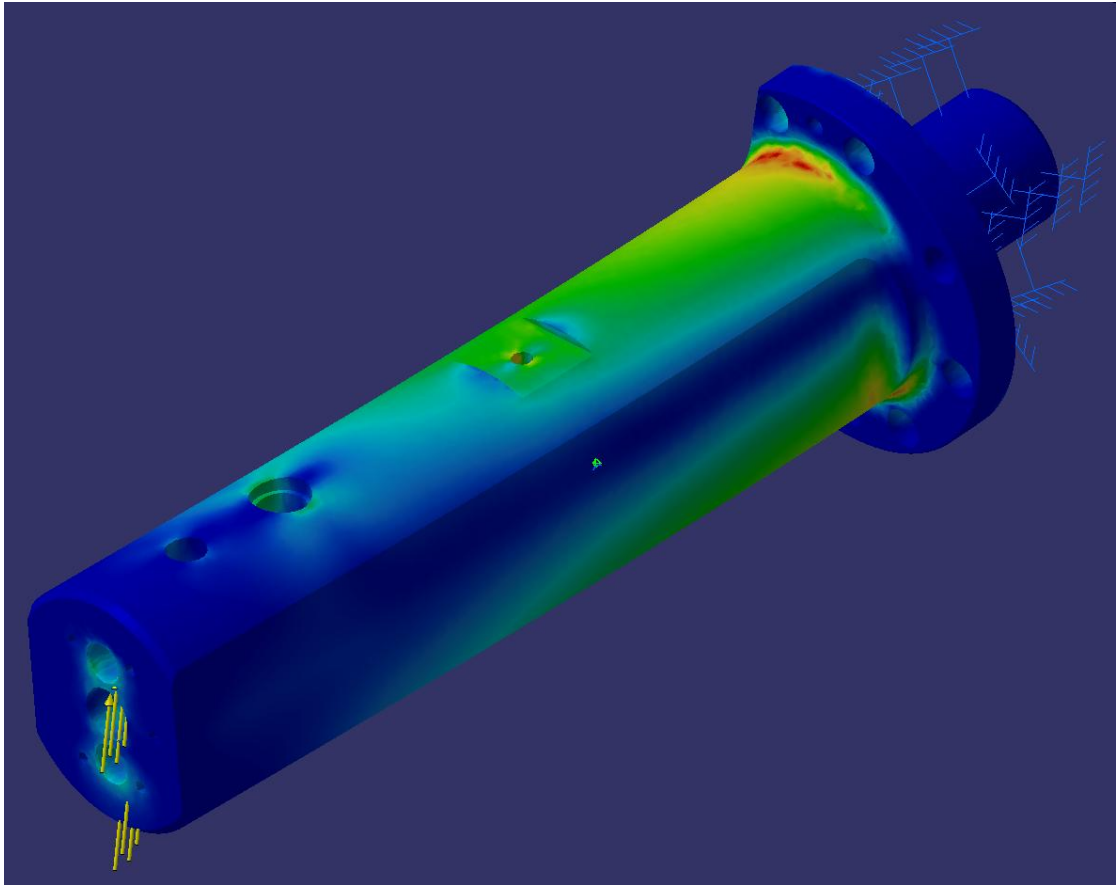


Siirtymät

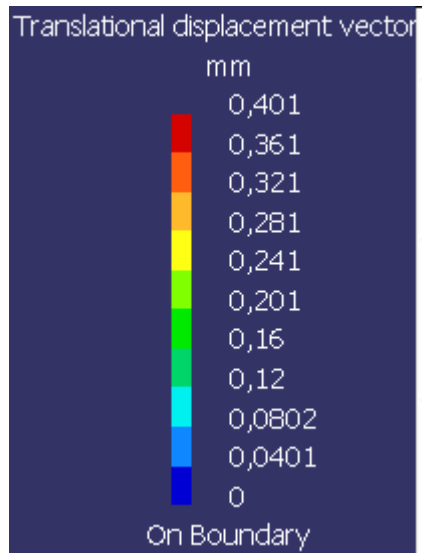
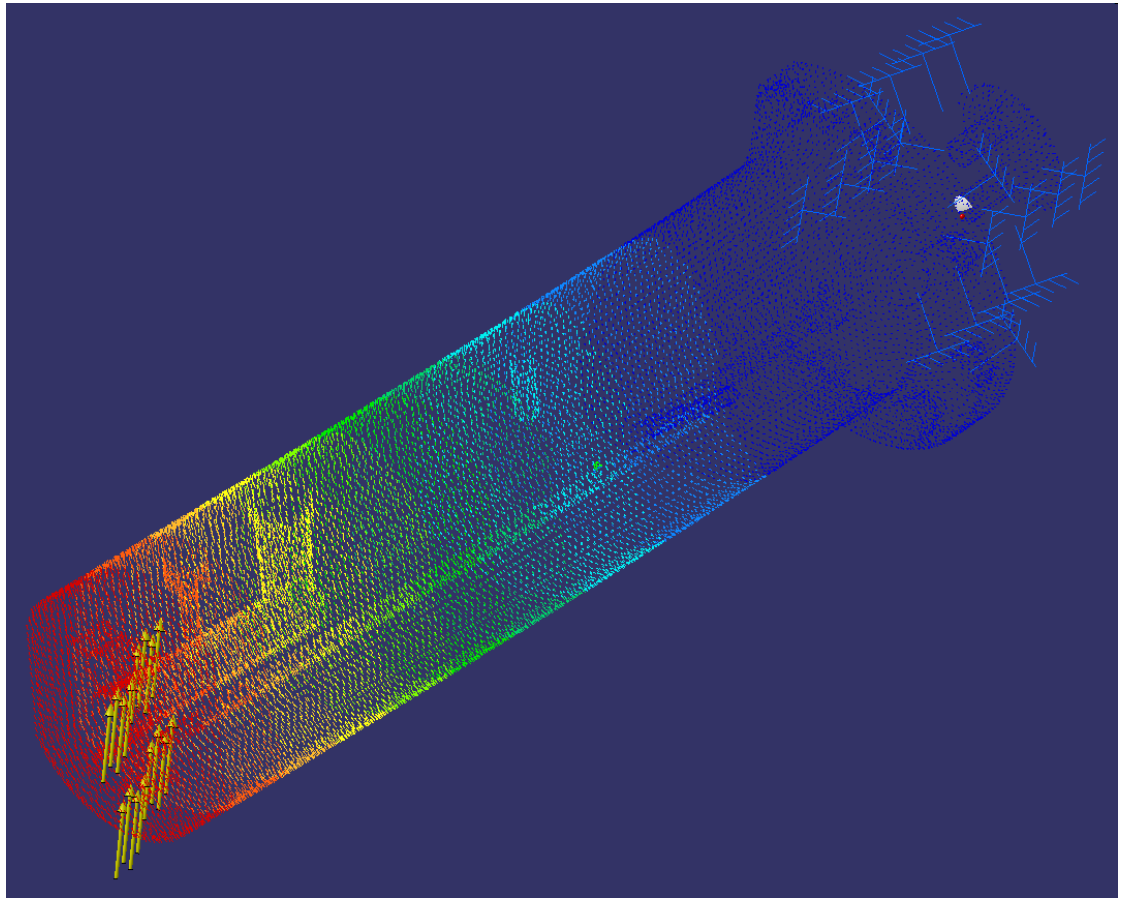


Lujuusanalyysi lopullinen konstruktio

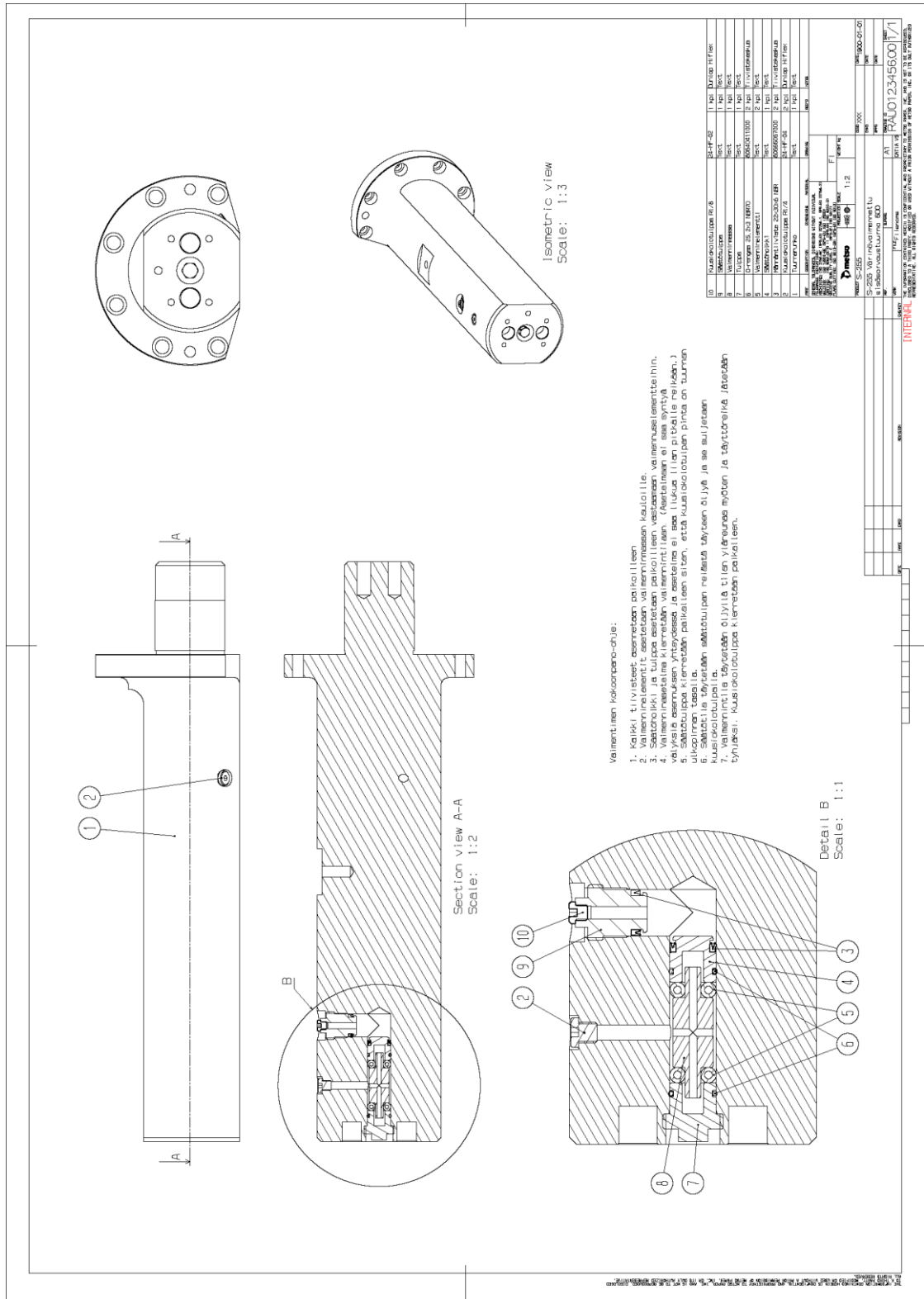
Jännitykset



Siirtymät

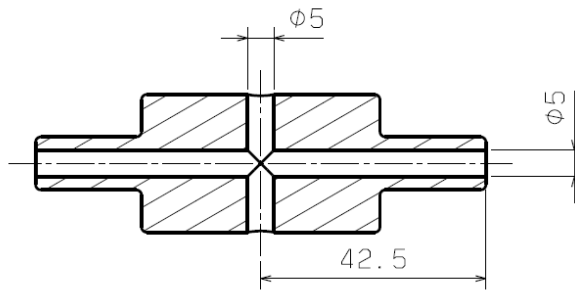
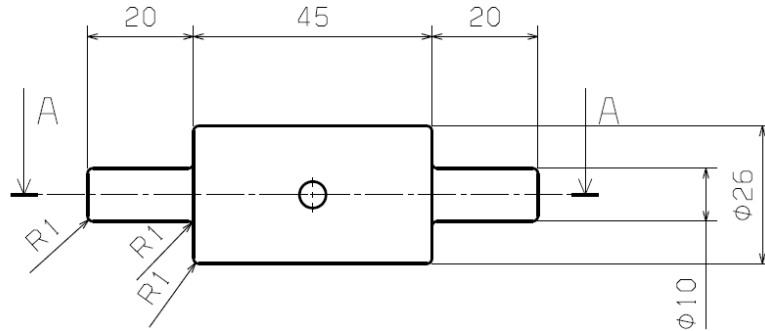


Liite 5. Mittapiirrokset



INTERNAL

DATE	NAME	CHKD	REVISION	CHG/KEY



Section view A-A
Scale: 1:1

HUOM!
Terävät särmät
poistettava



THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY TO METSO PAPER, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED, DISCLOSED TO A THIRD PARTY, MODIFIED OR USED WITHOUT A PRIOR PERMISSION OF METSO PAPER, INC. OR ITS DULY AUTHORIZED REPRESENTATIVE. ALL RIGHTS RESERVED.

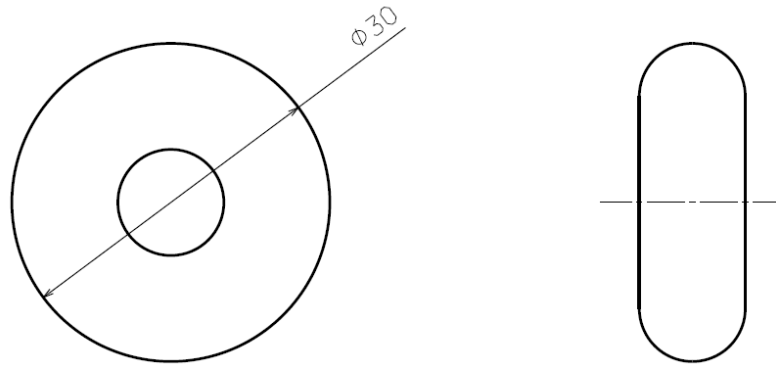
Tärkö $\phi 28$		S355J2G3			
PART	DESCRIPTION	DIMENSIONS	MATERIAL	DRAWING	REQ'D NOTES
GENERAL TOLERANCES, DIMENSIONS WITHOUT INDIVIDUAL TOLERANCE INDICATIONS: MACHINING: ISO 2768-MK (SFS-EN 22768-1, SFS-EN 22768-2) WELDING: ISO 13920-BE (SFS-EN ISO 13920) CASTING: ISO 8062-DCTG 11 (SFS-EN ISO 8062-3) WELDING QUALITY LEVEL C (SFS-EN ISO 5817) FLAME CUTTING: ISO 9013-331 (SFS-EN ISO 9013)			F1		
		PROJECTION	SCALE	WEIGHT kg	
PRODUCT S-255			1:1		
S-255 Vaimenninmassa				DESD xxx	DATE 1900-01-01
				CHKD	DATE
				AFFD	DATE
REF.	SUPERS.	A4	DRAWING ID	SHEET	
WORK	FILE Filename	CATIA V5	RAU0123456.00	1/1	

INTERNAL

THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY TO METSO PAPER, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED, DISCLOSED TO A THIRD PARTY, MODIFIED OR USED WITHOUT A PRIOR PERMISSION OF METSO PAPER, INC. OR ITS DULY AUTHORIZED REPRESENTATIVE. ALL RIGHTS RESERVED.

INTERNAL

DATE	NAME	CHKD	REVISION	CHK/KEY



Kumiletku liimataan
ulkohalkaisijaltaan 30 mm
renkaaksi Loctite 4062
liimalla

THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY TO METSO PAPER, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED, DISCLOSED TO A THIRD PARTY, MODIFIED OR USED WITHOUT A PRIOR PERMISSION OF METSO PAPER, INC. OR ITS DULY AUTHORIZED REPRESENTATIVE. ALL RIGHTS RESERVED.

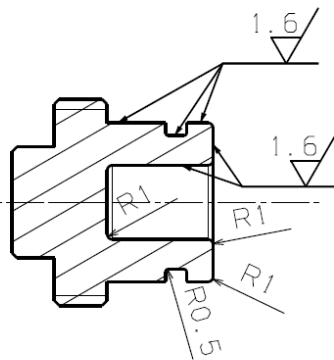
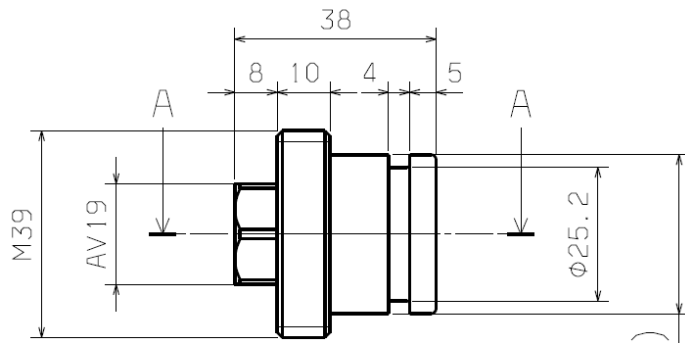
Kumiletku 11/5					
PART	DESCRIPTION	DIMENSIONS	MATERIAL	DRAWING	REQ'D NOTES
<small>GENERAL TOLERANCES, DIMENSIONS WITHOUT INDIVIDUAL TOLERANCE INDICATIONS: MACHINING: ISO 2768-MK (SFS-EN 22768-1, SFS-EN 22768-2) WELDING: ISO 13920-BE (SFS-EN ISO 13920) CASTING: ISO 8062-DCTG 11 (SFS-EN ISO 8062-3) WELDING QUALITY LEVEL C (SFS-EN ISO 5817) FLAME CUTTING: ISO 9013-331 (SFS-EN ISO 9013)</small>			F1		
	PROJECTION	SCALE	WEIGHT kg		
	1st angle	2:1			
PRODUCT	S-255	DESD	xxx	DATE	1900-01-01
	S-255 Vaimenninelementti	CHKD		DATE	
		AFFD		DATE	
REF.	SUPERS.	A4	DRAWING ID	SHEET	
WORK	FILE Filename	CATIA V5	RAU0123456.00	1/1	

INTERNAL

THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY TO METSO PAPER, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED, DISCLOSED TO A THIRD PARTY, MODIFIED OR USED WITHOUT A PRIOR PERMISSION OF METSO PAPER, INC. OR ITS DULY AUTHORIZED REPRESENTATIVE. ALL RIGHTS RESERVED.

INTERNAL

DATE	NAME	CHKD	REVISION	G-6/KEY



Ø30 e8 (-0.040 / -0.073)

HUOM!
Terävät särmät
poistettava

Section view A-A
Scale 1:1

3.2 / (1.6)

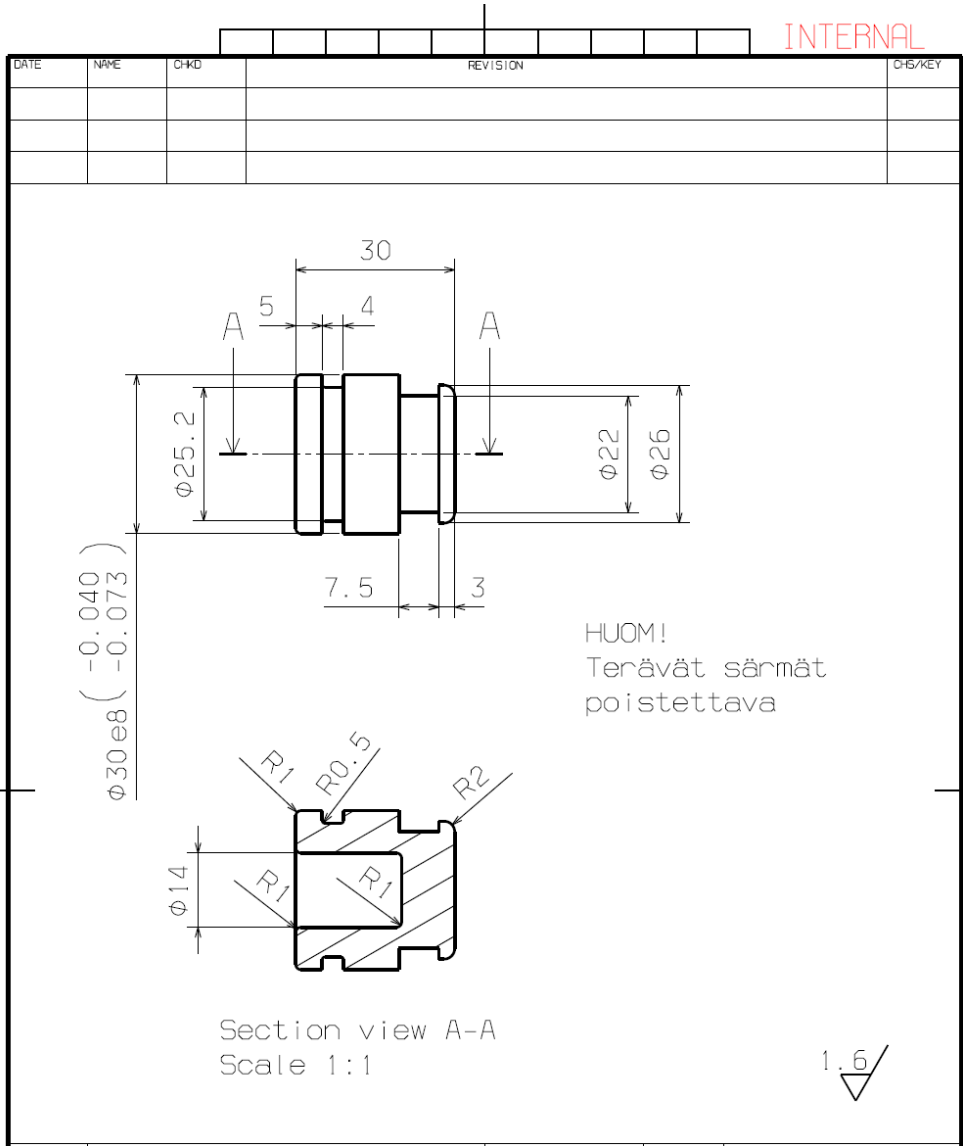
THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY TO METSO PAPER, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED, DISCLOSED TO A THIRD PARTY, MODIFIED OR USED WITHOUT A PRIOR PERMISSION OF METSO PAPER, INC. OR ITS DULY AUTHORIZED REPRESENTATIVE. ALL RIGHTS RESERVED.

Tärke Ø40		S355J2G3			
PART	DESCRIPTION	DIMENSIONS	MATERIAL	DRAWING	REG'D
GENERAL TOLERANCES, DIMENSIONS WITHOUT INDIVIDUAL TOLERANCE INDICATIONS: MACHINING: ISO 2768-mk (SFS-EN 22768-1, SFS-EN 22768-2) WELDING: ISO 13920-BE (SFS-EN ISO 13920) CASTING: ISO 8062-DCTG 11 (SFS-EN ISO 8062-3) WELDING QUALITY LEVEL C (SFS-EN ISO 5817) FLAME CUTTING: ISO 9013-331 (SFS-EN ISO 9013)			F1		
metso		PROJECTION ISO	SCALE 1:1	WEIGHT kg	
PRODUCT S-255				DESD XXX	DATE 1900-01-01
S-255 Tu lppa				CHKD	DATE
				APPD	DATE
REF.	SUPERS.	A4	DRAWING ID	SHEET	
WORK	FILE F:\lenome	CATIA V5	RAU0123456.00	1/1	

INTERNAL

THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY TO METSO PAPER, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED, DISCLOSED TO A THIRD PARTY, MODIFIED OR USED WITHOUT A PRIOR PERMISSION OF METSO PAPER, INC. OR ITS DULY AUTHORIZED REPRESENTATIVE. ALL RIGHTS RESERVED.

INTERNAL



THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY TO METSO PAPER, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED, DISCLOSED TO A THIRD PARTY, MODIFIED OR USED WITHOUT A PRIOR PERMISSION OF METSO PAPER, INC. OR ITS DULY AUTHORIZED REPRESENTATIVE. ALL RIGHTS RESERVED.

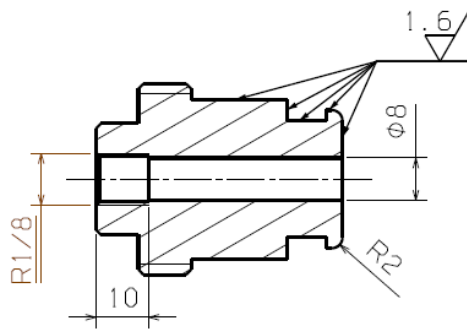
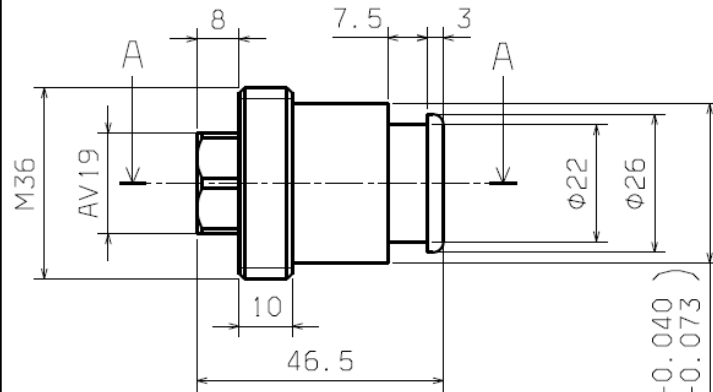
Tärkö Ø32		S355J2G3			
PART	DESCRIPTION	DIMENSIONS	MATERIAL	DRAWING	REQ'D NOTES
GENERAL TOLERANCES, DIMENSIONS WITHOUT INDIVIDUAL TOLERANCE INDICATIONS: MACHINING: ISO 2768-mk (SFS-EN 22768-1, SFS-EN 22768-2) WELDING: ISO 13920-BE (SFS-EN ISO 13920) CASTING: ISO 8062-DCTG 11 (SFS-EN ISO 8062-3) WELDING QUALITY LEVEL C (SFS-EN ISO 5817) FLAME CUTTING: ISO 9013-331 (SFS-EN ISO 9013)			F1		
		PROJECTION	SCALE	WEIGHT kg	
PRODUCT S-255		ISO	1:1		
S-255 Säätöholkki				DESD XXX	DATE 1900-01-01
				CHKD	DATE
				APPD	DATE
REF.	SUPERS.	A4		DRAWING ID	SHEET
WORK	FILE filename	CATIA V5		RAU0123456.00	1/1

INTERNAL

THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY TO METSO PAPER, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED, DISCLOSED TO A THIRD PARTY, MODIFIED OR USED WITHOUT A PRIOR PERMISSION OF METSO PAPER, INC. OR ITS DULY AUTHORIZED REPRESENTATIVE. ALL RIGHTS RESERVED.

INTERNAL

DATE	NAME	CHKD	REVISION	DWG/KEY



HUOM!
Terävät särmät
poistettava

Section view A-A
Scale 1:1

3.2 / (1.6)

Tärkö Ø40		S355J2G3			
PART	DESCRIPTION	DIMENSIONS	MATERIAL	DRAWING	REO'D
GENERAL TOLERANCES, DIMENSIONS WITHOUT INDIVIDUAL TOLERANCE INDICATIONS: MACHINING: ISO 2768-mk (SFS-EN 22768-1, SFS-EN 22768-2) WELDING: ISO 13920-BE (SFS-EN ISO 13920) CASTING: ISO 8062-DCTG 11 (SFS-EN ISO 8062-3) WELDING QUALITY LEVEL C (SFS-EN ISO 5817) FLAME CUTTING: ISO 9013-331 (SFS-EN ISO 9013)			F1		
metso		PROJECTION ISO	SCALE 1:1	WEIGHT kg	
PRODUCT S-255				DESD XXX	DATE 1900-01-01
S-255 Säätötulppa				CHKD	DATE
				APPD	DATE
REF.	SUPERS.	A4		DRAWING ID	SHEET
WORK	FILE filename	CATIA V5		RAU0123456.00	1/1

THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY TO METSO PAPER, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED, DISCLOSED TO A THIRD PARTY, MODIFIED OR USED WITHOUT A PRIOR PERMISSION OF METSO PAPER, INC. OR ITS DULY AUTHORIZED REPRESENTATIVE. ALL RIGHTS RESERVED.

INTERNAL

THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY TO METSO PAPER, INC. AND IS NOT TO BE REPRODUCED, DISCLOSED TO A THIRD PARTY, MODIFIED OR USED WITHOUT A PRIOR PERMISSION OF METSO PAPER, INC. OR ITS DULY AUTHORIZED REPRESENTATIVE. ALL RIGHTS RESERVED.