

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO
Teknillinen tiedekunta
Konetekniikan koulutusohjelma
BK10A0400 Kandidaatintyö ja seminaari

VOIMA-ANTURIN SUUNNITTELU

Lappeenrannassa 9.1.2013

Tommi Purtilo

SISÄLLYSLUETTELO

SISÄLLYSLUETTELO SYMBOLILUETTELO

1	JOHDANTO	4
1.1	Työn tavoitteet ja rajaus	5
2	VOIMAN MITTAAMINEN.....	6
2.1	Voiman, jännityksen ja venymän yhteys	6
2.2	Puristetun sylinterin lommahdusmitoittaminen	8
2.3	Venymäliuska.....	12
3	KÄYTTÖKOHDE	15
3.1	Pysyvä kuorma	15
3.2	Vaihtuva kuormitus.....	15
3.3	Tavoiteltavat mekaaniset ominaisuudet	15
3.4	Käyttökohteen asettamat geometriavaatimukset.....	16
4	ANTURIN SUUNNITTELU	17
4.1	Alemman anturin sylinterimäinen osa	17
4.2	Ylemmän anturin sylinterimäinen osa	18
4.3	Jännityskonsentraatioiden tarkastelu elementtimenetelmällä	18
4.3.1	Tutkittavat detaljivaihtoehdot	19
4.3.2	Pyöreä reikä.....	19
4.3.3	Soikioreikä	20
4.4	Muut yksityiskohdat.....	21
5	KALIBROINTI.....	23
6	JOHTOPÄÄTÖKSET	27
	LÄHTEET.....	28

LIITTEET

SYMBOLILUETTELO

Roomalaiset aakkoset

F	Aksiaalivoima [N]
k	Jousen jousivakio [N/m]
x	Jousen pituuden muutos [m]
A	Jakautunutta voimaa vastaava pinta-ala [m ²]
Q	Leikkausvoima [N]
L_0	Kappaleen alkuperäinen pituus [m]
L	Kappaleen muuttunut pituus [m]
E	Materiaalin kimmomoduli [GPa]
ν	Poissonin luku
f_{yk}	Materiaalin myötöraja [MPa]
t	Kuoren paksuus lommahduslujuustarkastelussa [m]
Δw_k	Epätarkkuusamplitudin ominaisarvo lommahduslujuustarkastelussa
r	Lieriön keskipinnan säde [m]
Q	Valmistustoleranssiluokan parametri lommahduslujuustarkastelussa
C_x	Lommahdusjännityksen laskentaan käytettävä kerroin
C_{xb}	Reunaehdot huomioon ottava kerroin
R	Johteen resistanssi [Ω]
u	Venymäliuskan ulostulojännite [V]
U	Venymäliuskan syöttöjännite [V]

Kreikkalaiset aakkoset

σ	Normaalijännitys [MPa]
τ	Leikkausjännitys [MPa]
ε	Suhteellinen venymä
δ	Absoluuttinen venymä [m]
ε_y	Voiman vaikutussuuntaan vastaan kohtisuora suppeuma
ε_x	Voiman suuntainen venymä
$\sigma_{x,Rd}$	Lommahdusjännityksen mitoitusarvo [MPa]
$\sigma_{x,Rk}$	Lommahdusjännityksen ominaisarvo [MPa]

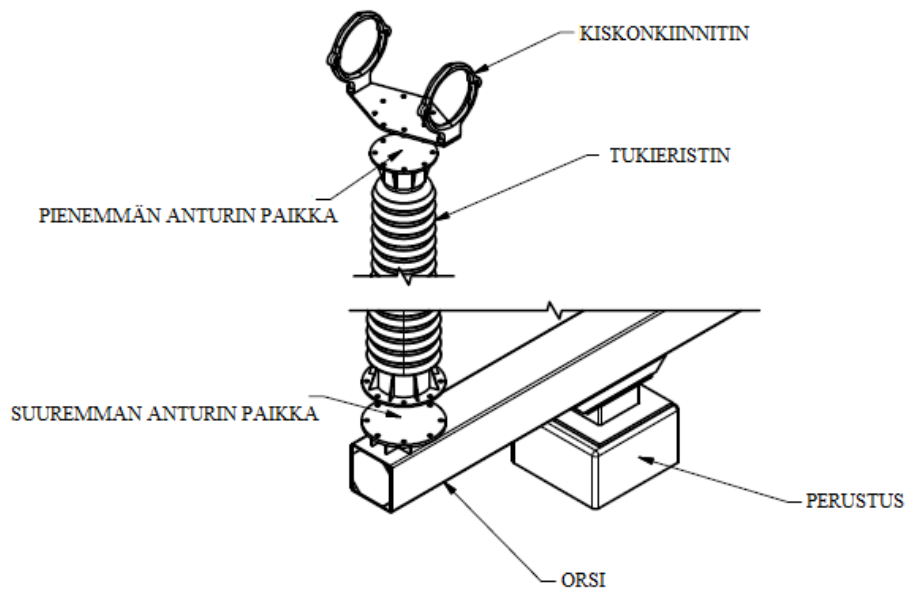
γ_{MI}	Kestävyyden osavarmuusluku
χ_x	Kylkiviivan suuntaisen lommahduksen pienennystekijä
λ_x	Hoikkuusparametri
λ_0	Puristusrajahoikkuus
λ_p	Plastista rajaa vastaava muunnettu hoikkuus
α	Epätarkkuuden pienennystekijä
β	Plastisen alueen pienennystekijä
η	Yhteisvaikutuseksponentti
ω	Pituusparametri
$\sigma_{x,Recr}$	Kimmenteorian mukainen lommahdusjännitys
ρ	Johdemateriaalin ominaisresistanssi [Ωm]

1 JOHDANTO

Voima-anturi on voimien ja momenttien mittaamiseen tarkoitettu laite, jonka toimintaperiaate voi vaihdella. Usein toiminta perustuu venymien mittaamiseen venymäliuskan avulla, ja tässä työssä keskitytäänkin kyseiseen toimintaperiaatteeseen (Fraden, 2010, s.355). Voima-antureita on toteutettu lukuisilla eri toimintaperiaatteilla eri käyttökohteisiin ja kuormitustapojen mittaamiseen. Voima-antureiden tyypillisiä käyttökohteita ovat tutkimus ja tuotekehitys, laadunvalvonta sekä automaatioon integroituna tuotanto (Schule R. & Waiblinger P. & Ackermann R., 2004, s. B49-B57).

Kokoojakisko on sähkönsiirtoon käytetty alumiiniputki, jonka halkaisija on 250 mm ja pituus 21 metriä. Kokoojakisko on altis värähtelylle jo verrattain matalissa tuulennopeuksissa nk. *Aeolian vibration* –ilmiön takia. Vaimentamattoman kokoojakiskon sisäinen vaimennus on hyvin pieni ja sopivissa tuuliolosuhteissa kisko joutuu hyvin herkästi suuriamplitudiseen värähdysliikkeeseen, josta voi seurata tukieristimen tai muiden rakenteiden vaurio. Kokoojakisko on kiinnitetty tukieristimeen kiskonkiinnittimellä, joka sallii kiinnitintyyppistä määräytyen erilaisia siirtymiä ja kiertymiä kiskolle. Alapäästään tukieristin on kiinnitetty orteen, joka on kiinnitetty joko suoraan perustukseen tai pilariin. Työn toimeksiantaja haluaa tutkia erilaisista liitin-, vaimennin- ja teräsrakennetekniikoiden aiheuttamia eroja tukieristimiin kohdistuviin rasituksiin.

Tässä työssä suunnitellaan toimeksiantajan tarpeiden mukaan räätälöity voima-anturi, jolla mitataan tukieristimeen aiheutuvia voimia kokoojakiskon värähtelyn aikana. Anturi suunnitellaan kiinnitettäväksi tukieristimen ylä- ja alapäähän kuvan 1 mukaisesti ruuviliitoksiin. Antureita valmistetaan 12 kappaletta.



Kuva 1. Antureiden sijoittelu.

1.1 Työn tavoitteet ja rajaus

Työn tavoitteena on suunnitella voima-anturi, joka täyttää osin ristiriitaiset vaatimukset. Suunniteltavan voima-anturin on oltava mahdollisimman jäykkä, jotta käyttökohteen rakenteelliset ominaisuudet eivät poikkea liikaa alkuperäisestä. Anturin on myös oltava riittävän herkkä havaitsemaan mahdollisesti hyvin pieniamplitudista vaihtuvaa kuormitusta.

Työn teoriaosassa käydään läpi venymien, jännityksen ja voiman yhteys. Koska työssä suunniteltavan voima-anturin lujuuden tarkastelu perustuu standardiin EN 1993-1-6, esitetään teoriaosassa kyseisen standardin mukainen puristetun sylinterin mitoittaminen. Teoriaosassa esitellään yleisesti myös venymäliuskat ja niiden kytkennät ja voima-anturointisovelluksia. Työn soveltavassa osassa esitellään käyttökohteen asettamat vaatimukset ja suunnitellaan voima-anturi, jolla voidaan mitata staattisen peruskuorman lisäksi muuttuva-amplitudista, suhteellisen pientä kuormitusta. Lopuksi esitetään anturien kalibraatiokertoimen määrittäminen.

2 VOIMAN MITTAAMINEN

Usein voimien mittaaminen perustuu elastisen kappaleen venymän mittaamiseen.

Yksinkertaisimpana esimerkkinä voima-anturista voidaan mainita jousivaaka.

Jousivaaka koostuu jousesta, johon kohdistetaan pituusakselinsa suuntainen voima (Fraden 2010, s. 355). Kun jousen jousivakio ja venymä on tunnettu, jouseen vaikuttava voima voidaan määrittää kaavalla 1.

$$F = kx \quad (1)$$

Kaavassa 1 F on jouseen vaikuttava voima, k on jousen jousivakio ja x on jousen pituuden muutos (Dowling ,2007, s. 173).

2.1 Voiman, jännityksen ja venymän yhteys

Ulkoisen voiman kuormittama kappale voidaan ajatella leikatuksi mielivaltaisesta kohdasta. Leikkauspinnassa vaikuttavien sisäisten voimien resultantin on oltava yhtä suuri kuin ulkoisen voiman resultantin. Leikkaustasoa vastaan kohtisuora jännitys eli normaalijännitys määritellään kaavan 2 mukaisesti, jossa σ on normaalijännitys, F on leikkauspintaa vastaan kohtisuoran voiman osa ja A on pinta-alan osa. Vastaavasti leikkausjännitys määritellään kaavan 3 mukaisesti, jossa τ on leikkausjännitys ja Q on tason suuntainen voimakomponentti. (Pennala, 2002, s. 12-17)

$$\sigma = \lim_{x \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} = \frac{dF}{dA} \quad (2)$$

$$\tau = \lim_{x \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta A} = \frac{dQ}{dA} \quad (3)$$

Keskimääräinen, tasapainoehdon toteuttava normaalijännitys σ ja leikkausjännitys τ lasketaan kaavoilla 4 ja 5, joissa F ja Q ovat leikkauspintaa kohtisuora ja leikkauspinnan suuntainen voima. (Pennala, 2002, s.12-17)

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (4)$$

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (5)$$

Kappaleeseen syntyy muodonmuutos ulkoisen voiman vaikutuksesta. Tässä keskitytään vain elastiseen muodonmuutokseen, joka palautuu voiman vaikutuksen lakatessa.

Suhteellinen venymä ε on dimensioton luku, joka määritellään pituuden muutoksen ja alkuperäisen pituuden suhteena kaavan 6 mukaisesti, jossa L_0 on alkuperäinen pituus ja L pituus voiman vaikuttaessa. (Pennala, 2002, s.19)

$$\varepsilon = \frac{L-L_0}{L_0} = \frac{\delta}{L_0} \quad (6)$$

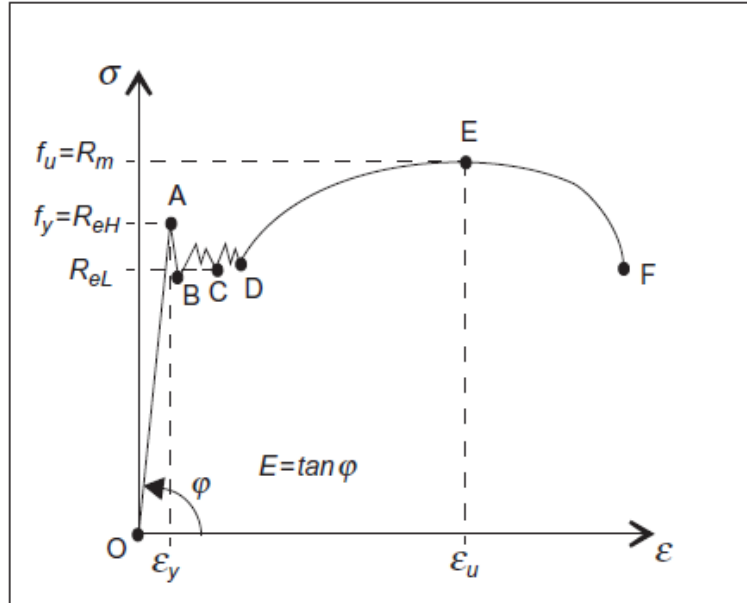
Hooken laki esittää jännityksen ja suhteellisen venymän yhteyden kaavalla 7, jossa E on kimmomoduuli.

$$\sigma = E\varepsilon \quad (7)$$

Vedetyin sauvan pituuden muutos vaikuttavan voiman suuntaa kohtisuorassa suunnassa voidaan määrittää Poissonin luvun ν avulla kaavalla 8, jossa ε_y on voiman vaikutussuuntaan nähden kohtisuora suppeuma, ε_x on voiman suuntainen venymä ja ν on Poissonin luku. (Pennala, 2002, s.25-29)

$$\varepsilon_y = -\nu\varepsilon_x \quad (8)$$

Kuvassa 2 on esitetty tyypillisen, esimerkiksi rakenneteräksen jännitys-venymä - kuvaaja. Kuvaajan lineaarisella osalla ennen myötörajaa f_y pisteessä A materiaali käyttäytyy kimmoisasti.



Kuva 2. Tyypillinen kuumavalssatun rakenneteräksen jännitys-venymä –käyrä (Ruukki, 2012, s. 23)

Soveltamalla yllä esitettyjä yhtälöitä ja taivutusteoriaa voidaan muuttaa mitatut venymät jännityksiksi ja sitä kautta vastaaviksi kuormituskomponenteiksi.

2.2 Puristetun sylinterin lommahdusmitoittaminen

Voima-anturin jousielementti suunnitellaan sylinterimäiseksi. Tässä kappaleessa esitetään sylinterimäisen kuorirakenteen lommahdusrajatilamitoittaminen analyttisesti käsinlaskentana. Samaa menettelytapaa sovelletaan myöhemmin voima-anturin sylinterimäisen jousielementin analyttiseen mitoittamiseen. Standardi EN 1993-1-6 käsittelee mitoitusvaatimuksia, kun murtorajatilana on

- plastinen rajatila
- vaihtoplastisoituminen
- lommahtaminen
- väsyminen.

Tässä kappaleessa perehdytään vain aksiaalisesti puristetun ja taivutetun jäykistämättömän lieriökuoren lommahdusrajatilan mukaiseen mitoittamiseen käyttäen kalveteorian mukaista analyysia, sen ollessa mitoitettava rajatila voima-anturin sylinterimäisessä jousielementissä. Kalveteorian mukaista analyysia voidaan käyttää, kun seuraavat ehdot toteutuvat:

- Reunaehdot sallivat kuoren jännitysten pääsemisen tukireaktioiksi aiheuttamatta merkittäviä taivutusvaikutuksia.
 - Kuoren muoto vaihtelee ilman epäjatkuvuuksia.
 - Kuormat jakautuvat jouhevasti ilma paikallisia viiva- tai pistekuormia.
- (EN 1993-1-6, 2007, s. 16)

Lommahdusrajatilan saavuttavan rakenteen kuoreen syntyy äkillisiä kuoren pintaa vastaa kohtisuoria siirtymiä, ja kuori menettää stabiiliutensa. (EN 1993-1-6, 2007, s. 20).

Standardi EN 1993-1-6 esittää valmistustoleranssiluokille A,B ja C vaatimuksen pyöreyspoikkeaman, tahattoman epäkeskisyyden, lommojen ja tukipinnan tasaisuuden suhteen. Valmistustoleranssiluokkien vaatimuksia ei käsitellä tässä tarkemmin.

Lommahdusjännityksen mitoitusarvo $\sigma_{x,Rd}$ lasketaan lommahdusjännityksen ominaisarvon $\sigma_{x,Rk}$ avulla kaavalla 9. Kestävyyden osavarmuuslukuna γ_{M1} käytetään vähintään arvoa 1,1 ellei käyttökohdetta standardissa määritellä toisin.

Lommahdusjännityksen ominaisarvo $\sigma_{x,Rk}$ lasketaan kaavalla 10 kertomalla myötörajan ominaisarvo f_{yk} lommahduksen pienennystekijällä χ_x .

$$\sigma_{x,Rd} = \sigma_{x,Rk} / \gamma_{M1} \quad (9)$$

$$\sigma_{x,Rk} = \chi_x f_{yk} \quad (10)$$

Lommahduksen pienennystekijä χ_x lasketaan muunnetun hoikkuuden $\bar{\lambda}$ funktiona kaavoilla 11,12 tai 13.

$$\chi_x = 1 \quad \text{kun} \quad \bar{\lambda}_x \leq \bar{\lambda}_0 \quad (11)$$

$$\chi_x = 1 - \beta \left(\frac{\bar{\lambda}_x - \bar{\lambda}_0}{\bar{\lambda}_p - \bar{\lambda}_0} \right)^\eta \quad \text{kun} \quad \bar{\lambda}_0 < \bar{\lambda}_x < \bar{\lambda}_p \quad (12)$$

$$\chi_x = \frac{\alpha}{\bar{\lambda}_x^2} \quad \text{kun} \quad \bar{\lambda}_p \leq \bar{\lambda}_x \quad (13)$$

Hoikkuusparametri lasketaan kaavalla 14, jossa f_{yk} on myötörajan ominaisarvo ja $\sigma_{x,Rcr}$ on kimmoteorian mukainen lommahdusjännitys. Plastista rajaa vastaava muunnettu hoikkuus lasketaan kaavalla 15. Kimmoisessa tilassa vaikuttava epätarkkuuden pienennystekijä α lasketaan kaavalla 16, jossa t on kuoren paksuus ja Δw_k epätarkkuusamplitudin ominaisarvo. Epätarkkuusamplitudin ominaisarvo Δw_k lasketaan kaavalla 17, jossa Q on valmistustoleranssiluokan parametri ja r on lieriön keskipinnan säde. Plastisen alueen pienennystekijän β arvona käytetään 0,60. YhteisvaikutusekspONENTIN η arvona käytetään lukua 1,0.

$$\bar{\lambda}_x = \sqrt{f_{yk}/\sigma_{x,Rcr}} \quad (14)$$

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{\alpha_x}{1-\beta}} \quad (15)$$

$$\alpha_x = \frac{0,62}{1-1,91(\Delta w_k/t)^{1,44}} \quad (16)$$

$$\Delta w_k = \frac{1}{Q} \sqrt{\frac{r}{t}} t \quad (17)$$

Kuorisegmentin pituusparametri ω määritetään kaavalla 18, jossa l on kuorisegmentin pituus, r on kuorisegmentin keskisäde ja t on kuoren paksuus.

$$\omega = \frac{l}{r} \sqrt{\frac{r}{t}} = \frac{l}{\sqrt{rt}} \quad (18)$$

Kimmoteorian mukainen kylkiviivan suuntainen (aksiaalinen) lommahdusjännitys määritetään kaavalla 19, jossa E on materiaalin kimmomoduli. Kerroin C_x saadaan kaavoilla 20, 21 tai 22. Ratkaistaessa pitkää lieriötä valitaan suurempi arvo kaavoista 22 tai 23.

$$\sigma_{x,Rcr} = 0,605 E C_x \frac{t}{r} \quad (19)$$

$$C_x = 1,0 \quad \text{kun } 1,7 \leq \omega \leq 0,5 \frac{r}{t} \quad (20)$$

$$C_x = 1,36 - \frac{1,83}{\omega} + \frac{2,07}{\omega^2} \text{ kun } \omega < 1,7 \quad (21)$$

$$C_{x,N} = 1 + \frac{0,2}{C_{xb}} \left[1 - 2\omega \frac{r}{t} \right] \text{ kun } \omega > 0,5 \frac{r}{t} \quad (22)$$

$$C_{x,N} = 0,60 \quad (23)$$

Kaavan 22 kerroin C_{xb} valitaan reunaehtojen mukaan taulukon 1 perusteella.

Taulukko 1. Reunaehtojen mukaan valittava kerroin C_{xb} . (EN 1993-1-6, 2007, s. 73)

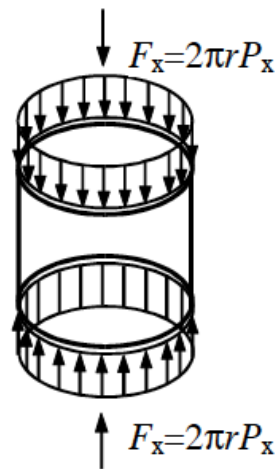
Tapaus	Lieriön pää	Reunaehdot	C_{xb}
1	pää 1 pää 2	BC 1 BC1	6
2	pää 1 pää 2	BC 1 BC 2	3
3	pää 1 pää 2	BC 2 BC 2	1

Lommahduslujuuden osoittamiseksi kaavan 24 ehdon on oltava voimassa.

$$\sigma_{x,Ed} \leq \sigma_{x,Rd} \quad (24)$$

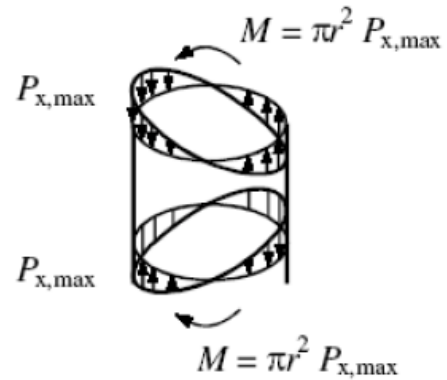
Lommahdusjännitykset voidaan muuttaa kuoren tasaiseksi aksiaalikuormaksi tai kuoren taivutuksesta aiheutuvaksi aksiaalikuormaksi standardissa esitetyn kuvan 3 mukaan.

A.2.1 Tasainen aksiaalinen kuorma



$$\sigma_x = -\frac{F_x}{2\pi r t}$$

A.2.2 Kuoreen vaikuttavasta taivutusmomentista aiheutuva aksiaalinen kuorma



$$\sigma_x = \pm \frac{M}{\pi r^2 t}$$

Kuva 3. Kalvoteorian mukaiset jännitykset aksiaali- tai taivutuskuormitetussa sylinterissä. (EN 1993-1-6, 2007,s.50)

2.3 Venymäliuska

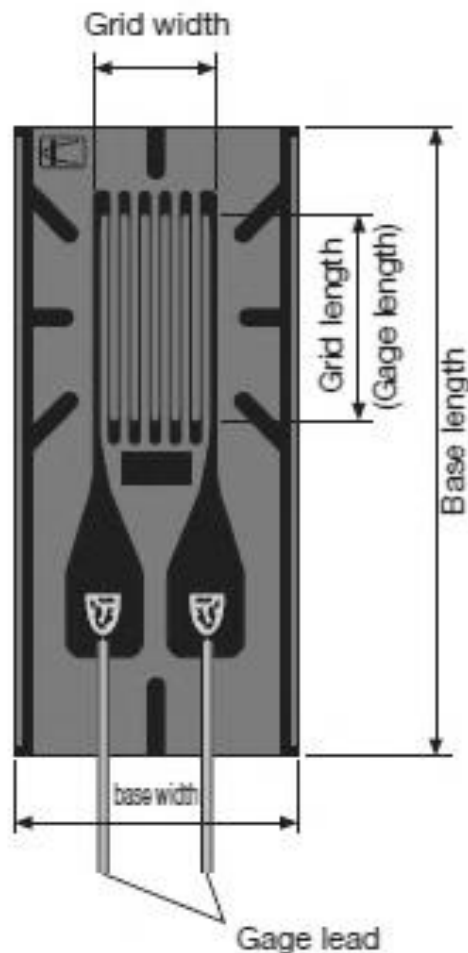
Työssä suunniteltavan voima-anturin toiminta perustuu jouselementin venymien mittaamiseen venymäliuskalla. Venymien perusteella voidaan määrittää anturiin vaikuttavat aksiaalivoimat ja taivutusmomentti. Tässä kappaleessa perehdytään sähköiseen resistanssiin perustuviin venymäliuskoihin. Johtimen sähköinen resistanssi määritellään kaavalla 24, jossa R on johteen resistanssi, ρ johdemateriaalin resistiivisyys, l on johteen pituus ja A on johteen poikkileikkauksen pinta-ala. (Window&Holister, 1983, s.4)

$$R = \rho \frac{l}{A} \quad (24)$$

Venymäliuskan herkkyys kuvaa resistanssin muutoksen suhdetta venymään. Yhteys on esitetty kaavassa 25, jossa dR on resistanssin muutos, R on alkuperäinen resistanssi, S_e on venymäliuskan herkkyys ja ε on suhteellinen venymä (Fraden, 2010, s.356).

$$\frac{dR}{R} = S_e \varepsilon \quad (25)$$

Kuvassa 5 on esitetty aksiaalinen metalliohutkalvovenymäliuska. Taustakalvon päällä oleva metallikalvovastus on valmistettu piirilevyn tavoin etsaamalla halutunpaksuisesta kalvosta. Taustakalvon tehtävänä on muun muassa tukea metallivastusta, toimia rajapintana anturoitavan rakenteen ja metallivastuksen välillä, sähköisesti eristää anturoitava rakenne ja metallivastus, sekä siirtää anturoitavan rakenteen venymä metallivastukselle. Taustakalvon materiaaleina on käytetty muun muassa nitroselluloosaa, epoksihartsia, fenolihartsia ja polyimidejä. Metallisen vastuselementin materiaalina on käytetty kupari-nikkeli -seoksia, nikkeli-kromi -seoksia, platina-wolfram -seoksia ja nikkeli-rauta-kromi-molybdeeni -seoksia. (Window&Holister, 1983, s. 6-9)



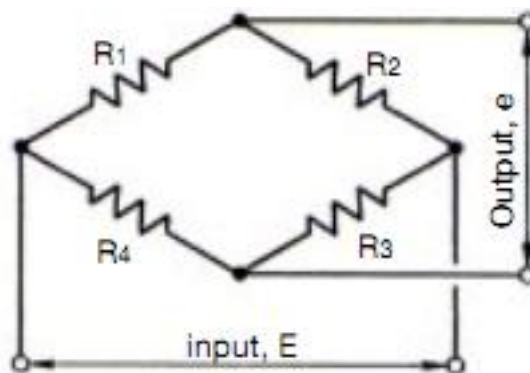
Kuva 4. Metallikalvovenymäliuska (Kyowa, Strain gages, 1-19).

Kuvan 4 kaltaisen aksiaalisen venymäliuskan lisäksi on erilaisia kuormitustapauksia ja käyttökohteita varten saatavilla lukuisia erityyppisiä liuskoja, kuten kaksi- ja kolmiakksiaalisia liuskoja. Lisäksi on saatavilla puolijohdetekniikkaan ja kapasitanssiin perustuvia venymäliuskoja, joita ei nyt käsitellä tarkemmin.

Venymäliuskan luotettava toiminta edellyttää oikeita kiinnitysmenetelmiä ja materiaaleja. Anturoitavan kappaleen pinnan tulee olla puhdistettu pölystä, maalista ja rasvasta ennen venymäliuskan liimaamista. Oikean liiman valinta on tärkeää jo mittaustulosten luotettavuudenkin kannalta. Liimoina on käytetty muun muassa syanoakrylaattia, epokseja ja epoksi-fenoleja. (Window&Holister, 1983, s.39-44) Useimmiten venymäliuska kytketään Wheatstonen siltakytkentänä. Kuvassa 5 on esitetty Wheatstonen siltakytkentä, jossa E on syöttöjännite ja e on ulostulojännite. Kun vastukset R_1 , R_2 , R_3 ja R_4 ovat yhtä suuria, ulostulojännite on nolla. Vastuksen 1 paikalle voidaan asettaa venymäliuska. Venymäliuskan vastuksen muuttuessa saadaan ulostulojännitteeksi u resistanssin muutosta vastaava jännite. Ulostulojännite u voidaan ilmaista resistanssin muutoksen ja syöttöjännitteen funktiona kaavalla 26. Vastaavasti venymä voidaan ratkaista kaavasta 27. Edellä esitetyn lisäksi on lukuisia muita kytkentätapoja, joita ei käsitellä tässä. (Kyowa, 03/05, s.9)

$$u = \frac{1}{4} \frac{\Delta R}{R} U \quad (26)$$

$$u = \frac{1}{4} S_e \varepsilon U \quad (27)$$



Kuva 5. Wheatstonen siltakytkentä. (Kyowa, 03/05, s.9)

3 KÄYTTÖKOHDDE

Käyttökohteessa antureihin kohdistuu staattisen peruskuorman lisäksi muuttuva kuormitus, jonka suuruus voi olla suhteellisen pieni.

3.1 Pysyvä kuorma

Anturit asennetaan kuvan 1 mukaisesti tukieristimen ylä- ja alapäihin. Staattisessa tilanteessa alimmaiseen anturiin vaikuttaa aksiaalivoimana tukieristimen, kiskon ja kiinnittimien omapaino. Ylimmäiseen anturiin vaikuttaa ainoastaan kiskon ja kiinnittimien paino. Aikaisemman FE-analyysin mukaan raskaimmin kuormitetun tukieristimen alapäässä eli alemmassa anturissa vaikuttava aksiaalivoima on 7,22 kN. Ylemmässä anturissa kuormitus on tukieristimen painon verran pienempi eli noin 3,08 kN (Tiusanen, 2011, RD plan).

3.2 Vaihtuva kuormitus

Mittauksissa systeemiin aiheutetaan värähdysliike, jonka oletetaan olevan samaa suuruusluokkaa aikaisemmin elementtimenetelmällä saatujen tulosten kanssa (Tiusanen, 2011, RD plan). FE -analyysin mukaan kokoojakiskon ensimmäisen kertaluvun ominaistajuus on 1,577 Hz. Analyysin mukaan 30 kg harmoninen kuormitus aiheuttaa kokoojakiskoon suurimmillaan 320 mm siirtymän. Dynaaminen kuormitus tukieristimen ylä- ja alapäissä vaihtelee välillä -1,85...1,85 kN. Kuormitus on yhtä suuri molemmissa päissä. Staattinen ja dynaaminen puristuskuormitus summautuvat suurimmillaan arvoon 9,07 kN tukieristimen alapäässä. Värähtely aiheuttaa tukieristimiin myös taivutusmomentin suuruudeltaan 440 Nm (Tiusanen, 2011, RD plan).

3.3 Tavoiteltavat mekaaniset ominaisuudet

Lähtökohtaisesti tavoitteena on saavuttaa anturille vastaavat lujuus ja jäykkyysominaisuudet kuin muulle rakenteelle. Herkkyyden vuoksi joudutaan tekemään kuitenkin kompromisseja, mutta anturin lujuutta voidaan verrata esimerkiksi tukieristimen lujuusarvoihin.

Tukieristimen valmistaja ilmoittaa tukieristimelle vähimmäismurtokuormat.

- Vaakatasossa vaikuttava leikkausvoima 12500 N.
- Taivutusmomentti(pistemomentti) tukieristimen yläpäässä 8375 Nm.
- Vääntömomentti 6000 Nm.

(Tiusanen, 2011, RD plan)

3.4 Käyttökohteen asettamat geometriavaatimukset

Käyttökohteen pulttiliitos asettaa enimmäishalkaisijan anturin sylinterimäiselle osalle.

Tukieristimen alapäässä pulttikehän halkaisija on 325 mm ja yläpäässä 254 mm.

Antureiden yhteenlasketut korkeudet lisäävät kokoojakiskon kiinnittimen korkeutta.

Antureiden suurimmille sallituille korkeuksille ei ole asetettavissa absoluuttista ylärajaa, mutta vältetään mitoittamista tarpeettoman korkeaksi. Toisaalta liian matala sylinterimäinen osa saattaa voi vaikeuttaa kalibrointia tai kalibraatiokertoimen määrittystä.

4 ANTURIN SUUNNITTELU

Anturin sylinterimäisen osan lujuus tarkastetaan ja verrataan sitä oletettuun mittauksen aikaiseen kuormitukseen sekä tukieristimen maksimikapasiteettiin. Anturin herkkyyttä parantavia rakenteellisia epäjatkuvuuskohtia tarkastellaan elementtimenetelmällä. Ylä- ja alapuolisille antureille määritetään laipat edellä mainittujen geometriaehtojen mukaisesti. Anturin väsymislujuus ei ole tässä tapauksessa mitoituskriteeri.

4.1 Alemman anturin sylinterimäinen osa

Anturin sylinterimäinen jouselementti valmistetaan S355 lujuusluokan teräksestä. Valitaan sylinterin ulkohalkaisijaksi putkiaihioiden saatavuustaulukon perusteella 190 mm (Polarputki, 2010, s. 4/5). Valitaan sylinterin seinämäpaksuudeksi alustavasti 4 mm ja korkeudeksi 200 mm. Sylinterin seinämäpaksuudella on merkitystä anturin herkkyyteen ja jäykkyyteen. Sylinterin pituudella on vaikutusta voimavuon jakaantumiseen. Anturi olisi ehkä mahdollista mitoittaa lyhyemmäksi, mutta pyritään ehkäisemään voimavuon epätasaista jakautumista käyttämällä mieluummin hieman suurempaa korkeutta, koska ei ole varmuutta kuormituksen siirtymisestä muista rakenteista anturiin. Sylinterin kapasiteetti tarkastetaan edellä mainituilla mitoilla. Sovelletaan kohdassa 2.2 esitettyä menettelyä sylinterin lommahduslujuuden määrittämiseksi. Laskutoimitukset on esitetty liitteessä 2. Sylinterin pituusparametriksi ω saadaan 10,37. Sylinteri luetaan pituusparametrin mukaan keskipitkäksi, joten kertoimena C_x käytetään arvoa 1,0. Kimmoteorian mukaiseksi lommahdusjännitykseksi $\sigma_{x,Rcr}$ saadaan 5,2043 GPa. Lommahduksen pienennystekijäksi χ_x saadaan 0,9681. Lommahduksen mitoitusarvoksi $\sigma_{x,Rd}$ saadaan 312 MPa.

FE-analyysin mukaan suurin hetkellinen aksiaalkuormitus tukieristimen alapäässä on 9,07 kN ja taivutusmomentti 440 Nm (Tiusanen, 2011, RD plan). Näiden kuormitusten interaktion sylinterin seinämään aiheuttaman jännityksen huippuarvo on noin 8 MPa. Tämän suhde lommahdusjännitykseen on vain 0,03.

Tukieristimen taivutusmomenttikapasiteetti koostuu valmistajan ilmoittamasta maksimitaivutusmomentista, sekä valmistajan ilmoittaman maksimivoiman

aiheuttamasta taivutuksesta. Maksimimomentti tukieristimen alapäässä on 50,25 kNm. Sylinterin taivutusmomenttikapasiteetin suhde tukieristimen taivutusmomenttikapasiteettiin on noin 0,66. Anturin lujuus ei vastaa muiden rakenteiden lujuuksia, mutta on otettava huomioon, että mittausten aikainen kuormitus on oletettavasti huomattavan paljon alhaisempi kuin ilmoitettu tukieristimen murtokuorma. Yksityiskohtaiset lujuuslaskelmat on esitetty liitteessä 2.

4.2 Ylemmän anturin sylinterimäinen osa

Ylimmäisen anturin mitoituksessa tärkeää on riittävän herkkyyden saavuttaminen. Ylemmän anturin tuoma jousto järjestelmään ei ole yhtä haitallista kuin alemman, koska vastaavaa vipuvarsivaikutusta ei ole. Valitaan anturin sylinterimäisen osan ulkohalkaisijaksi alustavasti 80 mm. Lähin putkiaihiokoko on 81,5 mm, jonka sisähalkaisija on 61,5 mm (Polarputki, 2010, s. 2/5). Seinämäpaksuudeksi valitaan alustavasti 3 mm. Valitaan sylinterin pituudeksi 150 mm samoin perustein kuin alemmassa anturissa. Materiaaliksi valitaan lujuusluokan S355 teräs kuten alemmassakin anturissa. Edellä mainituilla arvoilla lommahdus ei ole kriittinen vauriomuoto. Tarkastellaan oletettujen kuormien suhdetta sylinterin puristus ja taivutuskapasiteetteihin. Oletetun aksiaalikuorman suhde puristuskestävyyteen on 0,019 ja oletetun taivutusmomentin suhde taivutuskestävyyteen on 0,092. Nämä summautuvat arvoon 0,11. Toisaalta taivutuskapasiteetin suhde tukieristimelle ilmoitettuun minimitaivutuskestävyyteen on 0,57. Anturin lujuus ei vastaa tukieristimen taivutuslujuutta, mutta oletetaan, ettei mittausten aikana esiinny näin suuria kuormia. Yksityiskohtaiset lujuuslaskelmat on esitetty liitteessä 2.

4.3 Jännityskonsentraatioiden tarkastelu elementtimenetelmällä

Tutkitaan elementtimenetelmällä erilaisia anturin detaljivaihtoehtoja, joilla saadaan anturin herkkyyttä parannettua jäykkyyden ja lujuuden pysyessä silti riittävinä. Analyysin tuloksena ei ole tarkoitus etsiä todellisia mittauksen aikana esiintyviä arvoja, vaan analyysin tarkoitus on lähinnä tutkia kahden eri detaljivaihtoehdon aiheuttamaa eroa liuskan kohdalle syntyviin venymiin. Sen takia ei listata tarkkoja jännitys- tai venymäarvoja, vaan tarkastellaan vain jännityskonsentraatiokertoimia.

Rakennedetaljilla pyritään aiheuttamaan venymäliuskan kohdalle mahdollisimman suuri jännityskonsentraatio. Täten kuormituksen vaihdellessa paikallinen jännitysvaihtelu saadaan suuremmaksi kuin nimellinen jännitysvaihtelu. Sylinterimäinen osa mallinnettiin SolidWorks ohjelmistolla, ja laskenta suoritettiin lineaarisena staattisena analyysinä Femap/NxNastran ohjelmistolla käyttäen kuorimallia. Sylinteri mallinnettiin symmetriaa hyväksikäyttäen neljäsosasektorina.

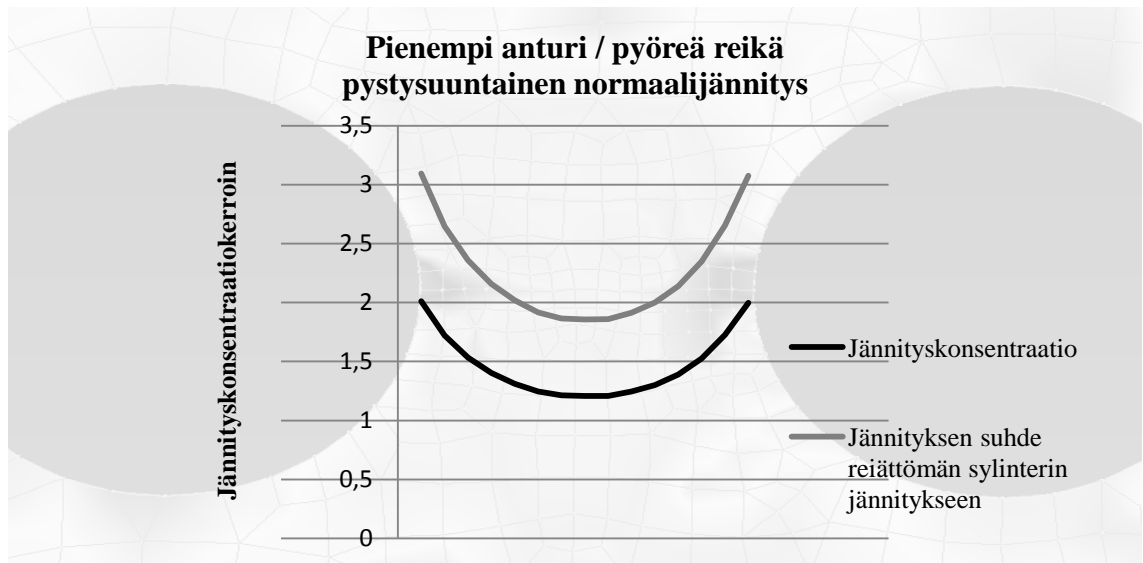
Tarkastelussa käytetään alimman anturin aksiaalikuormana 10 kN arvoa ja ylemmän anturin aksiaalikuormana 5 kN arvoa.

4.3.1 Tutkittavat detaljivaihtoehdot

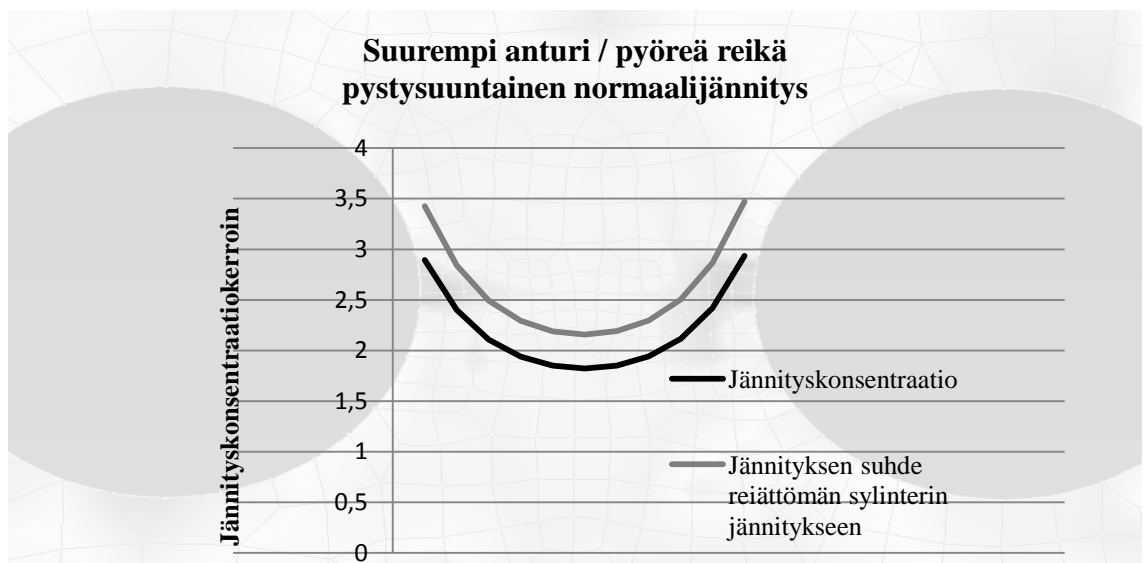
Tutkitaan kahta erilaista detaljivaihtoehtoa, joilla synnytetään rakenteellisen jännityksen keskittymä venymäliuskan alle. Yläpuoliselle anturille tutkitaan vain pyöreä reikä, koska anturin poikkileikkaus voidaan mitoittaa jo lähtökohtaisesti herkäksi. Alapuolisen anturin tapauksessa tutkitaan pyöreän reiän lisäksi soikioreikä, joka pienentää anturin poikkileikkauksen pinta-alaa enemmän.

4.3.2 Pyöreä reikä

Synnytetään jännityskeskittymä kahden halkaisijaltaan 10 mm reiän väliin. Pienemmässä anturissa reikien keskilinjojen välinen kulma on 26° ja suuremmassa 12° . Ylimmäisen anturin reikien välisen kannaksen jännityskonsentraatio ja pystysuuntaisen normaalijännityksen suhde reiättömän sylinterin jännitykseen on esitetty kuvassa 9 ja alemman anturin kuvassa 10. Kuvaajissa musta käyrä kuvaa kannaksen jännityksen suhdetta nimelliseen jännitykseen joka on laskettu käyttäen pinta-alana todellista nettopinta-alaa. Harmaa käyrä kuvaa kannaksen jännityksen suhdetta nimelliseen jännitykseen, joka on laskettu olettamalla sylinteri yhtenäiseksi.



Kuva 9. Pienemmän anturin reikien välisen kannaksen jännityskonsentraatio ja jännityksen suhde reiättömän anturin jännitykseen kun rakennedetaljina pyöreä reikä. Kannaksen leveys 7,2 mm.

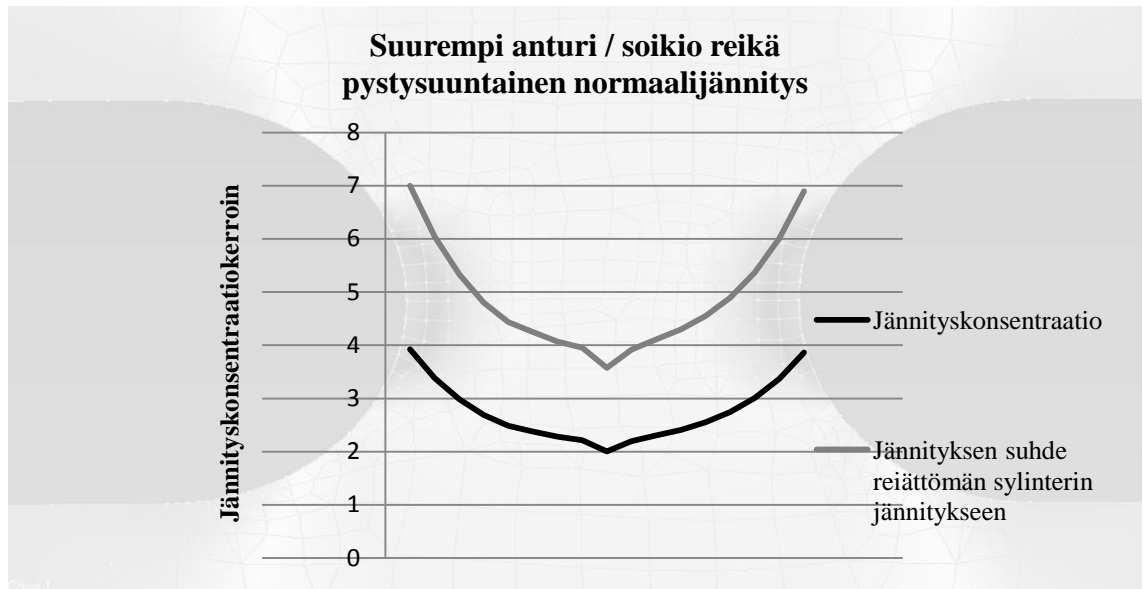


Kuva 10. Suuremman anturin reikien välisen kannaksen jännityskonsentraatio ja jännityksen suhde reiättömän anturin jännitykseen kun rakennedetaljina pyöreä reikä. Kannaksen leveys 7,6 mm.

4.3.3 Soikioreikä

Toisena vaihtoehtona tarkasteltiin jo merkittävästi poikkipinta-alaa pienentävää soikioreikää. Reiän korkeus on 6 mm ja pituus 50 mm. Kuvassa 11 on esitetty

suuremman anturin soikioreikien välisen kannaksen jännityskonsentraatio ja kannaksen jännityksen suhde reiättömän sylinterin jännitykseen.



Kuva 11. Suuremman anturin soikioreikien välisen kannaksen jännityskonsentraatio ja jännityksen suhde reiättömän sylinterin jännitykseen kun rakennedetaljina soikioreikä. Kannaksen leveys 7,6 mm.

4.4 Muut yksityiskohdat

Määritetään anturin sylinterimäiseen osaan kiinnittyvät pyöreät laipat, sekä niiden ja sylinterimäisen osan välinen hitsausliitos. Valmistettavista antureista 6 kappaletta sijoitetaan tukieristimen yläpäähän ja 6 kappaletta alapäähän. Yläpuolisissa antureissa käytetään samanlaista laippaa kuin tukieristimen yläpäässä. Pyöreän laipan ruuvikehän halkaisija on 254 mm. Laipan paksuudeksi asetetaan 15 mm tukieristimen laipan paksuuden mukaisesti. Alapuolisen anturin pulttikehän halkaisija on tukieristimen määräämä 325 mm. Laipan paksuutena käytetään 15 mm. Sekä ylä- että alapuolisen anturin ruuviliitos käsittää 8 kappaletta M16 pultteja, joita varten laippaan tehdään 18 mm reiät 45 asteen kulmaan toisistaan. Anturit asennetaan samansuuntaisesti toisiinsa nähden ja anturien suunnat merkitään suojakuoreen tai laippaan selkeästi asennuksen helpottamiseksi.

Määritetään hitsi tasalujaksi anturin sylinterimäisen osan kanssa. Yksinkertaistettua menettelytapaa käyttäen hitsin a-mittavaatimukseksi saadaan 4 mm. (Leino, 2006, s.47)
Laskut on esitetty liitteessä 2.

Anturi suojataan kolhuja ja roiskeita vastaan sekä asennuksen helpottamiseksi suojakuorella. Suojakuori kiinnitetään paikoilleen lopuksi venymäliuskojen liimaamisen ja kaapeloinnin jälkeen. Suojakuori ja sen liittäminen on esitetty valmistuskuvissa liitteessä 1.

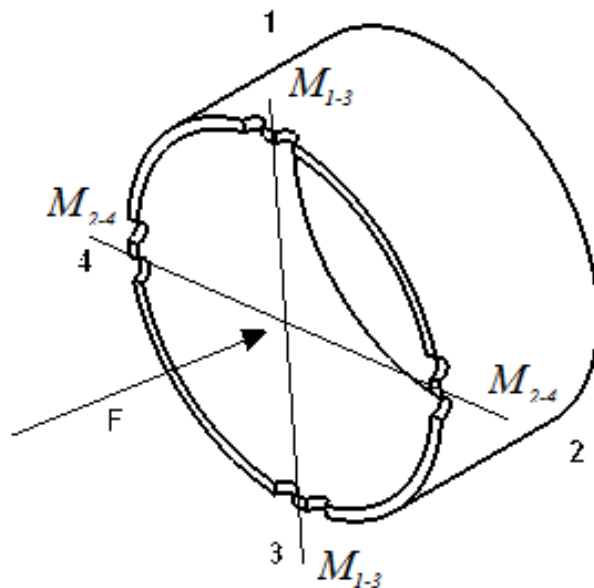
Anturiin liimataan Kyowan HBM 3/120 LY41 venymäliuskat. Kukin neljästä venymäliuskastasta sijoitetaan symmetrisesti kannaksien keskelle niin, että johdotus on helppo tuoda kohti anturin alalaippaa. Johdotus viedään ulos vedonpoistavalla läpiviennillä suojakuoren läpi.

5 KALIBROINTI

Kullekin anturille määritetään kalibraatiokerroin, jonka avulla muutetaan venymät aksiaalivoimaksi ja taivutusmomentiksi. Oletetaan voima-venymä –yhteyden noudattavan kimmotilassa teknistä taivutusteoriaa eikä jännityskonsentraatioita oteta laskussa huomioon. Toisinsanoen kalibraatiokuormituksessa saatu kerroin on laskennallisen kuormituksen suhde todelliseen hydraulipuristimesta mitattuun kuormitukseen. Näin ollen kerroin on samaa suuruusluokkaa kuin kappaleessa 4.3.2 esitetty kannaksen jännityksen suhde reiättömän sylinterin jännitykseen.

Kuten myöhemmin esitetään, kalibraatiokuormitus antaa puristusta ja taivutusta laskettaessa hieman esisuuruisia kertoimia. Lopulliseksi kertoimeksi voidaan valita näiden keskiarvo tai käyttää eri kuormituskomponenttien laskentaan eri kertoimia.

Kun tunnetaan neljän liuskan venymäkomponentit, voidaan määrittää laskennalliset kuormituskomponentit. Kuvassa 13 on esitetty anturin kuormituskomponentit, joista F on aksiaalinen puristuskuorma, $M_{2,4}$ taivutusmomentti liuskojen 2 ja 4 kautta kulkevan akselin ympäri ja $M_{1,3}$ taivutusmomentti liuskojen 1 ja 3 kautta kulkevan akselin ympäri.



Kuva 13. Anturin kuormituskomponentit. Leikkauskuva.

Prototyypiantureita kuormitettiin eri kohdista, jotta havaitaan kuormituskohdan vaikutus laskennalliseen kuormitukseen. Antureita puristettiin keskeisesti ja epäkeskisesti, jonka perusteella voitiin laskea tietyllä tarkkuudella todellinen taivutusmomentti.

Merkitään venymiä symboleilla $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ ja ε_4 .

Kun oletetaan, että anturin reikien välinen kannas käyttäytyy kimmoisasti, voidaan taivutusteoriaa ja Hooken lakia soveltamalla johtaa taivutusmomenttien laskemiseksi kaavat 28 ja 29.

Liuskojen 2 ja 4 muodostaman kuvitellun akselin ympäri vaikuttava taivutusmomentti voidaan laskea liuskojen 1 ja 3 venymien avulla kaavalla 28.

$$M_{2-4} = \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_3}{2} * E * W \quad (28)$$

jossa E on materiaalin kimmokerroin ja W anturin sylinterimäisen osan taivutusvastus. Vastaavasti taivutusmomentti liuskojen 1 ja 3 kautta kulkevan akselin ympäri lasketaan kaavalla 29.

$$M_{1-3} = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_4}{2} * E * W \quad (29)$$

Aksiaalikuorma lasketaan käyttäen kaikkien liuskojen venymiä kaavalla 30,

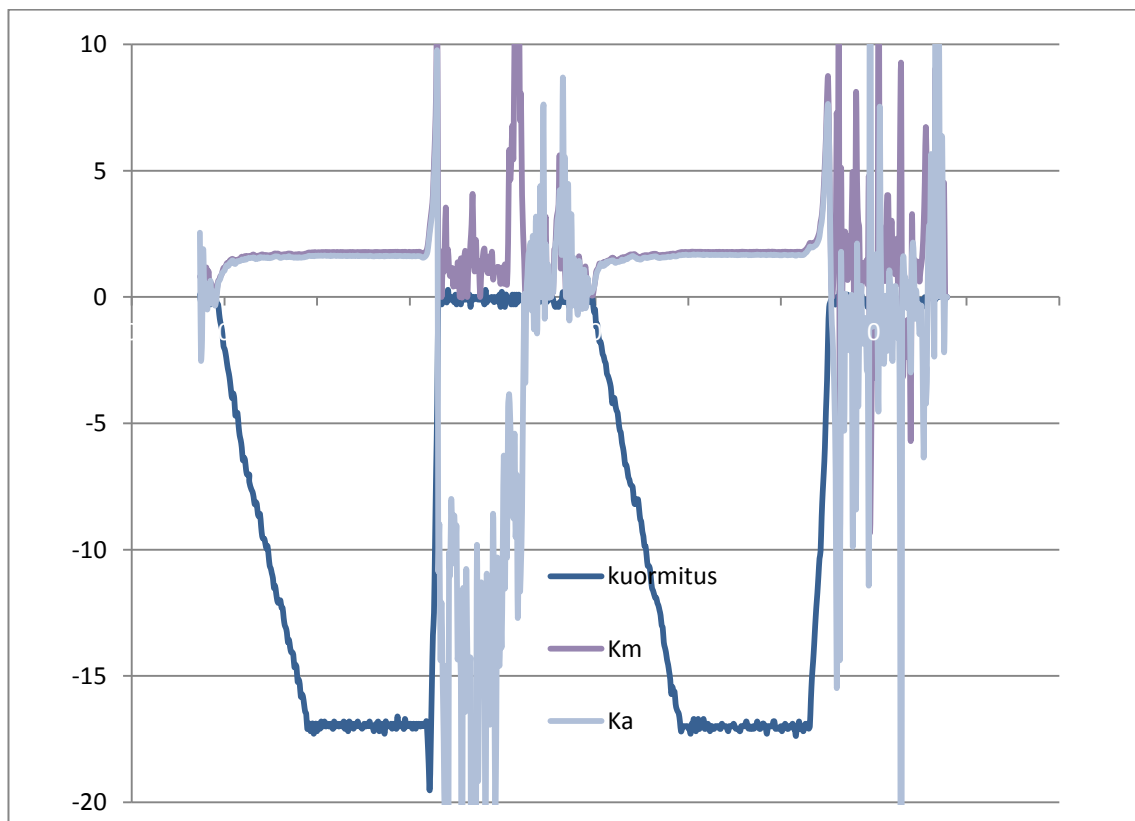
$$F = \frac{\varepsilon_1 - \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)}{2} + \varepsilon_2 - \frac{(\varepsilon_2 - \varepsilon_4)}{2} + \varepsilon_3 - \frac{(\varepsilon_3 - \varepsilon_1)}{2} + \varepsilon_4 - \frac{(\varepsilon_4 - \varepsilon_2)}{2}}{4} * E * A = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4}{4} * E * A \quad (30)$$

jossa A on anturin sylinterimäisen osan poikkileikkauksen nimellinen pinta-ala.

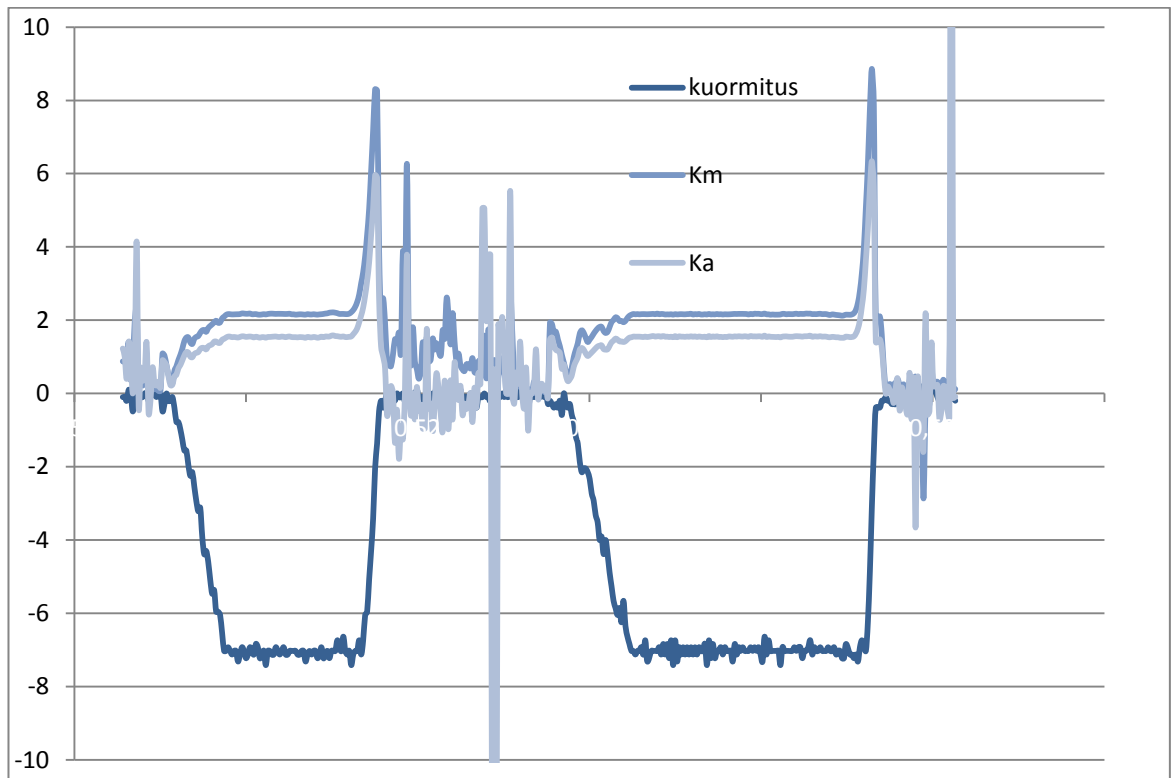
Kuormituskomponenttien laskennassa ei oteta huomioon jännityskonsentraatiokertoimia eikä poikkipinnan pienenemää reikien kohdalla. Täten jännityskonsentraatiokertoimet ja poikkipinnan pienenemän aiheuttama vaikutus sisältyvät kalibraatiokertoimeen. Kuvissa 14 ja 15 on esitetty esimerkkinä laskentakertoimien määrittäminen. Antureita kuormitettiin puristamalla keskeisesti sekä epäkeskisesti eri liuskojen linjoilta. Epäkeskisestä puristuksesta anturiin syntyvä taivutusmomentti lasketaan olettaen vakioksi yli sylinterin pituuden. Näytteenottotajuuksella kalibraatiokuormituksessa on 1 Hz. Tumman sininen käyrä kuvaa kalibraatiokuormitusta, jonka suuruus on tunnettu.

Punainen käyrä K_m kuvaa taivutuksen laskentakerrointa ja vaaleansininen K_a aksiaalikuorman laskentakerrointa.

Havaitaan, että laskentakertoimet asettivat lähelle arvoa 2 kuormituksen vakiintuessa. Tarkemmat laskentakertoimet ja mahdollisesti eriävät kertoimet eri taivutussuunnille määritellään mittausdatan lopullisen analyysin yhteydessä. Vastaavasti kuvassa 15 on esitetty pienemmän anturin kertoimet. Poistettaessa kuormitus kertoimiin syntyy virhettä, jota ei oteta huomioon määrittäessä kerrointa.



Kuva 14. Suuremman anturin kalibraatiokuormitus ja laskentakertoimet.



Kuva 15. Pienemmän anturin kalibraatiokuormitus ja laskentakertoimet.

6 JOHTOPÄÄTÖKSET

Voima-anturisovellus voi perustua venymäliuskojen käyttöön, jolloin venymien perusteella voidaan määrittää anturiin kohdistuva aksiaalivoima ja taivutusmomentit. Voima-anturin käyttökohteen asettamat vaatimukset olivat osin ristiriitaisia joka pakotti suunnittelemaan voima-anturin kompromissina eri ominaisuuksien välille. Suunnittelusta teki haastavan se, että ei voitu määrittellä tarkkoja vaatimuksia, joiden perusteella anturi olisi mitoitettu.

Anturin herkkyys-jäykkyys suhdetta voidaan parantaa jossain määrin rakenteellisten epäjatkuvuuskohtien, tässä tapauksessa reikien, avulla.

Voima-antureiden soveltuvuudesta ja mitoituksen onnistumisesta saadaan tietoa vasta kenttämittausten suorittamisen jälkeen, jolloin nähdään onko herkkyys ollut riittävä tai vastaavasti onko havaittu puutteellisen jäykkyyden aiheuttavan mitattavaan systeemiin muutoksia.

Voima-anturit valmistettiin lopulta rakenneputkesta joka oli mitoiltaan hyvin lähellä alkuperäistä suunnitelmaa. Rakenneputken epätarkempi geometria ja hitsauksen aiheuttamat muodonmuutokset saattoivat vaikuttaa osaltaan eri kuormituskomponenttien erisuuruisiin laskentakertoimiin.

LÄHTEET

Fraden, J. 2010. Handbook of Modern Sensors. 4th edition. Milton Keynes. UK. Springer Science + Business Media LCC. 663 sivua. Physics, Designs and Applications. ISBN 978-1-4419-6465-6

Schule R. & Waiblinger P. & Ackermann R., 2004. Sensors for Force and Pressure. Edition 11/2004. Denkendorf: Festo Didactic GmbH & Co.

SFS EN 1993-1-6, 2007, Eurocode 3. Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-6: Kuorirakenteiden lujuus ja stabiilius, Helsinki, Suomen standardoimisliitto. 92 sivua.

Jari Tiusanen. Fingrid Oyj. 2011. R&D plan.

Pennala, E. 2000. Lujuusopin perusteet. 11. painos, Helsinki, Hakapaino Oy, 400s. ISBN 951-672-297-0, 400s

Ruukki. 2005. Hitsatut profiilit käsikirja. 2. Painos. Keuruu. Otavan kirjapaino Oy. 288 s. ISBN 952-9683-31-6

Window, A. L. & Holister, G. S. 1983. Strain gauge technology. Essex. Applied Science Publishers LTD. 356 s. ISBN 0-85334-118-4

Kyowa, 03/05, What's a strain gage. Introduction to strain gage, [verkkodokumentti], [viitattu 13.12.2011], saatavissa: <http://www.straintech.fi/pdf/whats.pdf>

Kyowa, 07/10, Kyowa measuring instruments, [verkkodokumentti], [viitattu 15.12.2011], saatavissa http://www.straintech.fi/pdf/digest_e.pdf

Peekel Instruments, [verkkosivu], [viitattu 15.12.2011], saatavissa <http://www.peekel.com/splc.html>

Kyowa, 2011, Technical information, [www-sivu], [viitattu 15.12.2011], saatavilla http://www.kyowa-ei.co.jp/english/technical_info/index_loadcell.htm

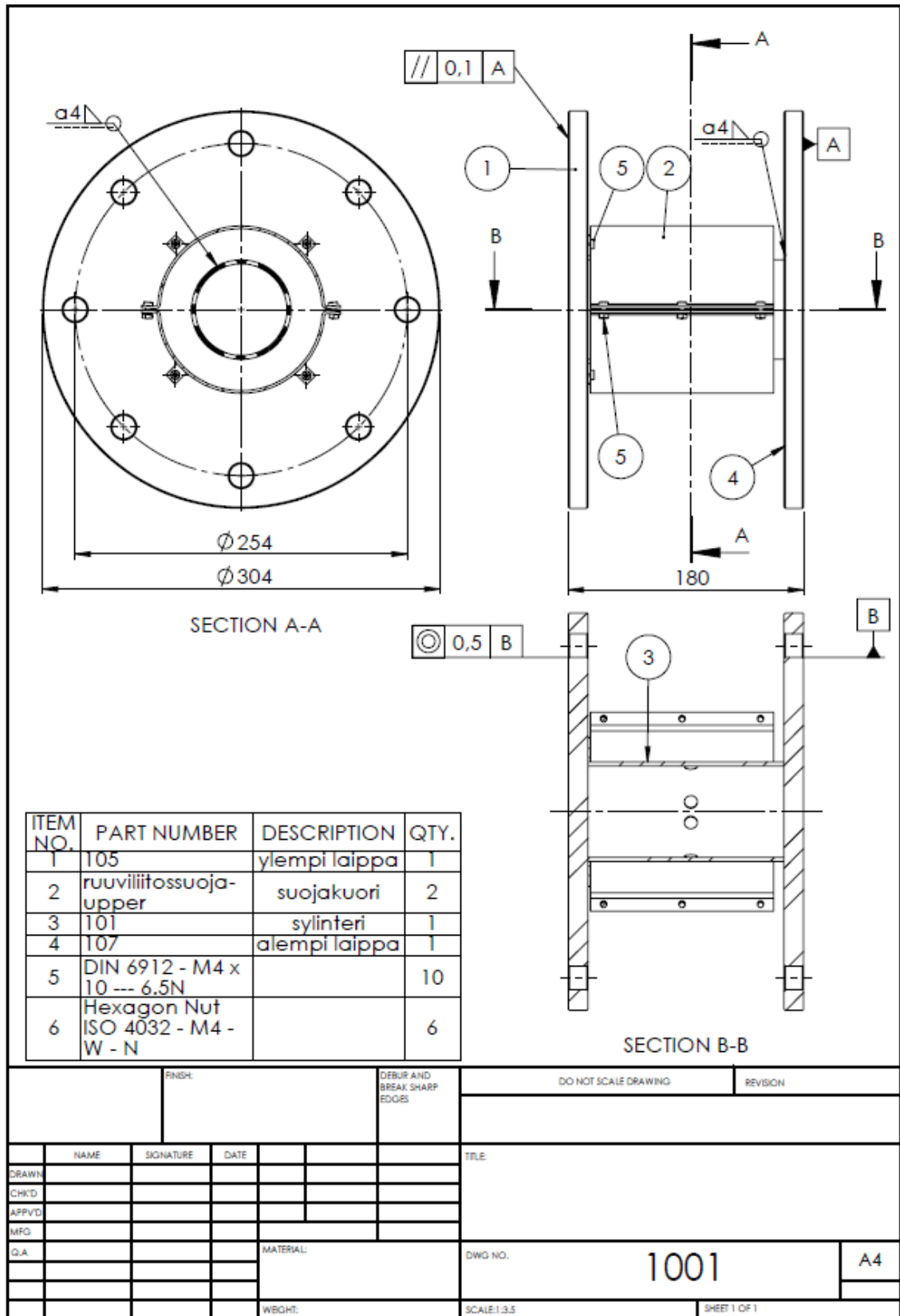
Polarputki, 2010, ainesputket,[verkkodokumentti],[viitattu 4.1.2012], saatavissa
http://www.polarputki.fi/datafiles/userfiles/File/Tuoteluettelo_AE_052010.pdf

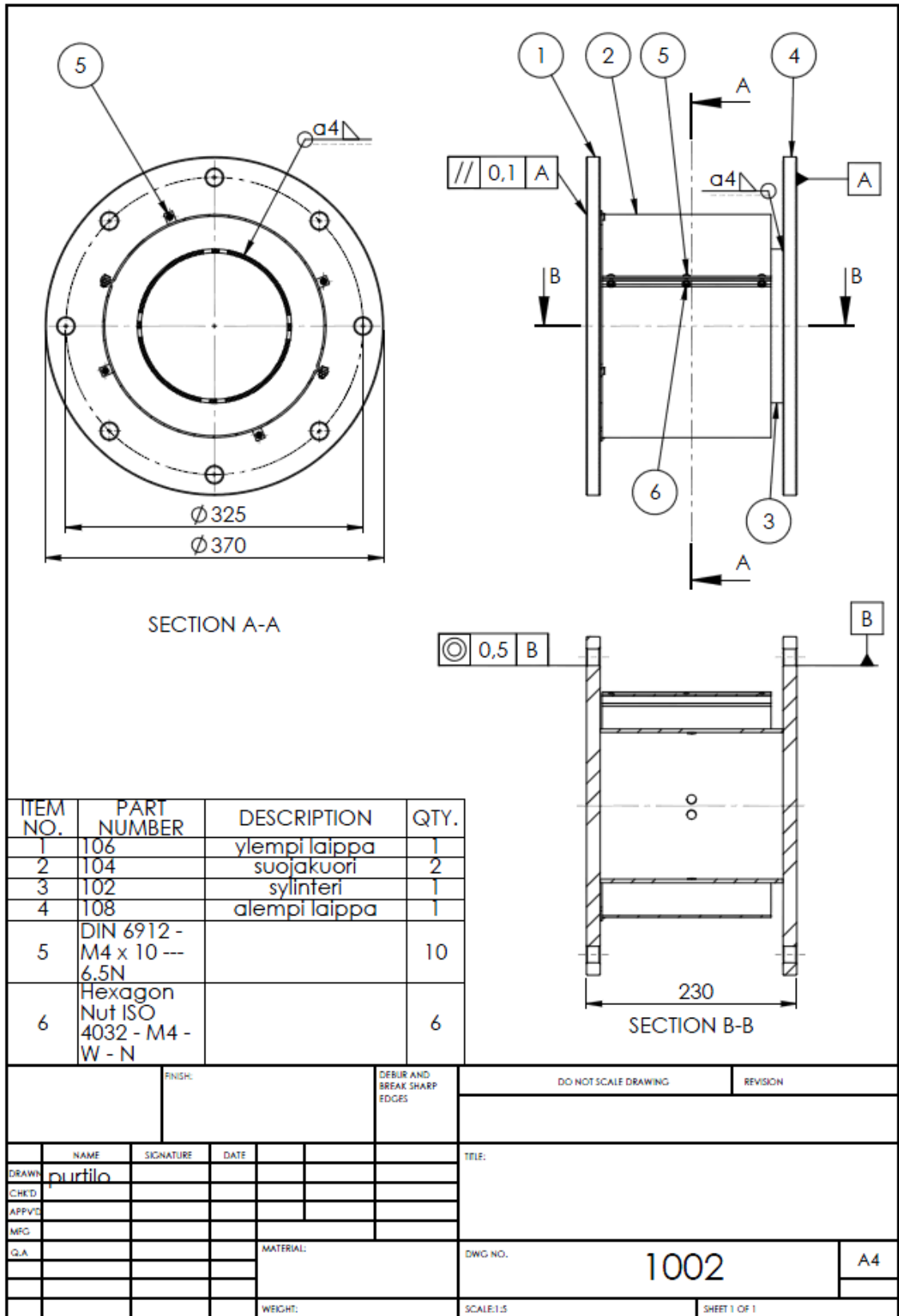
Tapio Leino, 2006, Staattisesti kuormitettujen hitsausliitosten mitoitus,
[verkkodokumentti], [viitattu 12.1.2012], saatavissa
<http://www.ymparisto.fi/download.asp?contentid=74097>

Ruukki, 2010, Hitsatut profiilit EN 1993 –käsikirja, [verkkodokumentti], [viitattu
1.5.2012], saatavissa http://software.ruukki.com/Handbooks+and+Guides/Ruukki-Hitsatut-Profiilit-Kasikirja-2010_PDF-versio.pdf,

Kyowa, Strain gages, [verkkodokumentti], [viitattu 9.9.2012], saatavissa
http://www.kyowa-ei.co.jp/eng/product/strain_gages/gages/kfg01.html

LIITE 1 Antureiden kokoonpanokuvat





LIITE 2 Lujuuslaskelmat

ALEMPI ANTURI

$$l = 200 \text{ mm}$$

$$r = \frac{D}{2} - \frac{1}{2}t = 95 \text{ mm} - 2 \text{ mm} = 93 \text{ mm}$$

$$t = 4 \text{ mm}$$

pituusparametri:

$$\omega = \frac{l}{\sqrt{rt}} = \frac{200 \text{ mm}}{\sqrt{93 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm}}} \approx 10,37$$

Keskipitkä lieriö, joten

$$C_x = 1,0$$

Kimmenteorian mukainen kylkiviivan suuntainen lommahdusjännitys, jossa kimmomoduli $E=200 \text{ GPa}$.

$$C_{x,Rcr} = 0,605 E C_x \frac{t}{r} = 0,605 \cdot 200 \cdot 10^9 \text{ Pa} \cdot 1,0 \cdot \frac{4 \text{ mm}}{93 \text{ mm}} = 5,20430 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

Epätarkkuusamplitudin ominaisarvo:

$$\Delta w_k = \frac{1}{Q} \sqrt{\frac{r}{t}} \cdot t = \frac{1}{16} \sqrt{\frac{93 \text{ mm}}{4 \text{ mm}}} \cdot 4 \text{ mm} = 1,2055 \text{ mm}$$

Epätarkkuuden pienennystekijä:

$$\alpha_x = \frac{0,62}{1 + 1,91(\Delta w_k / t)^{1,44}} = \frac{0,62}{1 + 1,91(1,2055 \text{ mm} / 4 \text{ mm})^{1,44}} = 0,4628$$

$$\bar{\lambda}_{x0} = 0,20$$

$$\beta = 0,60$$

$$\eta = 1,0$$

Plastista rajaa vastaava muunnettu hoikkuus:

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{\alpha}{1 - \beta}} = \sqrt{\frac{0,4628}{1 - 0,60}} = 1,0756$$

Hoikkuusparametri:

$$\bar{\lambda}_x = \sqrt{f_{yk} / \sigma_{x,Rcr}} = \sqrt{355 \text{ Mpa} / 5204,3 \text{ Mpa}} = 0,2612$$

Koska

$$\bar{\lambda}_o \leq \bar{\lambda}_x \leq \bar{\lambda}_p$$

lommahduksen pienennystekijä lasketaan

$$\chi = 1 - \beta \left(\frac{\bar{\lambda} - \bar{\lambda}_0}{\bar{\lambda}_p - \bar{\lambda}_0} \right)^\eta = 1 - 0,60 \left(\frac{0,2612 - 0,20}{1,0756 - 0,20} \right)^{1,0} = 0,9681$$

Lommahdusjännityksen ominaisarvo:

$$\sigma_{x,Rk} = \chi_x f_{yk} = 0,9681 * 355 \text{ Mpa} = 343,68 \text{ Mpa}$$

Lommahdusjännityksen mitoitusarvo:

$$\sigma_{x,Rd} = \sigma_{x,Rk} / \gamma_{M1} = 343,68 \text{ Mpa} / 1,1 = 312,44 \text{ Mpa}$$

Sylinterin maksimitaivutuskestävyys:

$$W = \frac{\pi(0,190^4 - 0,182^4)}{32 \cdot 0,190} = 0,00010645 \text{ m}^3$$

$$M_{\max} = \sigma_{x,Rd} W = 312,44 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0,00010645 \text{ m}^3 = 33212 \text{ Nm}$$

Tukieristimen taivutuskestävyys:

$$\sum M = 8375 \text{ Nm} + 12500 \text{ N} \cdot 3,35 \text{ m} = 50250 \text{ Nm}$$

YLEMPI ANTURI

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$l = 150 \text{ mm}$$

$$t = 3 \text{ mm}$$

$$r = D/2 - t/2 = 38,5 \text{ mm}$$

Kylkiviivan suuntaista lommahdusta ei tarvitse tarkastaa jos

$$r/t \leq 0,03E/f_{yk}$$

$$[38,5 \text{ mm}/3 \text{ mm}] \leq [(0,03 * 210 \text{ e}9)/(355 \text{ e}6)]$$

$$12,8 \leq 16,9$$

Täten lommahdus ei ole kriittinen vauriomuoto ylemmän anturin sylinterimäisessä osassa.

Lasketaan sylinterin kimmoteorian mukainen puristuskapasiteetti.

$$A = \pi * (0,04 \text{ m})^2 - \pi * (0,037 \text{ m})^2 = 0,000725708 \text{ m}^2$$

$$F_{rd} = f_{yk} * A = 355 * 10^6 \text{ Pa} * 0,000725708 \text{ m}^2 = 257,6 \text{ kN}$$

Lasketaan kimmoteorian mukainen taivutuskapasiteetti.

$$M_{rd} = f_{yk} * W = 355 * 10^6 \text{ Pa} * \pi[(0,08 \text{ m})^4 - (0,074 \text{ m})^4]/(32 * 0,08 \text{ m})$$

$$= 4780 \text{ Nm}$$

Oletetaan aksiaalikuormituksen olevan noin 5 kN ja taivutuksen 440Nm.

Oletettavan aksiaalikuormituksen suhde puristuskapasiteettiin on

$$5\text{kN}/257,6\text{kN} = 0,019$$

Oletettavan taivutuskuormituksen suhde taivutuskapasiteettiin on

$$440\text{Nm}/4780\text{Nm} = 0,092$$

Kuormitusten interaktio:

$$0,019 + 0,092 = 0.11$$

Toisaalta taivutuskapasiteetin suhde tukieristimelle annettuun minimitaivutuslujuuteen on

$$4780\text{Nm}/8375\text{Nm} = 0,57$$

HITSAUSLIITOKSET

$$\begin{aligned} a &= (3^{0,5} * \beta_w * \gamma_{M2} * f_{yk} * t) / (\gamma_{M0} * f_u) \\ &= (30,5 * 0,9 * 1,25 * 355 \text{ Mpa} * 3\text{mm}) / (1,0 * 510\text{Mpa}) \\ &= 4,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Yksinkertaistettu menettelytapa olettaa kuormituksesta riippumatta kuormituksen siirtyvän leikkausjännityksiksi. Näin ollen tässä tapauksessa saadaan suurempi a-mitta kuin todellisuudessa on tarpeen, joten voidaan hyvin pyöristää a-mitta arvoon 4mm.