



VENYMÄMITTAUS RAUTATIEVAIHTEEN DIAGNOSOINTIMENETELMÄNÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

Konetekniikan diplomityö

2022

Mika Hänninen

Tarkastajat: Professori Heikki Handroos

Professori Timo Björk

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

LUT Energiajärjestelmät

Konetekniikka

Mika Hänninen

Venymämittaus rautatievaihteen diagnosointimenetelmänä

Konetekniikan diplomityö

2022

75 sivua, 33 kuvaa, 5 taulukkoa ja 3 liitettä

Tarkastajat: Professori Heikki Handroos ja Professori Timo Björk.

Avainsanat: Rautatie, vaihde, vaihteenkääntölaite, diagnostiikka, venymäliuska, kuormitus

Rautateillä vaihteiden luotettavalla toiminnalla on erityisen tärkeä rooli sujuvan rautatieliikenteen mahdollistajana. Nykyisin vaihteiden mekaanista kuntoa ja luotettavuutta ylläpidetään pääsääntöisesti säännöllisten, aiempaan kokemukseen pohjautuvien tarkastus- ja huoltorutiinien avulla. Syynä kokemuseräiseen kunnossapitoon on, että kunnossapitoa hoitavilla tahoilla ei ole juurikaan keinoja saada tietoa vaihteiden huoltotarpeen kriittisyydestä menemättä fyysisesti vaihteen luo ja suorittamalla tarkastusrutiinit. Alalla onkin jo pitkään ollut mielenkiintoa vaihteiden kuntoa arvioivien diagnosointityökalujen kehittämiseksi, mutta markkinoilla ei ole ollut yleisesti käypää ja kustannustehokasta ratkaisua tarjolla.

Rautateillä käytetyn diagnostiikkateknologian taustoihin perehdyttiin kirjallisuuskatsauksessa, johon pohjautuen diplomityön tavoitteeksi määritettiin venymämittauksen soveltuvuuden tutkiminen vaihteen mekaanista kuntoa indikoivan mittaustiedon keräämisessä. Diplomityössä analysoidiin vaihteenkääntölaitteen rakenne, siihen normaalikäytössä kohdistuvia kuormituksia, sekä arvioitiin laskennallisesti venymäanturien soveltuvuutta mittausten menetelmänä. Saatujen tulosten tueksi järjestettiin laboratorioympäristössä käytännön mittauskoe, jossa todennettiin mittausten menetelmän toimivuus todelliseen kääntölaiteeseen asennettuna.

Saaduista tuloksista pääteltiin, että kontrolloituihin testeihin valitut mittausmenetelmät antoivat vain suuntaa antavia tuloksia venymäanturien todellisesta mittauskyvystä. Kokeellisista mittauksista saadusta aineistosta voitiin kuitenkin todeta menetelmän soveltuvan erityisen hyvin kääntölaitteen käyttäytymisen analysointiin. Täsmällisempien testausjärjestelyjen, sekä jatkotutkimusten myötä venymämittauksella arvioitiin olevan potentiaalia laajamittaisen diagnostiikkajärjestelmän toteuttamiseen rautatieympäristössä.

ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

LUT School of Energy Systems

Mechanical Engineering

Mika Hänninen

Strain measurement as a condition diagnosing method for railway point machines

Master's thesis

2022

75 pages, 33 figures, 5 tables and 3 appendices

Examiners: Professor Heikki Handroos and Professor Timo Björk

Keywords: Railway, turnout, point machine, diagnostics, strain gauge, mechanical strain

The reliable functioning of the railway turnouts is essential to enable a fluent and continuous traffic flow on the railways. The most common method to maintain the condition and reliability of the turnouts is by regular maintenance routines based on past experience. The reason for the experience-based approach is that the service personnel do not have other means to estimate the need for maintenance than physically inspecting the point machine and performing the checking routines. Even though the stake holders of the railway industry have expressed a clear interest towards the development of turnout condition diagnosing systems, a commonly available and cost-efficient solutions have yet to enter the market.

In this thesis, the current status of the diagnostic technology used in railway environment was studied, and based on the findings, determining the applicability of strain measurement to collect the mechanical condition data of a point machine was selected as the main objective of the research. The structure of the point machines, as well as the possible types of physical load affecting it were analyzed, and the use of strain gauges as a potential measuring method was assessed with mathematical methods. The results were supported by confirming the functioning of the strain measurement via controlled and experimental measurements in a laboratory environment, utilizing an actual point machine.

The results of the analysis and experiments suggested, that the chosen methods for controlled strain measurement were only capable of providing an estimation of the actual measurement capabilities of the strain gauges in this application. However, the collected experimental measurement data was considered well suitable for making interpretations of the behavior of the point machine. With further research, the method was considered to have potential in enabling the development of a large-scale diagnostic system in railway environment.

KIITOKSET

Diplomityö toteutettiin yhteistyössä Mikkelissä toimivan Mipro Oy:n kanssa. Haluan kiittää Mipro Oy:n Anssi Laakkosta avusta diplomityön aiheen ideoinnissa sekä mahdollisuudesta toteuttaa diplomityö muiden päivätöiden ohessa, ja Jari Luukkosta avusta kokeellisten mitausten järjestelyissä sekä elektroniikkaan liittyneissä kysymyksissä.

Mikkelissä 15.9.2022

Mika Hänninen

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset

A	pinta-ala	[m ²]
A_{\max}	hammastangon suurin poikkipinta-ala	[m ²]
A_{\min}	hammastangon pienin poikkipinta-ala	[m ²]
E	materiaalin kimmokerroin	[N/m ²]
F	voima	[N]
F_j	junan ylityksestä aiheutunut kuormitus	[N]
F_k	vaihteen liikkumista vastustava voima	[N]
F_M	vaihteen moottorin tuottama voima	[N]
k	anturikerroin	[\Delta\Omega/\Omega/\varepsilon]
K	jousivakio	[N/m]
L	pituus	[m]
R	sähkövastuksen resistanssi	[\Omega]
R_a	venymäanturin resistanssi	[\Omega]
t	aika	[s]
T_k	kerroin mittaussignaalia vastaavalle voimalle	[N/mV]
u	siirtymä	[m]
U	jännite	[V]
U_{ex}	siltakytkennän aktivointijännite	[V]
U_o	vahvistettu mittaussignaali	[V]
U_1	venymäanturin jännitehäviö	[V]
U_2	vertailuvastuksen jännitehäviö	[V]

Kreikkalaiset

α	signaalivahvistimen vahvistuskerroin	
ε	suhteellinen muodonmuutos	
σ	mekaaninen jännitys	[Pa]

Vakiot

g	Maapallon vetovoiman kiihtyvyys	m/s ²
-----	---------------------------------	------------------

Lyhenteet

A/D	analogia/digitaalimuunnin
FEM	elementtimenetelmä (Finite Element Method)
IoT	esineiden internet (Internet of Things)

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Kiitokset

Symboli- ja lyhenneluettelo

1	Johdanto.....	11
1.1	Tausta	11
1.2	Tavoitteet ja rajaukset	13
1.3	Menetelmät.....	15
1.4	Diplomityön rakenne.....	16
2	Vaihteen toiminnan tarkastelu	17
2.1	Vaihteenkääntölaitteen rakenne	17
2.2	Rakenteen kuormitustapojen tarkastelu	19
3	Muodonmuutoksen analyyttinen tarkastelu.....	22
4	Mittaustekniikka.....	24
4.1	Venymäliuska-anturi	24
4.2	Wheatstone siltakytkentä	26
4.3	Mittaussignaalin suhde rakenteen muodonmuutokseen.....	27
4.4	Mittaussignaalin vahvistus	30
4.5	Venymäantureihin liittyvät häiriötekijät	31
5	FE-analysointimenetelmä	33
6	FE mallinnus.....	35
6.1	Mallinnuksen mitat.....	35
6.2	Tukipisteet ja kuormitukset.....	37
6.3	Verkotus	40
7	Laboratoriomittaukset.....	42
7.1	Kontrolloitu mittaus	42
7.2	Kokeellinen mittaus	44
8	Tulokset	47
8.1	Mallinnus.....	47

8.2	Laskelmat	51
8.3	Kontrolloidut mittaukset	52
8.4	Kokeelliset mittaukset.....	53
9	Analysointi	59
9.1	FE-malli ja laskelmat	59
9.2	Kontrolloitu mittaus	60
9.3	Kokeellinen mittaus	64
10	Yhteenveto.....	68
10.1	Tulosten arviointi	68
10.2	Johtopäätökset.....	70
	Lähteet	74

Liitteet

Liite 1. Hammastankojen mallinnukseen käytetyt mitat

Liite 2. FEM mallinnuksen yksityiskohdat

Liite 3. Mittausaineisto, kontrolloidut mittaukset

Kuvaluettelo

- Kuva 1. Pelkistetty lyhyen vaihteen ratageometria
- Kuva 2. Havainnekuva vaihteen kääntömekanismista
- Kuva 3. Siemens Bsg-9 kääntölaite asennettuna testitelineeseen
- Kuva 4. Vaihteen käännöstä aiheutunut kuormitus
- Kuva 5. Junan liikkeen aiheuttama kuormitus vaihteenkääntölaitteeseen
- Kuva 6. Venymäliuska-anturi
- Kuva 7. Wheatstone siltakytkennän kaaviokuva
- Kuva 8. Jännitteet vastusten yli
- Kuva 9. Hammastangon profiili
- Kuva 10. FEMAP mallinnukset
- Kuva 11. FEM 1 mallinnetut tuentapisteet
- Kuva 12. FEM 2 mallinnetut tuentapisteet
- Kuva 13. Mallinnettu kuormitus
- Kuva 14. FE-mallien elementtiverkot
- Kuva 15. Anturin asennus ja signaalivahvistin
- Kuva 16. Graphtec datankeruulaite
- Kuva 17. Havainnekuva koejärjestelyistä
- Kuva 18. Esimerkki vaihteen omalla kääntömoottorilla tehdystä testistä
- Kuva 19. Hammastanko 1:stä mallinnetut jännitykset
- Kuva 20. Hammastanko 1:n siirtymät
- Kuva 21. Hammastanko 1:n potentiaalinen anturin sijainti (keltaisella)
- Kuva 22. Hammastanko 2:sta mallinnetut jännitykset, vasen puoli
- Kuva 23. Hammastanko 2:n siirtymät
- Kuva 24. Hammastanko 2:n potentiaalinen anturin sijainti
- Kuva 25. Kontrolloidun mittauskokeen tulokset
- Kuva 26. Normaali kääntö ulospäin
- Kuva 27. Normaali kääntö sisäänpäin
- Kuva 28. Kääntö ulospäin haittaa vasten
- Kuva 29. Kääntö sisäänpäin haittaa vasten, tapaus 1
- Kuva 30. Kääntö sisäänpäin haittaa vasten, tapaus 2
- Kuva 31. Pystysuuntainen kuormitus vaihteen yläpuolelta
- Kuva 32. Parametrien virheen vaikutus lopputulokseen

Kuva 33. Esimerkki testitapahtuman analysoinnista mittaussignaalista

Taulukkoluetelo

Taulukko 1. FEM mallien elementtikohtaiset jännitykset

Taulukko 2. Laskelmat

Taulukko 3. Kontrolloidut mittaukset

Taulukko 4. Kontrolloitujen mittausten vertailu

Taulukko 5. Kokeelliset mittaukset

1 Johdanto

Rautateillä *vaihde* on laite, jonka avulla kiskoilla liikkuva juna, tai muu kalusto, voidaan ohjata raiteelta toiselle. Vaihdetta ohjataan tyypillisesti sähkömoottorilla varustetulla kääntölaitteella, jossa sähkömoottorin tuottama voima siirtää vaihteen kieliä kahden pääteasennon välillä. Kielten pääteasennosta määräytyen, kiskoilla kulkeva liikenne ohjautuu vaihteesta joko suoraan johtavalle, tai poikkeavalle raiteelle.

Käytännössä kaikki raideliikenne on riippuvaista vaihteiden toiminnasta, jonka vuoksi vaihteiden toimivuudella, luotettavuudella, sekä turvallisuudella on merkittävä rooli sujuvan junaliikenteen mahdollistajana. Näin ollen radan liikennöitävyyden kannalta on erityisen tärkeää, että radan kunnossapito pystyy minimoimaan vaihteissa esiintyvät vikaantumiset, ja ylläpitämällä vaihteiden toiminnallista luotettavuutta.

Vuonna 2018 Suomen rataverkolla oli käytössä lähes 5300 vaihdetta (Traficom, 2019), joiden kunnossapitokustannusten osuutta valtion vuotuisesta radan hoito- ja käyttökustannuksiin varatusta rahoituksesta voidaan pitää merkittävänä (Liikennevirasto 1, 2016).

1.1 Tausta

Vaihteet ovat osa rautatien liikenneturvallisuudesta huolehtivaa elektronista turvajärjestelmää, asetinlaitetta. Asetinlaitteen tehtäviin kuuluu ohjata vaihteiden asennot junaliikenteen tarpeiden mukaisesti, sekä valvoa vaihteiden pysyminen pääteasennossaan, jotta niiden yli on turvallista liikkua. Turvajärjestelmän toteuttama vaihteen asennonvalvonta rajoittuu tyypillisesti vain mekanismiin liitetyistä valvontakoskettimista tulkittuun tilatietoon vaihteen asennosta, eikä se itsessään havainnoi mekanismin yleistä käyttäytymistä tai kulumista, ennen kuin siitä koituu ongelmia turvajärjestelmän tulkitseman pääteasennon valvontaan.

Nykyisellään kääntölaitteen mekaanista kulumista sekä säätöjen löystymistä hoidetaan pääsääntöisesti manuaalisesti säännöllisillä tarkastuksilla sekä säätörutiineilla (Liikennevirasto 1, 2016; Hamadache, et al., 2019). Kokemuserusteiset ja silmämääräiseen arvioon perustuvat huoltorutiinit ovat paitsi työläitä ja ylläpidollisesti kalliita, piilevät ja erittäin hitaasti kehittyvät vikamuodot saattavat hyvin tiiviissä käytössä olevissa vaihteissa jäädä tarkastuksissa silti huomaamatta. Havaitsematta jääneen vian seurauksena käyttöä haittaava vikaantumisen ilmenee yllättäen kunnossapitokierrosten välillä – aiheuttaen haittaa junaliikenteen kulkuun sekä aikatauluihin.

Yllättävien vikaantumisien aiheuttamaa ongelmaa on rutiininomaisen kunnossapidon lisäksi pyritty ratkaisemaan eri järjestelmätoimittajien toimesta mm. kehittämällä teknologisia ratkaisuja havaita vikojen kehittymistä, ja ennustaa vaihteen vikaantumisen syntyä (Hamadache, et al., 2019). Aiheesta tehdyn kirjallisuuskatsauksen perusteella yleisimpiä vaihteenkääntölaitteen diagnosointiratkaisuja ovat olleet mm. kääntölaitteen moottorin virrankulutuksen seuranta ja analysointi (García, et al., 2007; Atamuradov, et al., 2020; Mistry, et al., 2020; Eker, et al., 2011), sekä vaihteen kääntöä ohjaavan elektronisen asetinlaitteen sisäisen datan kerääminen ja analysointi (Silvola, 2020). Kerättyä mittausdataa on jalostettu reaaliaikaisiksi diagnostiikka- sekä prognostiikkasovelluksiksi, jotka tuottavat arvion vaihteen mekaanisesta kunnosta kunnossapidon tueksi.

Parhaimmillaan diagnostiikkaa sekä prognostiikkaa tarjoavien järjestelmien on arveltu mahdollistavan kunnossapidon priorisoinnin perustuen vaihteen sen hetkisen kuntoarvioon kiinteiden aikataulujen sijaan. Järjestelmän mahdollistamalla priorisoinnilla voitaisi kohdistaa huoltoresursseja niihin kohteisiin, joissa sitä eniten tarvitaan. Samalla ehkäisten liikennehaittaan johtavia vikaantumisia. (Hamadache, et al., 2019.)

Suomessa diagnostiikkajärjestelmien toteuttaminen on kuitenkin ollut vähäistä uusissakin ratakkeissa, ja useimmat toteutustavat ovat tyypillisesti erityisen riippuvaisia yhteensopivuudesta sen turvajärjestelmän kanssa, josta data kerätään. Turvajärjestelmään liitetyt oheisjärjestelmät edellyttävät myös niihin liittyvien turvallisuusstandardien noudattamista, mikä puolestaan lisää merkittävästi niiden kehitys- ja hankintakustannuksia.

Useimmissa kirjallisuudessa esitellyissä ratkaisuisa diagnostiikkajärjestelmien todettiin olleen herkkiä ulkoisille häiriöille, aiheuttaen herkästi vääriä hälytyksiä vaihteen vikaantumista (García, et al., 2007; Siroklyn, et al., 2018). Viimeisimmissä julkaisuissa datapohjaisiin viantunnistusmenetelmiin on yhdistetty neuroverkkoihin pohjautuvia tekoälysovelluksia, joiden avulla aiheettomien vikatulokintojen määrää on saatu pienennettyä (Hamadache, et al., 2019).

Vaikka samantyyppisiä diagnostiikkaratkaisuja on tutkittu muilla teollisuudenaloilla (Gebrael, et al., 2009), aihetta käsittelevistä artikkeleista voidaan päätellä, että rautateillä diagnostiikkajärjestelmien teknologia on vielä varsin nuori. Tästä johtuen kunnossapitoa hoitaville tahoille ei ole nykyisellään tarjolla valmista ja luotettavaa vaihteiden kuntoa arvioivaa diagnostiikkatyökalua, jolla voitaisi seurata vaihteen toimintaa pitkällä aikavälillä sen taustalla toimivasta turvajärjestelmästä riippumatta. Näin ollen suurin osa käytössä olevista vaihteenkääntölaitteista ei nykyisellään mahdollista muuta kuin kokemusperäiseen ja aikatauluihin perustuvan ennakoivan kunnossapitomenettelyn.

Julkaisujen lukumäärästä ja julkaisutiheydestä päätellen vaihteiden diagnostiikkaa tarjoava työkalu on kuitenkin koettu tärkeäksi kehityskohteeksi. Alalla on selkeästi yleistä kiinnostusta datapohjaista analytiikkaa tarjoavien järjestelmien edistämistä kohtaan (Väylävirasto 1, 2021; Väylävirasto 2, 2021). Onnistuneella vaihteenkääntölaitteen käyttäytymisen mittaamisella, seurannalla ja diagnostiikalla on arvioitu olevan suuri potentiaalinen hyötyvaikutus kunnossapidon priorisoinnissa oikeisiin kohteisiin. Sen on arvioitu myös parantavan radan ylläpidon tehokkuutta ja parantavan laitteiston luotettavuutta vähentämällä yllättävistä vaihteiden vikaantumista seuranneita liikennehaittoja (Hamadache, et al., 2019).

1.2 Tavoitteet ja rajaukset

Useimmissa aiemmissa vaihteen diagnostiikkaa käsittelevissä artikkeleissa oli keskitytty sähkövirran mittaustuloksiin ja hyödynnetty voima-antureita vain tukemaan sähkövirrasta tehtyjen mittaustulosten analysointia (García, et al., 2007; Eker, et al., 2011; Atamuradov,

et al., 2020). Aiemmissä julkaisuissa voima-antureina on käytetty pääosin ns. invasiivisia antureita, jotka sijoitettiin sisään vaihteen kääntömekanismiin, voimanvälitykseen liittyvien osien väliin.

Aiempien aihetta käsittelevien artikkelien, kuten Atamuradov, et al.:n (2020) esittelemissä tuloksissa, voima-anturin antamat tulokset näyttivät selkeästi korreloivan lähes kaikkien vaihteissa pitkällä aikavälillä kehittyvien vikaantumismuotojen kanssa. Voima-anturien haittapuolena on, että useimmiten turvalaitteen mekanismien muutokset eivät ole sallittuja ilman asianmukaisia asennustavan hyväksyntäprosesseja, mistä johtuen invasiivisia antureita ei ole voitu käyttää osana lopullisen analysointijärjestelmän toteutusta. Näin ollen voima-antureista mitatut tulokset vaikuttavat jääneen useimmissa julkaisuissa melko vähäiselle huomiolle.

Kirjallisuuskatsaukseen pohjautuen tämän diplomityön perusolettamus on, että vaihteeseen tavanomaisissa käyttötilanteissa kohdistuvien voimien muutokset korreloivat mekanismeissa syntyvien vikaantumisien kanssa. Tämän diplomityön tavoitteena on selvittää, voidaanko vaihteen mekanismiin normaalissa käytössä kohdistuvia voimia havaita hyödyntäen helposti asennettavia, ei-invasiivisia, ja taustalla olevasta turvajärjestelmästä riippumattomia mittausten menetelmiä. Mittausmenetelmän tulisi olla riittävän tarkka havaitsemaan tavanomaisimmat kuormitustapaukset, sekä niissä pitkällä aikavälillä syntyneet muutokset; kuten heikentynyt käännön aikana vaikuttava voima, mekaaninen värähtely ja mekanismiin syntyvistä välöksistä aiheutuneet kuormituspiikit.

Diplomityössä keskitytään vaihteenkääntölaitteeseen kohdistuviin kuormituksiin, ja siinä tapahtuvien muodonmuutosten analysointiin. Diplomityön laajuudesta rajattiin pois kiskoihin, kiskojen tuentaan, vaihteen kieliin, muihin turvalaitteisiin sekä radan päällysrakenteeseen liittyvien vikojen tulkinta.

Onnistuessaan diplomityössä käytetty mittausmenetelmä voisi mahdollistaa mittausaineiston keräämisen vaihteen mekanismeissa esiintyvien rakenteellisten muodonmuutosten

käyttäytymisestä. Kerättyä tietoa voitaisi hyödyntää esimerkiksi datapohjaisen monitorointi- tai prognostiikkajärjestelmän kehityksessä. Järjestelmää voitaisi soveltaa vaihteen vikaantumista enteilevän käyttäytymisen tunnistamiseen mittaamalla ja analysoimalla pitkällä aikavälillä esiintyviä muutoksia vaihteen käyttäytymisessä.

1.3 Menetelmät

Tutkimusongelmaan perehdyttäessä pyrittiin hyödyntämään pääosin empiirisiä menetelmiä ilmiön analysoinnissa. Ongelman ymmärtämiseksi perehdyttiin vaihteenkääntölaitteen rakenteeseen, rakenteen osiin kohdistuviin kuormitustapauksiin, sekä mittaustekniikkaan, jota voitaisi soveltaa ilmiön mittaamiseksi.

Valitusta mittausmenetelmästä analysoitiin mittaustekniikan olennaisimmat muuttujat, kuinka ne korreloivat mitattavan suureen kanssa, sekä millaisia häiriötekijöitä mittaukseen voisi liittyä. Mittaussignaalille laadittiin matemaattinen lauseke, jonka avulla voitiin selvittää menetelmän kyky havaita eri kuormitustapaukset.

Vaihteenkääntölaitteen kuormituskäyttäytymisen analysoinnissa sovellettiin Siemens Simcenter FEMAP mallinnustyökalua rakenteellisten jännitysten selvittämiseksi. Kääntölaitteen hammastangot mallinnettiin Finite Element (FEM) -mallinnusmenetelmällä, jonka avulla saatiin approksimoitu vertailuarvo kuormituksessa syntyville jännityksille. Mallinnusten avulla voitiin saada viitteitä siitä, mitä kuormitustapauksia rakenteesta olisi mahdollista havaita, sekä mistä kohdin rakennetta mittaus olisi paras suorittaa valitulla mittausmenetelmällä. Mallinnettujen sekä laskennallisten tulosten tueksi menetelmän toimivuutta testattiin kokeellisin menetelmin laboratorioympäristössä oikealla kääntölaitteella.

Laboratoriomittaukset noudattivat pääsääntöisesti kvantitatiivisia menetelmiä analysoitavan aineiston keräämiseksi. Mittausaineisto suunniteltiin kerättäväksi kontrolloiduista kuormitustapauksista, joissa aiheutettu kuormitus mitataan voima-anturin avulla, sekä kokeellisista mittauksissa, joissa pyrittäisi simuloimaan todellisia käyttötilanteita vastaavia

kuormitustapauksia. Saatujen tulosten avulla pyrittäisi todentamaan mallinnetut ja laskennalliset tulokset, sekä arvioimaan mittausmenetelmän tarkkuutta ja soveltuvuutta tutkimusongelmassa etsittyyn käyttötarkoitukseen. Arvioinnissa pyritään huomioimaan mittaustuloksiin sekä niiden tarkkuuteen vaikuttaneiden tekijöiden, kuten koejärjestelyjen sekä laskentaan käytettyjen parametrien vaikutus lopputuloksiin.

1.4 Diplomityön rakenne

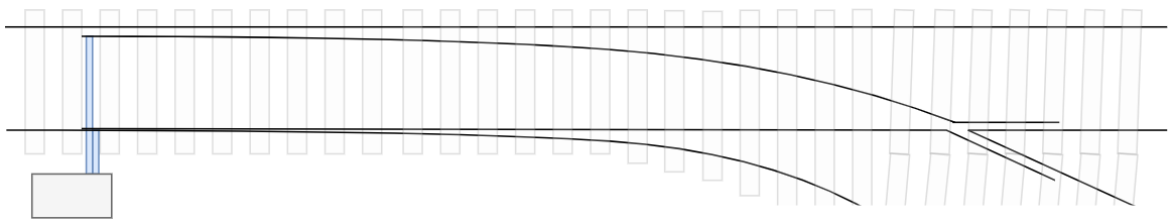
Raportti jakautuu sisällöltään karkeasti kahteen osioon: Tutkittavan ilmiön, menetelmien ja niihin liittyvän teorian esittelyyn, sekä tulosten esittelyyn ja analysointiin.

Ensimmäiseen osioon sisältyvät vaihteenkääntölaitteen tekninen rakenne, käyttö sekä käytössä esiintyvät kuormitustavat kappaleessa 2 , muodonmuutosten teoreettinen tarkastelu ja soveltaminen diplomityön aihepiiriin kappaleessa 3 , mittaustekniikan valinta sekä siihen liittyvät peruseräpäätökset kappaleessa 4 ja FE mallinnusmenetelmän ja toteutetun mallin esittely kappaleissa 5 ja 6 .

Toiseen osioon sisältyvät kokeellisten mittausjärjestelyjen esittely kappaleessa 7 , tulokset ja tulosten analysointi kappaleissa 8 ja 9 . Lopuksi diplomityön johtopäätökset ja yhteenveto kappaleessa 10 .

2 Vaihteen toiminnan tarkastelu

Vaihteen asennon vaihtaminen tapahtuu vaihteenkääntölaitteen avulla, jonka sisältämä sähkömoottori ohjaa vaihteen kielten asentoa kahden pääteasennon välillä. Vaihteen kielten asento määrittää, mihin suuntaan kiskoilla liikkuvan junan pyöräprofiili ohjautuu. Käytännössä kielet avaavat pyöräprofiilille reitin siihen suuntaan, mihin junan halutaan liikkuvan, ja samalla sulkevat pääsyn vastakkaisen asennon kiskoille. Alla esitetyssä kuvassa (Kuva 1) on esitetty pelkistetty lyhyen vaihteen ratageometria, jossa vaihteen asento ohjaa kiskolla vasemmalta oikealle liikkuvan kaluston ”suoraan” johtavalle raiteelle.



Kuva 1. Pelkistetty lyhyen vaihteen ratageometria

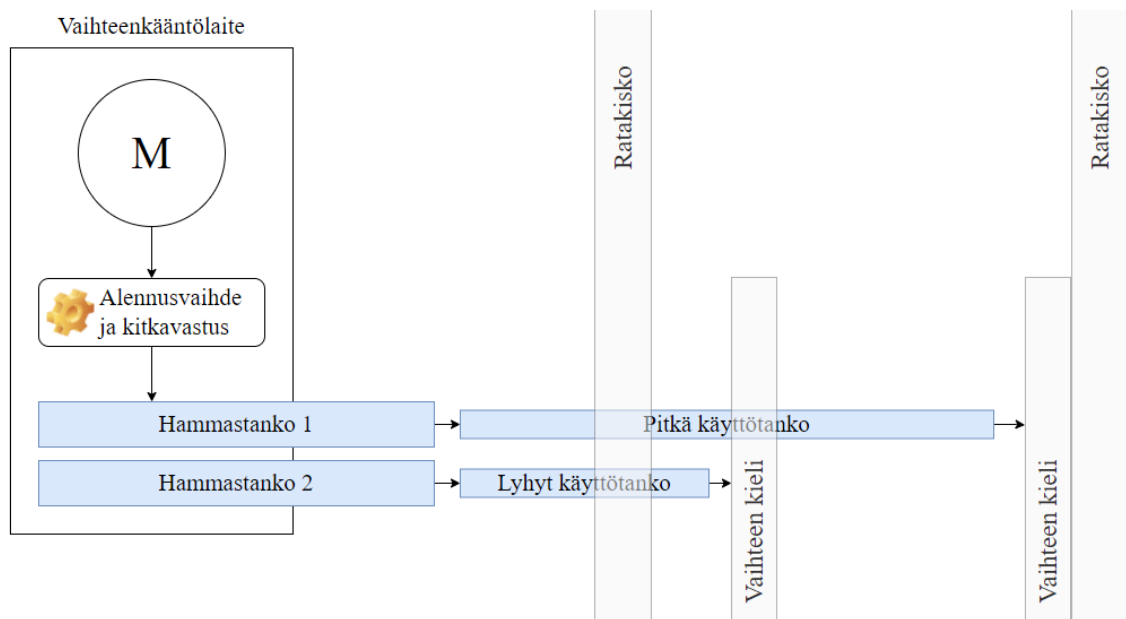
Vaihteille on olemassa useita erilaisia ratageometrioita, joilla mahdollistetaan esimerkiksi monimutkaisempien risteysten rakentaminen, tai suurempi nopeus vaihteen ylittämiseen. Mekanismiin saatetaan liittää myös useampi kääntölaite, tai kääntöä avustavia laitteita (Liikennevirasto 2, 2016). Tästä huolimatta itse vaihteenkäännön mekanismi ja siihen liittyvät toiminnot pysyvät kuitenkin samana vaihteen ratageometriasta riippumatta.

2.1 Vaihteenkääntölaitteen rakenne

Vaihteenkääntölaitteessa keskeisimmät komponentit ovat sähkömoottori, voiman välitykseen liittyvät hammastangot, käyttötangot ja vaihteen kielisovitukset. Vaikka vaihteenkääntölaitteiden ulkomuoto ja käyttövoima saattavat vaihdella laitteen valmistajasta, vaatimuksesta ja käyttöympäristöstä johtuen; kääntölaitteen toiminnan perusperiaatteet pysyvät

kuitenkin samana: vaihde tuottaa voiman, jolla se siirtää vaihteen kielet eri pääteasentojen välillä ja lukitsee ne paikalleen.

Useimmiten kääntölaitteissa voima tuotetaan sähkömoottorilla, josta se välittyy alennusvaihteen kautta vaihteenkääntölaitteen hammastankoihin, ja edelleen käyttötankojen välityksellä vaihteen kieliin. Sähkömoottoriin on tyypillisesti liitetty kitkavastus, joka toimii ikään kuin käänteisenä kytkimenä – jos kääntöliike syystä tai toisesta estyy ja kääntöön tarvittu voima ylittää kitkavastukseen säädetyn raja-arvon, kitkavastus antaa periksi estäen moottoria tai mekanismeista rikkoutumasta. Kääntömekanismi sekä siihen liittyvät osat ovat havainnollistettu alla esitettyssä kuvassa (Kuva 2).

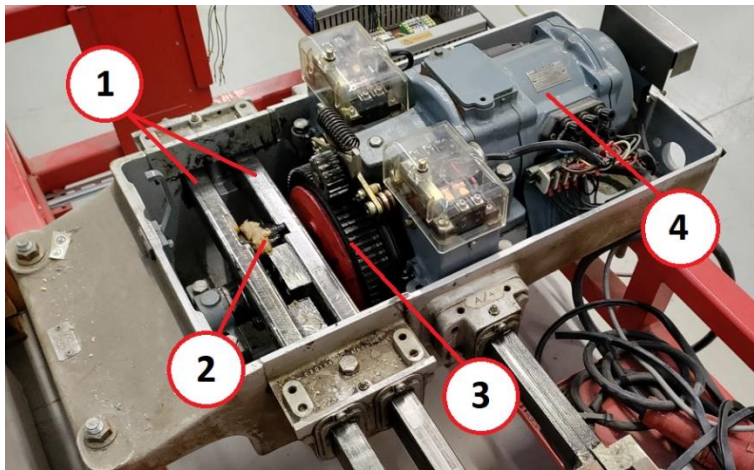


Kuva 2. Havainnekuva vaihteen kääntömekanismista

Kääntölaitteen hammastangot ovat kiinteä osa kääntölaitetta. Hammastanko on käytännössä lovettu terästanko, jota moottori ohjaa kääntölaitteesta ”ulos” tai ”sisään”. Esimerkiksi Siemensin valmistamissa ”Bsg-9” -kääntölaitteissa (alla Kuva 3) hammastankoihin on yhdistetty lukitusmekanismi, jossa hammastankoon lukitusta varten tehtyyn loveukseen asettuu liikkeen estävä lukitussegmentti, kun hammastanko on ohjattu jompaankumpaan

ääriasentoonsa. Lukitussegmentti estää tangon liikkumisen ilman, että moottori ensin vapauttaa lukitussegmentin (Siemens AG, 1997).

Hammastankoihin kiinnitetyt käyttötangot kulkevat ratakiskojen alitse ja kiinnittyvät vaihteen kieliin. Käyttötangot mahdollistavat vaihteen kääntöliikkeen säädön siten, että tangon saavuttaessa lukituksensa vaihteen kielet asettuvat ratakiskoon nähden oikein, eikä asennonmääräävän kielen ja ratakiskon väliin jää sallitun toleranssin ylittävää välystä (Liikennevirasto 2, 2016; Varis, 2014).



Kuva 3. Siemens Bsg-9 kääntölaite asennettuna testitelineeseen

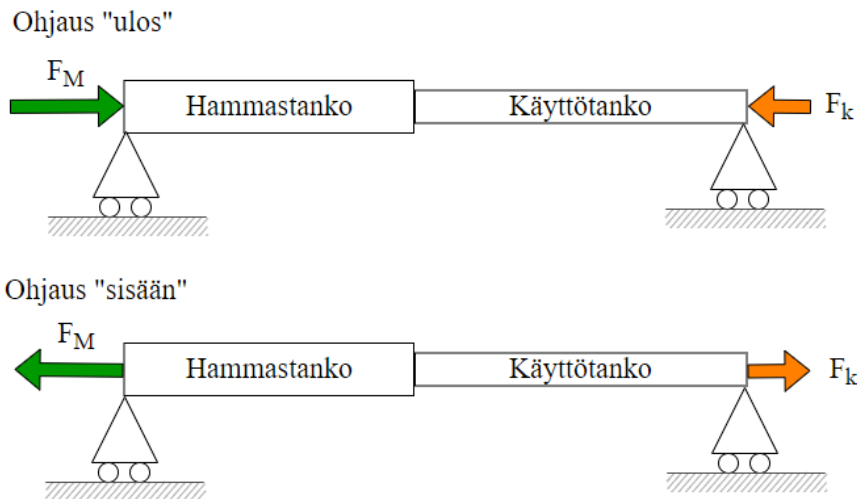
Yllä esitetyssä kuvassa kääntölaitteen osat ovat esitelty numeroin: 1) Hammastangot, 2) lukitussegmentti, 3) alennusvaihte ja kitkavastus, 4) sähkömoottori.

2.2 Rakenteen kuormitustapojen tarkastelu

Normaalissa käytössä vaihteeseen kohdistuu mekaanista kuormitusta kahdella eri tavalla: vaihdetta käännettäessä, sekä junan ylittäessä vaihteen (Varis, 2014). Kuormitustapausten havainnollistamisen yksinkertaistamiseksi, tässä tarkastelussa vaihteen rakenteesta otetaan huomioon vain ne vaihteenkääntölaitteen osat, joista kuormitusta voidaan mahdollisesti mitata.

Vaihteenkääntölaitteen sähkömoottori tuottaa noin 4 – 7 kN voiman (Siemens AG, 1997), jolla vaihteen kielet saadaan siirtymään pääteasentojen välillä. Vaihteen kitkavastus on todennäköisesti kuitenkin säädetty huomattavasti moottorin maksimivoimaa heikommaksi, mikä rajoittaa vaihteen tuottamaa voimaa ehkäisten vaurioiden syntymistä. Käännössä vaihteen kielten liikettä vastustavat tekijät, kuten massa ja liikkumista vastustava kitka, aiheuttavat rakenteessa kääntömoottorin tuottaman voiman suuntaista jäykkyyttä kääntöä suorittavaa hammasratasta vasten, jolloin vaihteen käyttötankoihin sekä hammastankoihin aiheutuu rakenteellista jännitystä. Vaihteen kielet liikkuvat erityisten kitkaa vähentävien liukualuslevyjen päällä, joten hyvin huolletun vaihteen kielten liikevastuksen tulisi olla hyvin pieni (Varis, 2017). Liukualuslevyt ovat kuitenkin alttiit kulumiselle, sääolosuhteille sekä likaantumiselle, jotka pitkällä aikavälillä heikentävät niiden liukuominaisuuksia.

Alla esitettyssä kuvassa (Kuva 4) vaihteen kääntökuormitusta on havainnollistettu esittämällä kääntöä vastustavat voimat F_k , sekä kääntölaitteen moottorin tuottama voima F_M kohdistuneena vastakkaisiin suuntiin.

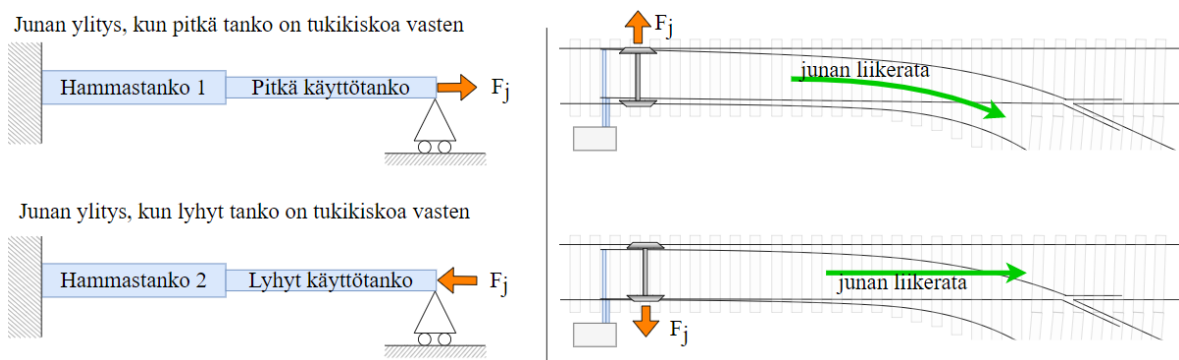


Kuva 4. Vaihteen käännöstä aiheutunut kuormitus

Junan ylittäessä vaihteen junan massa aiheuttaa taivutusta ratakiskoihin, joka välittyy kiskoja vasten olevan kielen kautta kääntölaitteeseen. Ideaalitilanteessa kieli olisi täysin tuettu ratakiskoja vasten, eikä sen puristumisesta tai taipumisesta välittyisi voimia vaihteen

mekanismiin, mutta pienikin vällys kielen ja ratakiskon välillä voi aiheuttaa suurehkoja voimia kääntölaitteen komponentteihin.

Alla esitetyssä kuvassa (Kuva 5) on havainnollistettu junan akselin liikkeen aiheuttamaa kuormitusta F_j vaihteenkääntölaitteeseen. Vaihteenkääntölaite on lukittu pääteasentoonsa, jolloin hammastangon toisen pään voidaan olettaa olevan kiinteästi tuettu.



Kuva 5. Junan liikkeen aiheuttama kuormitus vaihteenkääntölaitteeseen

Kuten yllä esitetyssä kuvassa on havainnollistettu, junan ylityksestä voidaan kuvata kaksi kuormitustapausta riippuen vaihteen pääteasennosta: Ensimmäisessä juna ohjautuu vaihteesta poikkeavaan haaraan, jolloin juna pyrkii työntämään pitkään käyttötankoon kiinnitettyä kieltä kääntölaitteesta poispäin ulompaa rataa vasten. Toisessa tapauksessa juna ohjautuu vaihteesta suoraan eteenpäin, jolloin juna työntää lyhyeen käyttötankoon kiinnitettyä kieltä kohti kääntölaitetta, lähempää rataa vasten.

Junan ylityksessä kuormituksen aiheuttaa jokainen vaihteen ylittävä akseli, jolloin kuormitus on jaksollista. Kuormitustapauksissa onkin huomionarvoista, että kuormitukset määräytyvät tilanteen mukaan ja voivat olla eri suuntaisia ja jaksollisia. Vaikka rakenteessa vaikuttavat jännitykset eivät olisi merkittävän suuria, jaksollisuus sekä vaihtelut kuormitusten välillä voivat aiheuttaa rakenteeseen väsyttävää jännitysvaihtelua.

3 Muodonmuutoksen analyyttinen tarkastelu

Rakenteellisella kuormituksella tarkoitetaan kiinteään rakenteeseen tai sen osiin vaikuttavia voimia, joista aiheutuu rakenteisiin mekaanista jännitystä. Jännitystä syntyy, kun kuormituksen alainen kappale pyrkii vastustamaan siihen vaikuttavan voiman aiheuttamia muodonmuutoksia, kuten tilavuudenmuutoksia, taivutusta, venymää, puristumista tai siirtymiä.

Laskentaa varten vaihteen analysoitava osa, esimerkiksi hammastanko tai käyttötanko, yksinkertaistetaan umpinaiseksi terästangoksi, jolle arvioidaan siirtymät voimavektorien suunnassa. Analyyttistä tarkastelua varten käytetään muodonmuutosta kuvaavaa matemaattista lauseketta, jonka avulla lasketaan rakenteen suhteellinen muodonmuutos ε .

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{AE} \quad (1)$$

Suhteellisen muodonmuutoksen arvo saadaan laskemalla joko kappaleen absoluuttisen pituuden muutoksen (venymän tai puristuman) ΔL suhde kappaleen alkuperäiseen pituuteen L , tai vastaavasti siihen kohdistuvan jännityksen σ suhde materiaalin kappaleen kimmokerrotimeen E .

Vaihteenkääntölaitteen rakenteessa muodonmuutoksia on odotettavissa vaihteen hammastangoissa sekä käyttötangoissa. Analysoinnissa käytetyt vaihdetta kuormittavat voimat valittiin aiempien julkaisujen perusteella: rautatieympäristössä käyttötankoihin voi kohdistua normaalissa käytössä noin 0,1 – 1,2 kN puristuskuormia (Varis, 2014) ja suurimmillaan vaihteenkääntölaitteen maksimivoima 7,0 kN (Siemens AG, 1997).

Epäsymmetrisessä kappaleessa siirtymien raja-arvojen laskentaa varten voidaan valita kappaleen suurin ja pienin kuormituksen alainen pinta-ala, jolloin saadaan suuntaa-antava skaala odotettavissa oleville tuloksille.

4 Mittaustekniikka

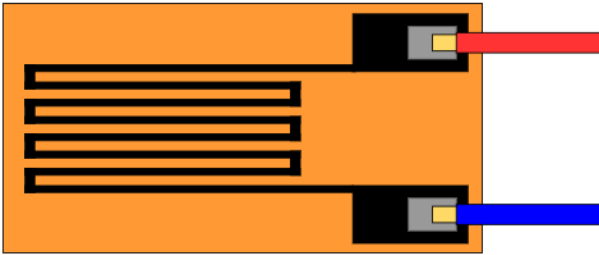
Rakenteeseen kohdistuvien kuormitusten tai voiman mittaamiseen on olemassa useita erilaisia anturitekniikoita, joissa voiman aiheuttama ilmiö muuttaa anturin sähköisiä ominaisuuksia, kuten resistanssia, induktanssia tai kapasitanssia (Ștefănescu & Anghel, 2013). Anturitekniikan valinta perustuu pääsääntöisesti siihen, mihin ja miten anturi voidaan sijoittaa kuormitukseen nähden, sekä millaista tarkkuutta mittaukselta edellytetään (Ștefănescu, 2020).

Kappaleessa tapahtuvan venymän mittaamiseen soveltuvat pääsääntöisesti sähköiseen resistanssiin sekä induktanssiin perustuvat anturit (Ștefănescu & Anghel, 2013). Ottaen huomioon vaatimus ei-invasiivista mittaustekniikasta venymäliuska-anturi (resistiivinen anturi) valittiin parhaana vaihtoehtona kuormituksen mittaamiseen, sillä anturi voidaan asentaa suoraan tutkittavan kappaleen pinnalle, eikä sen rakenteisiin tarvitse tehdä muutoksia. Venymäliuskojen etuna ovat myös suurehko mittaustarkkuus, lähes lineaarinen mittaussignaali sekä skaalautuvuus; liuska-anturit soveltuvat sekä pienten että suurten kuormien havaitsemiseen (Ziółkowski, et al., 2016; Ștefănescu, 2020).

4.1 Venymäliuska-anturi

Yksinkertaistettuna venymäliuska-anturilla tarkoitetaan ohuesta kalvosta valmistettua sähkövastusta, joka voidaan liimata mitattavan rakenteen pinnalle. Venymäliuska-anturi hyödyntää rakenteessa kuormituksesta aiheutuvia muodonmuutoksia, venymää ja puristumaa, jotka välittyvät kuormitetusta rakenteesta venymäliuskaan. Anturin sähkövastuksen rakenne on toteutettu siten, että liuskaan välittynyt muodonmuutos venyttää tai supistaa liuskan sähkövastuksen rakennetta muuttaen samalla sen sähköistä resistanssia. (Ștefănescu, 2020; Keil, 2017.) Kun venymäliuskan läpi johdetaan jännite, venymäliuskan sähköisen resistanssin muutos aiheuttaa muutoksen myös sen läpi johdettuun jännitteeseen, jolloin jännitteen muutos voidaan mitata (Ștefănescu & Anghel, 2013).

Alla esitetyssä kuvassa (Kuva 6) on havainnollistettu tyypillinen venymäliuska-anturin rakenne, joka koostuu sähköä eristävästä kalvosta, sähkövastuksen muodostamasta hilasta, sekä juotosalustoista johtimien kiinnittämiseen.



Kuva 6. Venymäliuska-anturi

Venymäliuskassa resistanssin muutos on suoraan verrannollinen rakenteessa tapahtuvaan anturin kuvion suuntaiseen suhteelliseen muodonmuutokseen ε . Venymäliuska-anturin muodonmuutosta vastaava resistanssin muutos ΔR_a voidaan laskea kaavalla

$$\Delta R_a = \varepsilon k R = \frac{F}{AE} k R = \frac{\sigma}{E} k R \quad (2)$$

missä suhteellinen muodonmuutos ε kerrotaan venymäliuskan nimellisellä sähkövastuksen arvolla R , sekä liuska-anturin ominaisella anturikerroimella k (Keil, 2017). Anturikerroin (*engl. Gauge factor*) ilmaisee anturin resistanssin muutoksen suhteessa anturiin kohdistuneeseen muodonmuutokseen (Ștefănescu & Anghel, 2013). Anturin kokonaisresistanssi kuormitettaessa on anturin nimellisen resistanssin sekä anturin resistanssin muutoksen summa.

$$R_a = \Delta R_a + R \quad (3)$$

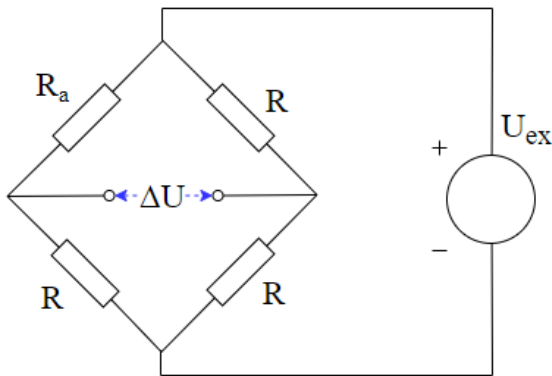
Sähköisen resistanssin muutos on tyypillisesti erittäin pieni, jonka vuoksi venymäliuska-anturien kanssa on usein käytettävä erityistä siltakytkentää sekä signaalivahvistinta, jotta muutos ei katoaisi sähköiseen signaalikohinaan. (Ziółkowski, et al., 2016.)

4.2 Wheatstone siltakytkentä

Venymäliuska-anturien yhteydessä käytetään tyypillisesti niin kutsuttua Wheatstonen siltakytkentää. Siltakytkentä koostuu kahdesta rinnan kytketystä sähkövastuspiiristä, joiden resistanssit ovat normaali oloissa keskenään identtiset. Siltakytkennän tarkoitus on mahdollistaa rinnankytkettyjen piirien välisen jännite-eron mittaaminen.

Mittaustekniikassa siltaan kytkettyjä sähkövastuksia korvataan venymäliuska-antureilla, jolloin anturin sähkövastuksen muutokset vaikuttavat piirin käyttäytymiseen (Keil, 2017). Alla esitettyssä piirikaaviossa (Kuva 7) on havainnollistettu yhden anturin konfiguraatio, niin sanottu ”neljäsosasilta”, jossa yksi sähkövastuksista on korvattu venymäliuskalla R_a . Tasapainotilassa molempien piirien läpi kulkevan jännitteen muutokset ovat yhtä suuret ($\Delta R_a = 0 \Omega$), ja piirien välisestä *sillasta* mitattu jännite-ero $\Delta U = 0 \text{ V}$.

Anturien sähkövastuksen muuttuminen puristuksessa ja venytyksessä aiheuttaa muutoksen anturin yli tapahtuvassa jännitehäviössä, joka suhteutuu anturin kanssa sarjaan kytkettyyn toiseen sähkövastukseen. Muutoksesta aiheutuu siltaan epätasapainotila sillan vastakkaisen puolen piiriin verrattuna, jolloin niiden välille syntyy mittauspisteessä jännite-ero.



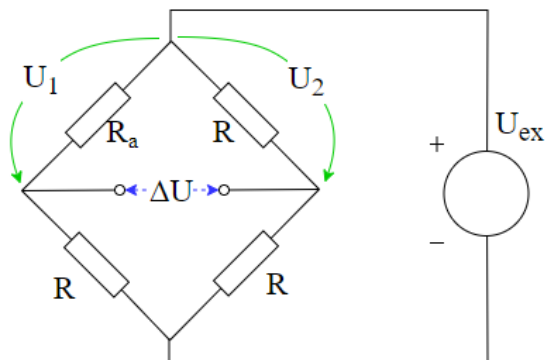
Kuva 7. Wheatstone siltakytkennän kaaviokuva

Siltakytkentään voidaan liittää yksi, kaksi, tai neljä anturia; usean anturin konfiguraatiolla voidaan lisätä mittauksen herkkyyttä, huomioida eri suuntaisia muodonmuutoksia, sekä kompensoida lämpötilanmuutosten vaikutuksia mittaustuloksiin (Ștefănescu, 2020). Koska molemmat puolet sillasta käyttävät samaa syöttöjännitettä, jännitteessä mahdollisesti esiintyvä kohina suodattuu optimitilanteessa suurimmalta osin pois (Ziółkowski, et al., 2016).

4.3 Mittaussignaalin suhde rakenteen muodonmuutokseen

Ottaen huomioon asetetut tavoitteet testijärjestelmän siltakonfiguraatioksi valittiin yhden anturin sisältävä neljäsosasilta. Siltakytkennän mittaussignaalia tarkasteltaessa on olennaista tietää, kuinka rakenteeseen vaikuttava voima vaikuttaa mittaussignaaliin. Kuten kappaleessa 4.1 esitetystä yhtälöstä (2) voitiin havaita, rakenteessa vaikuttava mekaaninen jännitys, ja sitä kautta suhteellinen venymä vaikuttavat suoraan anturin resistanssin R_a muutokseen sekä samalla anturin yli tapahtuvaan jännitehäviöön.

Suljetun piirin analysoinnissa sähkövastuksissa tapahtuvan jännitehäviön laskemiseksi voitiin soveltaa Kirchoffin jännitelakia, jonka mukaan piiriin syötetty sähköenergia kuluu sähkövirran kulkiessa piirin vastusten läpi, ja piiriin syötetyn jännitteen sekä vastusten jännitehäviöiden summan tulee olla nolla. Alla esitettyssä piirikaaviossa (Kuva 8) on havainnollistettu sillan molemmin puolin kytkettyjen sähkövastusten jännitehäviöt U_1 sekä U_2 , joista mitattava jännite-ero syntyy.



Kuva 8. Jännitteet vastusten yli

Suljetussa piirissä piiriin syötetty jännite ja piirin nollapotentiaali ovat molemmin puolin samat. Sarjaan kytkettyjen sähkövastusten jännitehäviö voidaan laskea vastuksen yli johdetusta jännitteestä; jännitehäviöt saadaan laskemalla piirien ensimmäisen vastuksen resistanssin suhde sarjassa olevien vastusten kokonaisresistanssiin, ja kertomalla se syötetyllä jännitteellä. Jännitehäviöön U_1 vaikuttaa sarjassa olevat anturin resistanssi R_a sekä kiinteä vastus R , ja vertailukohtana olevaan jännitehäviöön U_2 vaikuttavat kaksi sarjaan kytkettyä kiinteää vastusta R .

$$U_1 = \frac{R_a}{R_a + R} U_{ex} \quad (4)$$

$$U_2 = \frac{R}{2R} U_{ex} \quad (5)$$

Mittauspisteessä vallitseva jännite-ero ΔU saadaan laskemalla ensimmäisten vastusten yli tapahtuvien jännitehäviöiden U_1 ja U_2 erotus. Kirjoittamalla lauseke auki saadaan parempi käsitys, kuinka anturin resistanssin muutos ja sen kautta rakenteen muodonmuutos vaikuttavat jännite-eroon.

$$\Delta U = U_2 - U_1 = \frac{R}{2R} U_{ex} - \frac{\Delta R_a + R}{\Delta R_a + 2R} U_{ex} \quad (6)$$

$$\Delta U = \left(\frac{R}{2R} - \frac{\varepsilon k R + R}{\varepsilon k R + 2R} \right) U_{ex} = \left(\frac{1}{2} - \frac{\varepsilon k + 1}{\varepsilon k + 2} \right) U_{ex} \quad (7)$$

Sievennetystä yhtälöstä (7) voidaan määrittää teoreettinen lukema muodonmuutoksesta saatavalle mittaussignaaliin. Yhtälöstä voidaan myös päätellä se, että mitä suurempi muodonmuutos, sitä suurempi jännite-ero saadaan mittaussignaaliin, kun ennustettu muodonmuutos tunnetaan. Voidaan olettaa, että voimakkaimman mittaussignaalin aikaansaamiseksi venymäanturin sijoittelussa paras sijainti on siinä kohtaa rakennetta, missä kuormitettaessa on odotettavissa suurin venymä tai puristus, toisin sanoen rakenteen jännityskeskittymissä.

Käytännön mittauskokeissa Wheatstonen siltakytkennästä saadaan datankeruulaitteen avulla tallennettua jännite-eron ΔU vaihtelu. Tulosten kannalta jännite-eroa havainnollistavampi esitystapa on esittää mittaustulokset esimerkiksi venyminä. Mittaussignaalista voidaan laskea vastaava venymä kääntämällä yllä esitetty jännite-eron yhtälö muotoon

$$\varepsilon = \frac{2\Delta U}{\left(-\Delta U - \frac{1}{2}U_{ex}\right)k} \quad (8)$$

Tuloksena saadaan laskennallinen arvio rakenteen venymästä ideaalitalanteessa, kun jännite-ero tunnetaan. Käytännön mittauskokeissa anturin asennukseen ja mittaussignaaliin vaikuttaa kuitenkin useita häiriötekijöitä, joiden vuoksi yhtälön avulla laskettua tulosta voidaan pitää vain suuntaa-antavana.

4.4 Mittaussignaalin vahvistus

Vaikka Wheatstonen siltakytkentä on hyvin herkkä havaitsemaan anturissa tapahtuvat muutokset, sen tuottama jännitesignaali ΔU on usein liian pieni hyödynnettäväksi sellaisenaan muissa elektronisissa laitteissa. Tämän vuoksi siltakytkentään liitetään usein instrumentointivahvistin, jonka tuottama vahvistettu signaali on luettavissa esimerkiksi näyttöpäätteellä tai datankeruulaitteella. Vahvistinteknologiana voidaan soveltaa suorakytkentäistä DC-vahvistinta, kantoaaltovahvistinta tai digitaalista vahvistinta. (Keil, 2017.)

Instrumentointivahvistimen tarkoitus on syöttää siltakytkennän aktivoiva jännite U_{ex} ja vahvistaa siltakytkennän tuottama analoginen jännitesignaali ΔU . Perinteiset DC- ja kantoaaltovahvistimet tuottavat vahvistetun signaalin U_o analogisena, jolloin vahvistimeen on liitettävä erillinen analogia/digitaalimuunnin (A/D) signaalin lukemiseksi tietokoneella. Analogiset vahvistimet toimivat alipäästösuodattimen tavoin, jolloin mahdolliset ulkopuolelta vaikuttavat korkeammat häiriötaajuudet suodattuvat vahvistimessa. Suodattumisen ansiosta analogisen signaalin laatu on hyvin tasainen, eikä siinä esiinny merkittävää kohinaa. Nykyisin moderneimmat instrumentointivahvistimet ovat täysin digitalisoituja, joka on mahdollistanut mittausdatan prosessoinnin ja tietokoneyhteyden sisällyttämisen suoraan vahvistimeen. Digitalisoinnin ansiosta vahvistettu mittaussignaali voidaan lukea reaaliajassa tietoverkkoyhteyksien välityksellä. (Keil, 2017.)

Kuhunkin vahvistinteknologiaan liittyy etuja ja haittoja niin häiriöalttiuden, signaalin stabiiliuden kuin hankintahinnan osalta. Suurimmat vahvistimen tuottamaan signaaliin ja laitteen hankintakustannuksiin vaikuttavat tekijät ovat tyypillisesti nimenomaan häiriönsuodatukseen ja stabiiliuteen liittyvät komponentit, jonka vuoksi vahvistimen laadukkuus on merkittävä tekijä myös vahvistimen tuottaman mittaussignaalin laadussa. (Keil, 2017.)

4.5 Venymäantureihin liittyvät häiriötekijät

Oikein asennettuna venymäanturit voivat olla erittäin tarkka mittaussignaalin tuottaja, kun mitattavan materiaalin venymä välittyy saumattomasti anturiin. Anturien asennukseen liittyy kuitenkin useita mittaustarkkuuteen vaikuttavia häiriötekijöitä, jotka heikentävät kiinnityspinnan venymän välittymistä. Mittaussignaalin tarkkuutta voidaan käytännössä pitää koko asennuskokonaisuuden tarkkuuden summana, johon vaikuttavia tekijöitä ovat itse anturin ja vahvistinjärjestelmän laadukkuus, pinnan käsittelyssä käytetyt puhdistusaineet, liima, johtimet, anturin asennuspaikka, anturin suunta, mitattava materiaali sekä häiriönsuojausmenetelmät. Virheitä voi syntyä fyysisten ominaisuuksien lisäksi myös jännitysten aksiaalisuudesta tehdystä tulkinnasta. (Keil, 2017.)

Anturit kiinnitetään tyypillisesti epoksi- tai syanoakrylaatti -pohjaisella liimalla mitattavaan pintaan. Keskeisimpiä liimapintaan vaikuttavia tekijöitä ovat pinnan epätasaisuus, lika ja rasva, jotka heikentävät liimattujen pintojen välistä sidosta, tai estävät liimapintaa tarttumasta koko anturin pinta-alalta. Myös käytetyn liiman elastisuus voi toimia vaimentimena ja siten heikentää mitattavan materiaalin venymän välittymistä venymäanturiin, jolloin saatu mittaussignaali ei vastaa odotettua tulosta. (Keil, 2017.)

Koska mittaussignaali perustuu erittäin pieniin anturin sähköisen resistanssin muutoksiin, kaikki anturin ja vahvistimen välillä tapahtuvat muutokset, johtimien liikkeet, sekä ympäröivä sähkömagneettinen säteily vaikuttavat signaalin laatuun. Etenkin venymäanturin ja siihen liitetyn vahvistimen välisissä kytkennöissä esiintyvät mikrovolttien suuruiset jännitteenvaihtelut ovat erityisen alttiit ulkoisille sähkömagneettisille häiriöille ja reagoivat herkimmin kaikkiin olosuhdemuutoksiin ja ulkoisiin häiriöihin, jotka ilmenevät pääsääntöisesti signaalissa esiintyvänä kohinana. Tämän vuoksi anturin asennuskohdan sekä vahvistinkomponentin olisi syytä pyrkiä pitämään stabiilina sekä suojaamaan ulkoisilta häiriösignaaleilta paremman mittaustuloksen saamiseksi. (Keil, 2017.)

Kaikilla häiriötekijöillä yhteisenä piirteenä on heikentävä vaikutus venymän välittymisessä anturiin, jonka vuoksi anturi ei tuota koskaan liian suurta mittaussignaalia suhteessa materiaalin venymään, vaan mittaussignaalin antama tulos on aina heikompi. Näin ollen käytännön mittauksessa saatu signaali tyypillisesti poikkeaa ideaalisesta, häiriöttömästä mittaussignaalista tuottamalla ideaalia heikomman tuloksen. Eroavaisuuden korjaamiseksi anturien signaalit usein kalibroidaan kontrolloiduilla kuormituskokeilla, jolloin mitatun ja laskennallisen kuormituksen ero saadaan selville. Eroavaisuudesta voidaan määrittää kompensatioarvo, jolla signaalista laskettava suure saadaan vastaamaan kuormitustapausta. Mittauksessa vallitsevat häiriötekijät ovat aina asennuskohtaisia, jonka vuoksi kalibrointi on suoritettava anturikohtaisesti.

5 FE-analysointimenetelmä

Mahdollisten rakenteessa esiintyvien jännityskeskittymien selvittämiseksi päätettiin hyödyntää *Finite Element* -analysointimenetelmää (FEM). FEM on laajalti käytetty menetelmä, jolla pystytään approksimoimaan rakenteiden kuormituskäyttäytymistä.

FE-menetelmän perusajatuksena on yksinkertaistaa analysoitava rakenne koostumaan määrällisestä lukumäärästä pienistä ”elementeistä”, joita käsitellään toisiinsa solmukohdista kytkeytyneinä jousisysteeminä. Jousisysteemin jäykkyys ja materiaalin kimmokerroin määritellään vastaamaan analysoitavan materiaalin ominaisuuksia, jolloin simuloitu elastinen käyttäytyminen saadaan muistuttamaan mallinnettavaa rakennetta. Kappaleen muodostaville elementeille määritellään reunaehdot, jotka luovat kappaleelle aktiiviset vapausasteet, eli sellaiset suunnat, joihin kappaleella on jäykkyyttä suhteessa kuormitukseen. (Pavlou, 2015; Dow, 2015.)

Menetelmän laskentaprosessi käsittelee jokaisen elementin väliset solmukohdat jousen voimatasapainoyhtälön avulla, missä vaikuttava voima F [N] saadaan jousivakion K [N/m] ja jousen siirtymän u [m] tulona (Pavlou, 2015). Toisin sanoen lineaaris-elastisella FE-menetelmällä approksimoidaan kappaleen muodon elastista käyttäytymistä, kun siihen kohdistetaan kuormitusta.

$$F = Ku \tag{9}$$

Käytännössä menetelmässä muodostetaan elementeistä jäykkyysmatriisit, jotka kytkeytyvät toisiinsa solmukohdista jakamalla kutakin solmukohtaa vastaavan matriisisolun viereisen elementin kanssa. Ratkaisuna saadaan solmukohdan arvot siirtymälle sekä voimalle (Pavlou, 2015; Dow, 2015). Elementtien jäykkyysmatriiseista muodostetaan koko mallin kattava

globaali jäykkyyismatriisi $[K]$, johon kohdistuu voimavektori $\{F\}$. Jousitasapainoyhtälöä hyödyntäen matriisista saadaan solmujen siirtymät $\{u\}$. (Pavlou, 2015.)

$$\{u\} = [K]^{-1}\{F\} \quad (10)$$

Laskennan tuloksena saadusta matemaattisesta mallista voidaan arvioida arvion rakenteessa kuormituksessa tapahtuvista siirtymistä (muodonmuutoksista), sekä sitä kautta johdettuna pystytään havainnollistamaan myös paikallisia jännitysten käyttäytymistä. Tulokset kattavat solmukohtaiset voimat, kiertymät sekä siirtymät kaikkiin käytössä olevan koordinaatiston suuntiin.

Elementtimenetelmän suurin etu on kyky analysoida hyvin monimutkaisten rakenteiden käyttäytymistä monimutkaisissa ongelmissa. Menetelmää voidaan hyödyntää niin mekaanisten kuormien, kuin lämmönjohtavuuden, aerodynamiikan, virtaustekniikan ja sähköstaattikan analysoinnissa. (Pavlou, 2015.)

FE-menetelmää hyödynnettäessä on kuitenkin otettava huomioon siihen liittyvät rajoitteet. Menetelmä antaa approksimaation, eli arvion rakenteen käyttäytymisestä - menetelmän keskeisin kompastuskivi onkin saatujen tulosten väärä, tai liian suora kritiikitön tulkinta. Saadut tulokset voivat parhaimmillaan olla hyvin tarkkoja, mutta niiden todenmukaisuus on täysin riippuvaista tehdyn mallinnuksen todenmukaisuudesta, sekä sen toteutukseen liittyneistä olettamuksista reunaehtojen ja kuormitusten suhteen. Yksittäinen virhe mallinnuksessa voi aiheuttaa odottamattomia muutoksia lopputuloksiin. (Pavlou, 2015.)

FE-menetelmän vahvuus on kyky tuottaa arvio lähes minkä tahansa rakenteen muodonmuutoksista sekä jännityksistä, mutta sen antamiin tuloksiin on aina syytä suhtautua kriittisesti, ja varmistua tulosten paikkansapitävyydestä myös muilla keinoin.

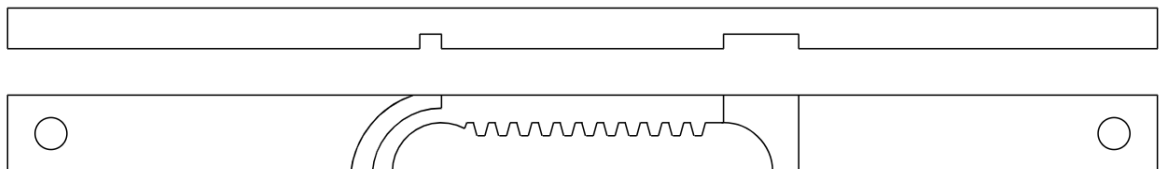
6 FE mallinnus

Venymäanturien potentiaalisiksi asennuspaikoiksi valittiin vaihteenkääntölaitteen hammastangot. Anturin parhaan sijainnin selvittämiseksi hammastankojen kuormituskäyttäytymistä analysoitiin FE-mallinnuksen avulla, jotta saataisi ennalta tietoa mahdollisista jännityskeskittymistä.

Mallinnuksen tavoitteena oli luoda karkea malli hammastangoista, joiden avulla voitaisi arvioida, mihin kohtaan hammastankoa suurimmat jännitykset syntyvät. Oletuksena oli, että jännityskeskittymien alueella venymäanturille saataisi kuormitustapaukselle mahdollisimman suuri venymä tai puristus paremman mittaussignaalin aikaansaamiseksi. Mallinnuksen tuottamien numeeristen jännitysarvojen avulla voitiin saada myös viitteitä kokeellisen mittauksen onnistumisesta; olisiko venymä ylipäänsä mahdollista havaita venymäanturilla.

6.1 Mallinnuksen mitat

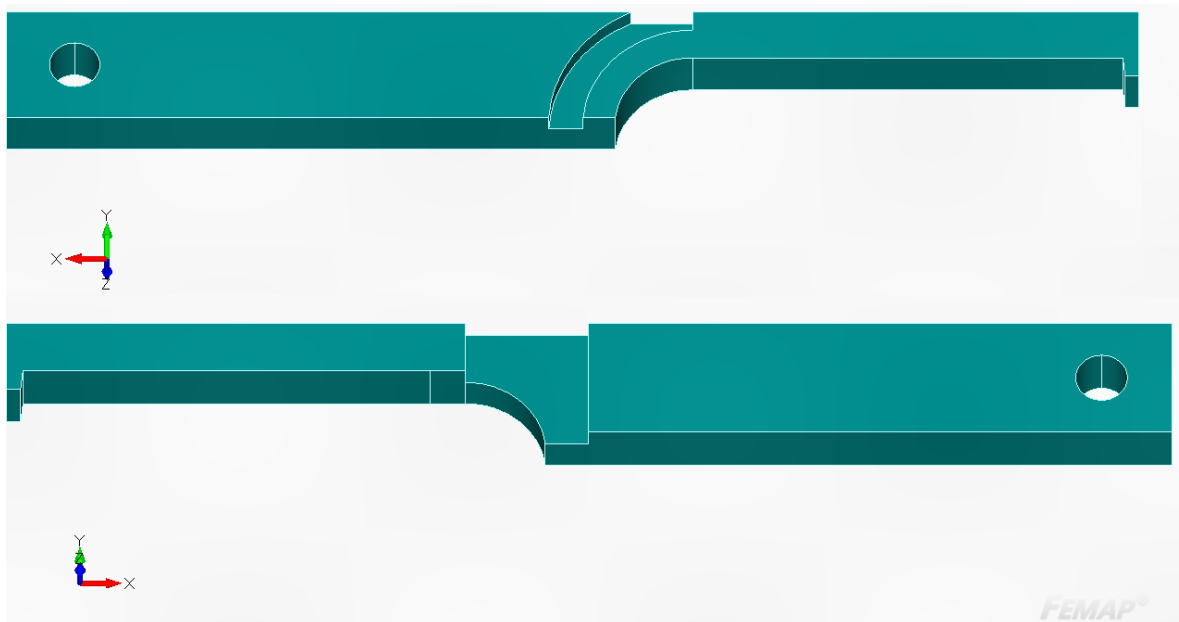
Mallinnukseen käytetyssä Siemens Bsg-9 vaihteenkääntölaitteessa on kaksi keskenään samanlaista hammastankoa, joista toinen lukitsee ulkoasennon, ja toinen sisäasennon. Alla esitetyssä kuvassa (Kuva 9) on havainnollistettu profiilin muoto yläpuolelta sekä sivusta katsottuna: Tankojen sivuprofiili on lovettu toiselta puolen lukitussegmenttiä varten, ja alapinnassa on voimavälitystä varten tehty hammastus. Kääntölaitteessa tangot ovat asennettu lovetut puolet vastakkain – jolloin niiden väliin asettuva lukitussegmentti on aina jommasakummassa ”kaarevassa” lovessa.



Kuva 9. Hammastangon profiili

Hammastankojen mittaaminen toteutettiin empiirisiin menetelmiin työntömitalla ja mittanauhalla. Saatujen mittojen avulla tankojen rakenne mallinnettiin Siemens Simcenter FEMAP työkalulla FE-analysointia varten. Mallinnukseen käytetyt mitat ovat esitetty diplomityön liitteissä (Liite 1).

Hammastangoista toteutettiin kaksi mallinnusta käyttäen tilavuuselementtejä, yksi kummas-takin tangosta (Kuva 10). Hammastuksella, sekä tangon lukituskohdasta ulommaksi, va-paaksi jääneellä osalla ei katsottu olevan merkittävää vaikutusta jännitysten jakautumiseen, jonka vuoksi mallinnukseen voitiin tehdä pieniä yksinkertaistuksia: Tankojen mallinnusta yksinkertaistettiin jättämällä tangon alapinnalla oleva hammastus, sekä tangon osat, jotka jäivät mallinnettavasta tuentapisteestä vapaiksi vaihteen ollessa lukittu asentoonsa.



Kuva 10. FEMAP mallinnukset

Epäsymmetrisen rakenteensa vuoksi mallinnusta ei voitu yksinkertaistaa muilta osin, esi-merkiksi toteuttaa palkkielementteinä, sillä liiallisessa yksinkertaistuksessa tavoiteltua

jännityskeskittymien sijaintia ei voitaisi saada selville. Profiilin epäsymmetrisyys rajasi pois myös symmetriareunaehtoja hyödyntämisen mallinnuksessa.

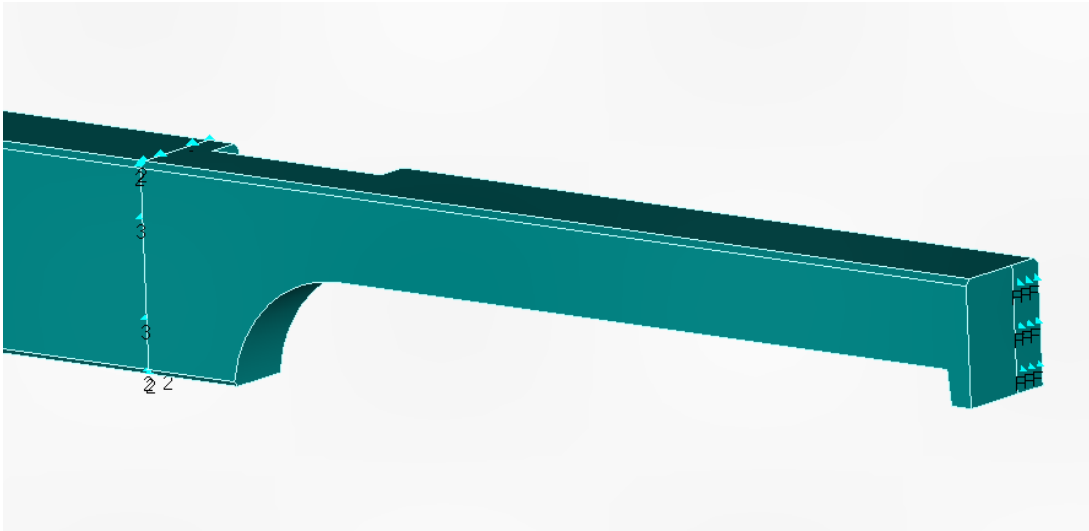
6.2 Tukipisteet ja kuormitukset

Vaihteen lukitussegmentin käyttäytymisestä tai hammastangon mahdollisesta tukeutumisesta vaihteenkääntölaitteen teräskoteloa vasten ei ollut tarkkaa tietoa, joten niiden mallinamisessa tehtiin yksinkertaistuksia perustuen empiirisiin havaintoihin.

Mekaanisesta lukituksesta arvioitiin, että todellisuudessa lukitussegmentin tuenta ei ole täysin kiinteä tukipiste samassa merkityksessä kuin FE-mallinnuksessa, vaan tuessa on mahdollista olla pienen liikkumavaran salliva välyys, kunnes tanko lopulta tukeutuu lukituksen lisäksi vaihteen teräsrunkoa vasten.

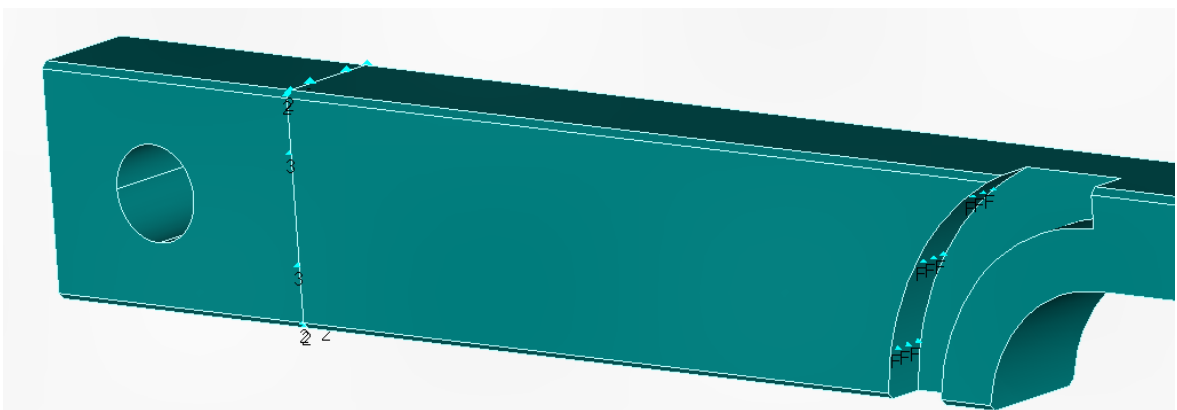
Tällaisia muuttuvia tukipisteitä on kuitenkin vaikea mallintaa, jonka vuoksi mallinnuksessa tuenta pelkistettiin tekemällä olettamus, että kiinteällä tuennalla hammastangon käyttäytyminen kuormituksessa olisi tuentapisteen läheisimpiä elementtejä lukuun ottamatta hyvin samankaltainen kuin mekaanisessa lukituksessa. Teräskotelon oletettiin estävän tangon pysty- ja sivuttaissiirtymät kotelon seinämän kohdalta.

Ensimmäisen mallin, myöhemmin lyhennetty ”FEM 1”, tuentapisteen määritettiin lukitussegmentille kiinteäksi ”F” mallinnuksen ulompaan pätyyn, sekä sivuttais- ja pystysiirtymät estetyksi vaihteen kotelon reunan kohdalta (Kuva 11). Kiinteän tuentapisteen leveydeksi määritettiin lukitussegmentin loven syvyys. Teräskotelon paksuutta ei otettu huomioon tuennassa.



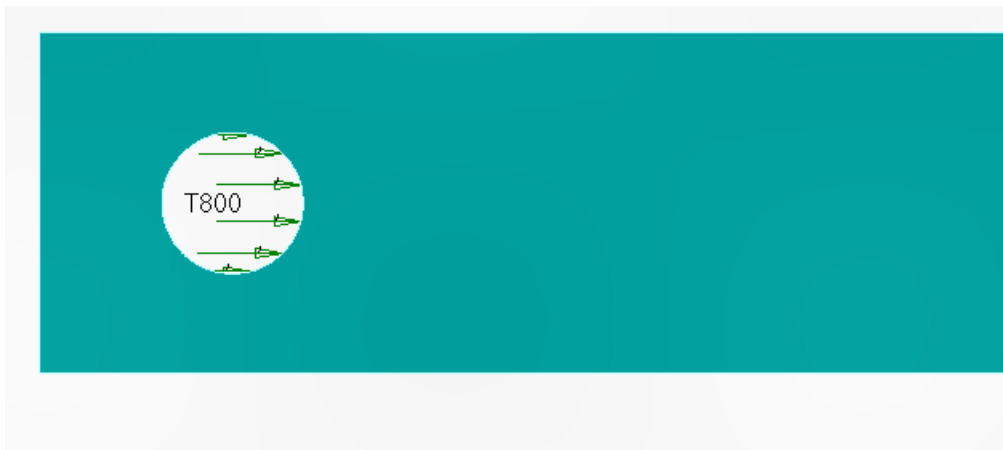
Kuva 11. FEM 1 mallinnetut tuentapisteet

Toisen mallin, myöhemmin lyhennetty ”FEM 2”, tuentapisteet määritettiin lukitussegmentille kiinteäksi ”F” mallinnuksen keskellä olevaan kaarevaan loveen, sekä sivuttais- ja pystysiirtymät estetyksi vaihteen kotelon reunan kohdalta (Kuva 12). Kiinteän tuentapisteen leveydeksi määritettiin jälleen lukitussegmentin loven syvyys, eikä teräskotelon paksuutta otettu huomioon kotelon tarjoamassa tuennassa.



Kuva 12. FEM 2 mallinnetut tuentapisteet

Simuloiduksi kokonaiskuormaksi valittiin molemmissa malleissa lähdekirjallisuudesta saatu 800 N kuorma junan ylittäessä vaihteen (Varis, 2014), joka kohdistettiin mallinnetin tangon päädyssä olevan reiän sisäpinnalle (Kuva 13).



Kuva 13. Mallinnettu kuormitus

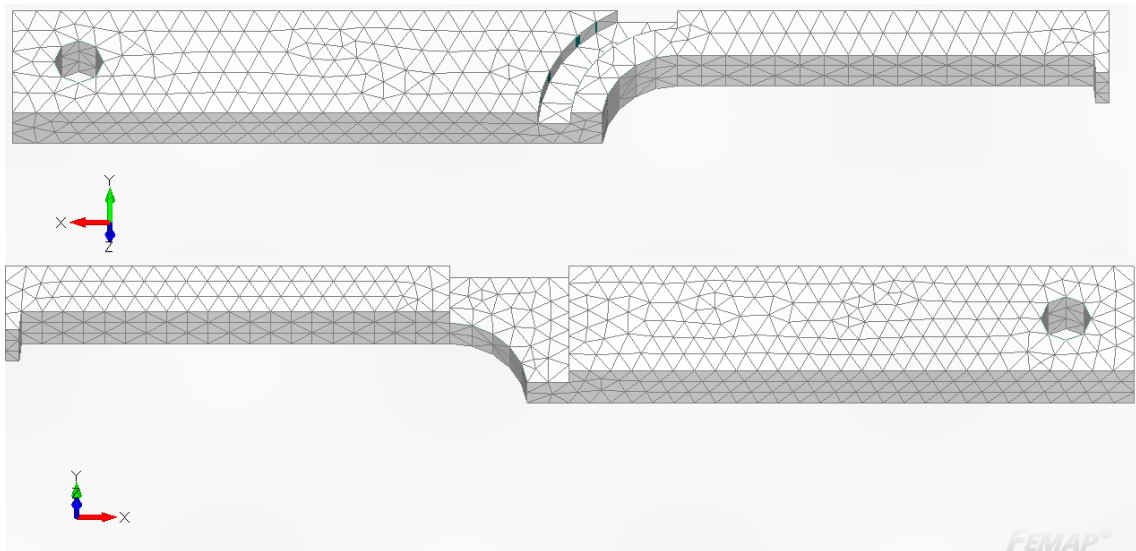
Analysoitavaksi kuormitustapauksiksi valittiin kappaleessa 2 esitetyt kuormitustapaukset:

- FEM 1 – vetokuormitus tangon ollessa ”ulkona”, voiman suunta tangon tuentapisteistä poispäin
- FEM 2 – puristuskuormitus tangon ollessa ”sisässä”, voiman suunta kohti tangon tuentapisteitä (kuten esimerkkikuvassa yllä, ks. Kuva 13)

Junan ylityksestä aiheutuvan 800 N kuorman havaitseminen asetettiin minimivaatimukseksi, jonka valitun mittausmenetelmän tulisi havaita. Koska mallinnuksen avulla pyrittiin selvittämään, oliko kuormituksesta syntyvä venymä ylipäänsä mahdollista havaita, suurempia kuormituksia ei ollut tarpeen mallintaa erikseen sillä anturin oletetaan havaitsevan kaikkien minimivaatimusta suurempien kuormitusten aiheuttamat venymät.

6.3 Verkotus

Mallinnuksen elementtiverkot päätettiin toteuttaa kauttaaltaan tetraedrin sekä pyramidinmuotoisin elementein, sillä heksaedrin (kuution) muotoiset elementit teettävät usein hankaluuksia epälineaaristen rakennekohtien verkotuksessa (Kuva 14). Tehdyssä valinnassa tuli kuitenkin ottaa huomioon, että tetraedri -elementein tehty laskenta on pääsääntöisesti hie- man epätarkempi, sekä laskennallisesti hitaampi kuin heksaedri -elementeillä tehty.



Kuva 14. FE-mallien elementtiverkot

Valittu verkotustapa katsottiin hyväksyttäväksi, sillä mallinnusten koon teettämällä las- kenta-ajalla ei ollut tässä yhteydessä suurta merkitystä, sekä muiden malliin tehtyjen pelkis- tysten johdosta tuloksilta odotettiin vain suuntaa-antavia jännityslukemia.

Koska rakenteen jännitysten käyttäytymisestä ei ollut aiempaa tietoa, mallin elementti- verkko päätettiin toteuttaa kauttaaltaan vakiokokoisin elementein. Tällä tavoin mallin ole- tettiin tuottavan tasavertaisen arvion siitä, mihin kohtaan jännityskeskittymät saattaisivat syntyä. Elementtien koot määritettiin FEMAP:n automaattisen elementtimäärityksen avulla, jonka tuloksena saatiin tavoiteltavat elementtikoot mallinnuksille. Mallinnuksen yksityis- kohtia on esitetty tarkemmin raportin liitteissä (Liite 2).

Elementtien koossa pyrittiin ottamaan huomioon käytännökokeissa käytettävien anturien koko siten, että käytetty anturi mahtuisi elementin kattaman pinta-alan sisään. FEMAP mallinnuksessa ilmoitetut elementtien jännityslukemat ovat oletuksena keskiarvoistettu elementin solmujen kesken. Oletuksena oli, että elementtikoon ja anturin pinta-alan vastatessa toisiaan saataisi riittävän realistinen kuva siitä, millaisia jännityksiä anturin pinta-alalle saataisi kohdistua.

7 Laboratoriomittaukset

Laboratoriossa tehtävät mittaukset päätettiin suorittaa kahdessa osassa: ensin yksinkertaistettu kontrolloitu mittaus, jolla todennettiin mittauksen toimivuus ja saatiin mittaustulos kontrolloidulle kuormalle. Tämän jälkeen suoritettiin eri suunnista vaihteeseen vaikuttavien kuormitustapojen kokeellinen osio. Molemmat testaukset päätettiin toteuttaa laboratorioympäristössä irrallisella vaihteenkääntölaitteella.

Laboratorioympäristössä tehtävien testien tavoitteena oli varmistaa mittauslaitteiston ja menetelmän toimivuus, sekä todentaa aiemmat mallintamalla saadut tulokset testaamalla vastaavat kuormat kontrolloiduissa olosuhteissa irrallisella kääntölaitteella. Monipuolisempien testien tavoitteena oli puolestaan saada aineistoa esimerkiksi vaihteen kääntömoottorin tuottamista kuormitustilanteista.

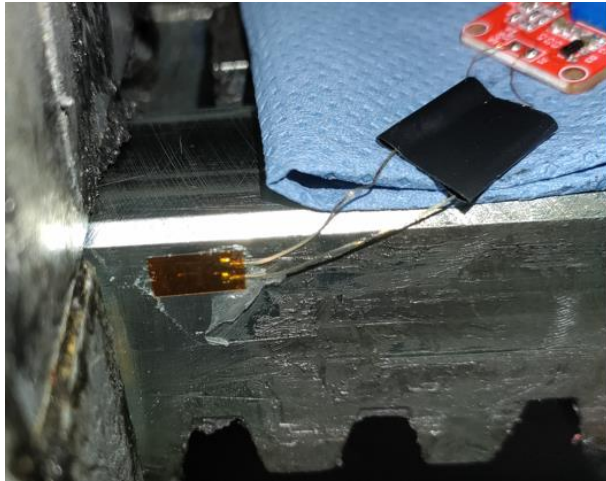
Kaikissa mittauksessa käytettiin Omega SGD-5/350 venymäliuska-antureita. Anturin hilan mitat *pituus* (*x leveys*): 4,5 (x 3,2) mm.

7.1 Kontrolloitu mittaus

Ensimmäiset laboratoriomittaukset suunniteltiin suoritettavaksi irrallisella kääntölaitteella, jonka toiseen hammastankoon asennettaisiin venymäanturi vahvistimineen. Anturin sijainniksi valittiin FE-mallinnuksessa tunnistettu jännityskeskittymä moottorinpuoleisessa hammastangossa, johon anturi liimattiin oletetun kuormituksen suuntaisesti (Kuva 15). FE-mallinnuksen perusteella odotettavissa oli, että kyseiseen kohtaan syntyy vetokuormituksessa puristusta, joka näkyisi anturissa jännitesignaalin kasvuna.

Anturi kytkettiin Wheatstonen neljäsosa-siltakytkentää vastaavaan piiriin, jonka tuottama ΔU signaali vahvistettiin anturiin liitetyillä vahvistinkomponenteilla (Crowtail

CT0070SGS). Vahvistetun anturisignaalin U_o nolla-tason offset -jännite asetettiin vahvistinpiiriin potentiometrillä noin 55 mV suuruiseksi.



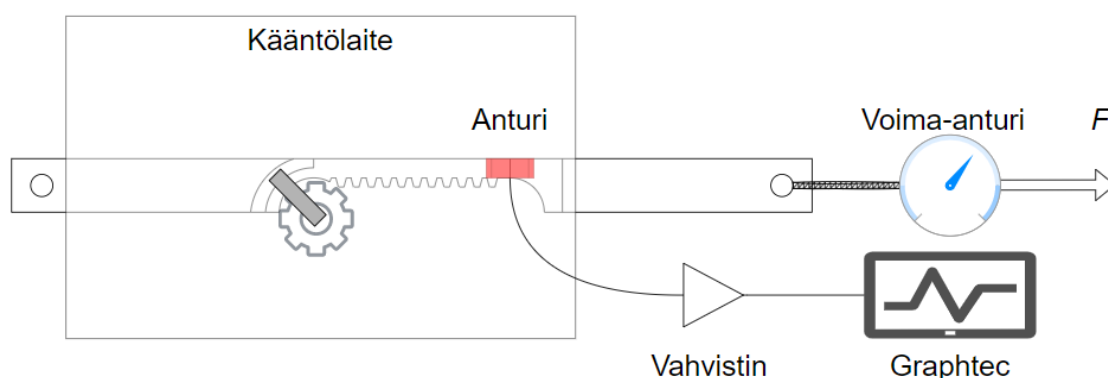
Kuva 15. Anturin asennus ja signaalivahvistin

Vahvistimelta luettu signaali U_o tallennettiin analogisena signaalina Graphtec GL980-UM datankeruuilaitteella (Kuva 16), jonka näytteenottoskaalana käytettiin ± 250 mV, 16 bitin analogia/digitaalinen -muunnoksen (A/D) resoluutiota, sekä näytteenottotaajuutena 1000 Hz:ä. Datankeruuilaitte tallensi tulokset suoraan millivolttina, jonka ansiosta erillistä data-konvertointia ei vaadittu.



Kuva 16. Graphtec datankeruuilaitte

Vaihteenkääntölaitteeseen tuotettiin vetokuormitus vetämällä vaihteen hammastankoa kuormaliinan avulla. Tuotettua kuormitusta arvioitiin kuormaliinan ja kuorman väliin asetetulla ulkoisella voima-anturilla (Kuva 17). Kokeen tarkoituksena oli testata anturin reagointi kuormitukseen, sekä saada referenssi kontrolloidun kuormituksen sekä mittaussignaalin vaihtelun välille.



Kuva 17. Havainnekuva koejärjestelyistä

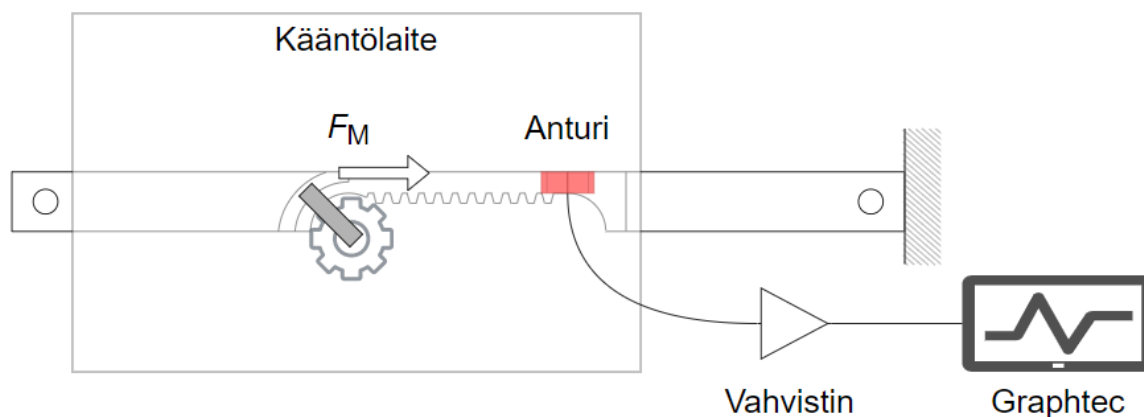
Mittausjärjestelyssä vaihteen tangot olivat lukittu ulkoasentoon, jolloin vaihteen moottorinpuoleinen hammastanko oli vaihteen asennon suhteen ”määräävä”.

7.2 Kokeellinen mittaus

Toinen laboratoriomittaus suunniteltiin suoritettavaksi samalla koejärjestelmällä kuin ensimmäinen, mutta testiin sisällytettiin monipuolisempia kuormitustapauksia. Anturin sijainniksi valittiin jälleen FE-mallinnuksessa tunnistettu jännityskeskittymä moottorinpuoleisessa hammastangossa, johon anturi liimattiin oletetun kuormituksen suuntaisesti.

Vahvistimessa sekä datankeruulaitteessa käytettiin samoja asetuksia kuin ensimmäisessä mittauksessa. Vahvistetun anturisignaalin nolla-tason offset -jännite asetettiin ensimmäisen testausjärjestelyn tapaan vahvistinpiirin potentiometrillä noin 55 mV suuruiseksi.

Vaihteenkääntölaitteeseen tuotettiin kuormitus vaihteen oman kääntömoottorin avulla. Tuotettua kuormitusta arvioitiin vertaamalla mittausta kontrolloidun kuormitustestin tuloksiin. Kääntömoottorilla toteutettiin testaus ns. normaaleissa kääntötilanteissa, ilman kääntöä haittaavia esteitä, sekä kääntöliikettä haittaavan esteen kanssa (Kuva 18).



Kuva 18. Esimerkki vaihteen omalla kääntömoottorilla tehdystä testistä

Mittauksissa käytetyssä vaihteenkääntölaitteessa ei ollut asennettuna käyttötankoja, kieli-sovituksia, tai muuta kuormaa hammastankojen jatkeeksi. Vähäisen liikevastuksen vuoksi etenkin normaaleista kääntöoperaatioista oli odotettavissa vain hyvin pieniä muutoksia mitaustsignaaliin.

Moottorin avulla tuotettuja kuormituksia mitattiin kuusi eri tapausta:

- Ensimmäisessä testitapauksessa vaihdetta käännetään sähköisesti kääntömoottorin avulla ”ulos” ilman liikettä estävää haittaa tai lisäkuormaa.
- Toisessa testitapauksessa suoritetaan kääntö ”sisään” ilman liikettä estävää haittaa.
- Kolmannessa testitapauksessa suoritetaan kääntö ”ulos” niin, että erillinen haitta estää pääteasentoon pääsyn (esimerkin Kuva 18). Testillä pyritään simuloimaan esimerkiksi lumen tai jään aiheuttamaa vastusta vaihteen kielten välissä. Testin tuloksesta voidaan samalla nähdä, kuinka suureksi vaihteen kitkavastuksen sallima voima on säädetty.

- Neljäntenä testitapauksena suoritetaan kääntö ”sisään” niin, että haitta estää pääteasentoon pääsyn anturinpuoleisesta päädyistä. Edellisen testin tapaan testillä pyrittiin simuloimaan esimerkiksi lumen tai jään aiheuttamaa vastusta vaihteen kielten välissä, mutta ohjattaessa moottoria vastakkaiseen kiertosuuntaan.
- Viidentenä suoritetaan kääntö ”sisään” niin, että haitta estää pääteasentoon pääsyn tangon vastakkaisessa päässä. Testitapaukselle ei ollut varsinaista käytännön vikatilannetta, mutta sillä haluttiin selvittää kuinka eri paikkaan sijoitettu haitta vaikuttaa mittaussignaalin käyttäytymiseen.
- Kuudennessa testitapauksessa suoritetaan vaihteen käyttötankoon yläpuolelta kohdistuva pystysuuntainen kuormitus. Viimeisessä testitapauksessa pyritään havainnollistamaan, miten anturi reagoi vaihteen hammastankoon pystysuunnasta kohdistuvaan kuormitukseen. Käytäntöä vastaavaksi kuormitustilanne voisi olla esimerkiksi vaihteen tuennassa oleva elastisuus, joka sallii vaihteen kielten painua alaspäin junan painon alla. Testaus suoritetaan aiheuttamalla noin 800 N kuorma vaihteen hammastangon päälle pystysuunnasta vaihteen hammastangon ollessa ulkoasennossa

Testitapausten yhteisenä tavoitteena oli tallentaa erilaisia kuormitustapauksia, ja pyrkiä tunnistamaan niille ominaiset kuormitusprofiilit venymäanturilta tallennetusta mittaussignaalista. Profiileja vertailemalla voidaan tunnistaa, miten vaihteeseen kohdistuvan kuormituksen käyttäytyminen muuttuu eri tilanteissa.

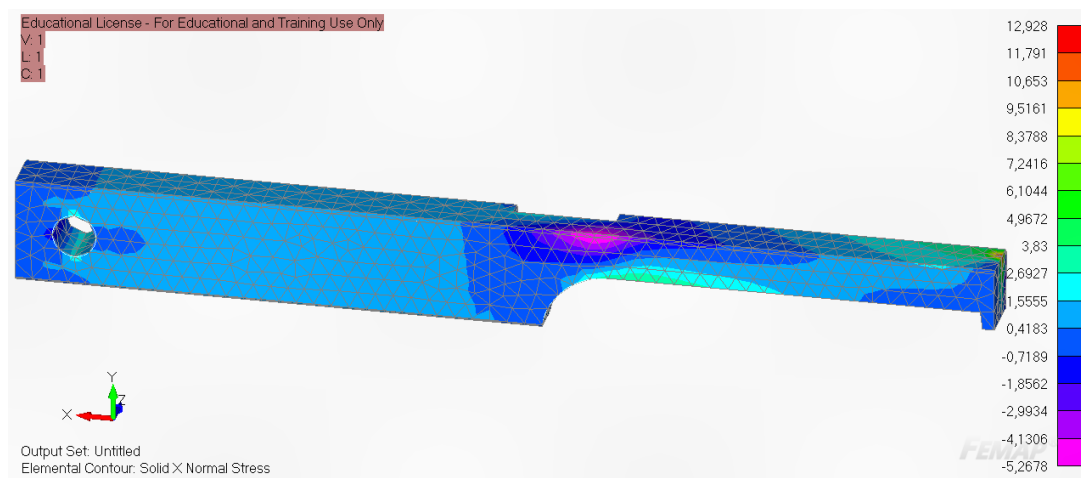
8 Tulokset

Mallinnusten tuloksissa esitellään mallinnuksesta havaitut potentiaalisimmat anturin asennuspaikat, sekä mallinnuksen elementeissä vaikuttavat jännitykset. Laskelmien tuloksissa esitellään FE-mallin ja analyttisesti johdettujen jännitysten perusteella arvioidut venymät, sekä millaisia mittaustuloksia niistä voitaisi saada venymäanturilla.

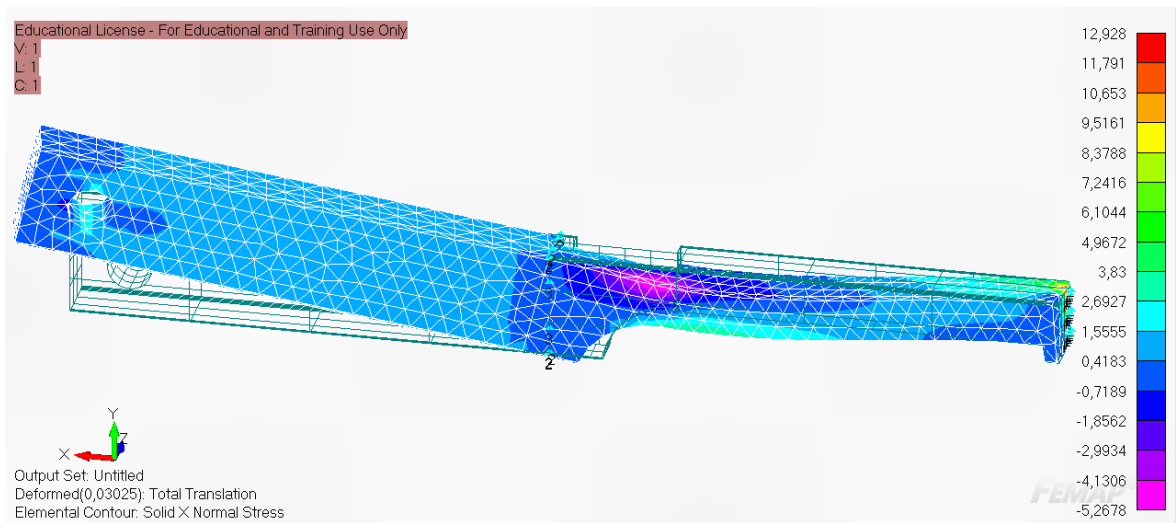
Käytännönkokeilla saaduissa mittaustuloksissa esitellään venymäanturista luettu signaali voima-anturilla mitatun kuorman funktiona, sekä kokeellisesta osiosta signaalin muuttumista esittävä kuvaaja ajan funktiona. Vertailua varten tuloksissa esitellään myös analyttisin kaavoin lasketut kunkin testitapauksen mittaussignaalia vastanneet kuormitukset.

8.1 Mallinnus

Ensimmäisessä mallinnuksessa analysoitiin hammastangon jännityksiä vetokuormituksessa. Analysointi ennakoivat vetokuormituksen seurauksena tangon yläpinnalle loveuksen kohdalle syntyvän jännityskeskittymän (Kuva 19 ja Kuva 20).

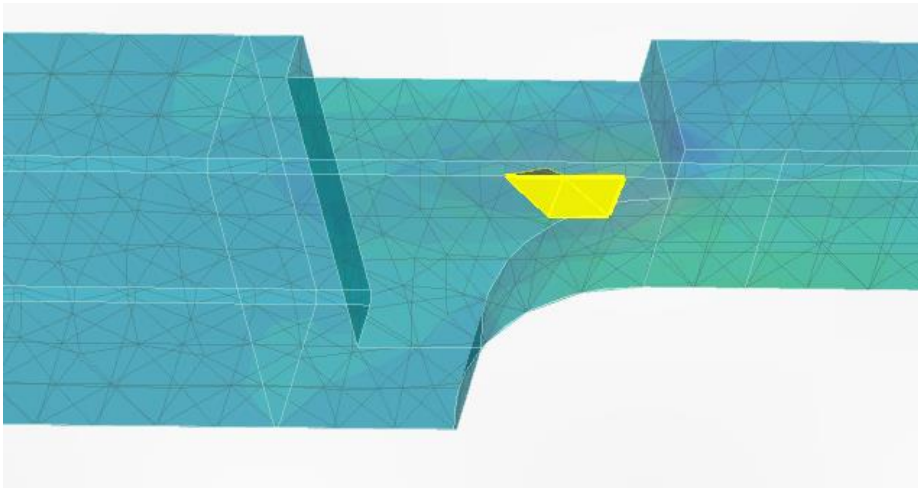


Kuva 19. Hammastanko 1:stä mallinnetut jännitykset



Kuva 20. Hammastanko 1:n siirtymät

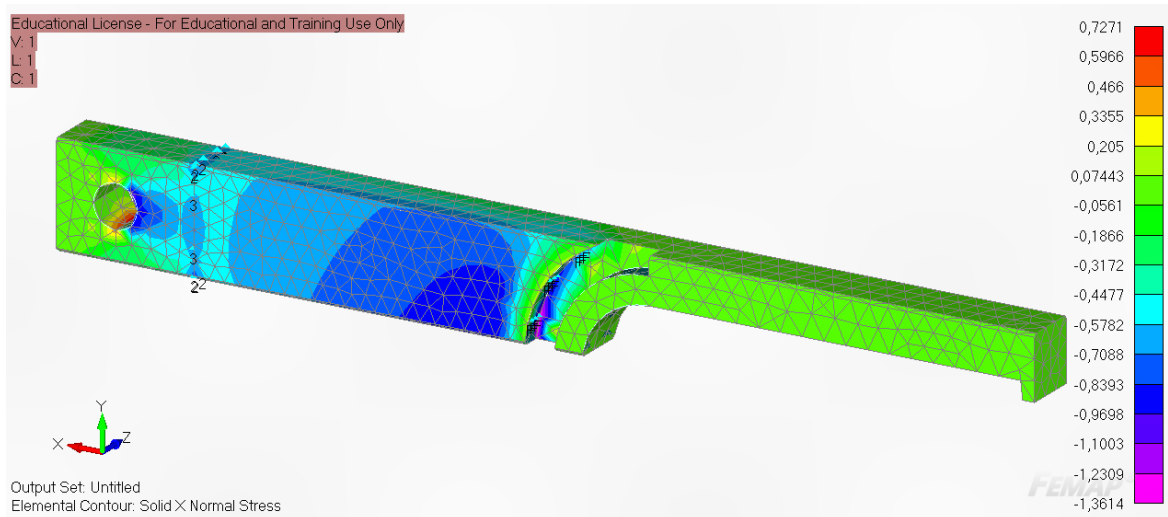
Muodostuneen jännityskeskittymän alue tangon vasemmalla sivulla (Kuva 21) valittiin potentiaaliseksi anturin asennuspaikaksi. Keskittymän alueen solmukohtien muodostamista elementeistä tallennettiin jännitysten arvot laskentaa varten.



Kuva 21. Hammastanko 1:n potentiaalinen anturin sijainti (keltaisella)

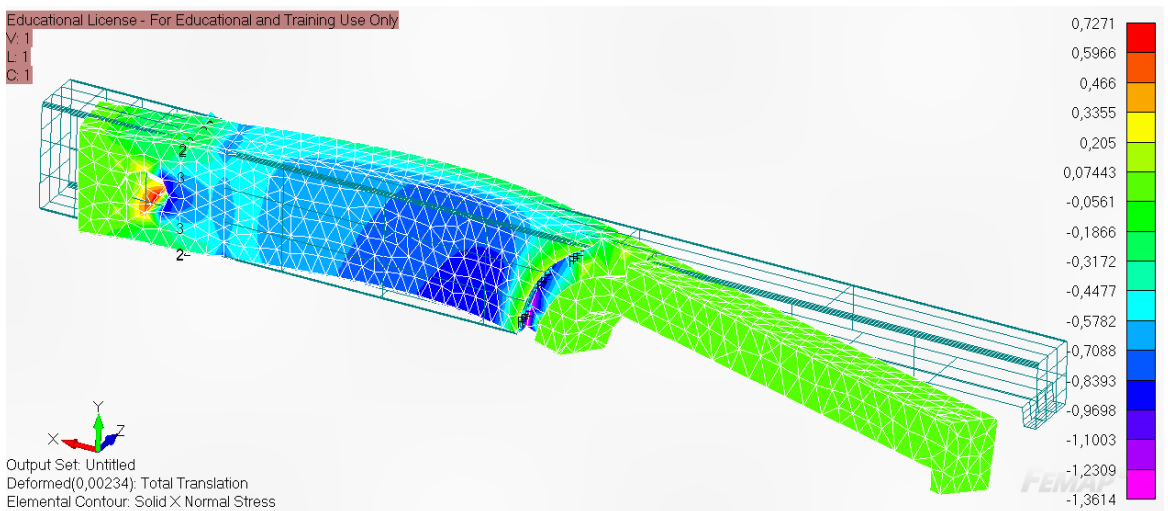
Elementtiin kuuluneiden solmujännitysten keskiarvon katsottiin olevan riittävän lähellä sitä, millaisia lukemia venymäanturilta olisi odotettavissa. Valittujen elementtien jännitysten arvot ovat esitetty jäljempänä taulukossa (Taulukko 1).

Toisen hammastangon analysointi puristuskuormituksessa. Analysointi ennakoi kuormituksen seurauksena tangon vasemmalle sivulle syntyvän jännitysalueen (Kuva 22).



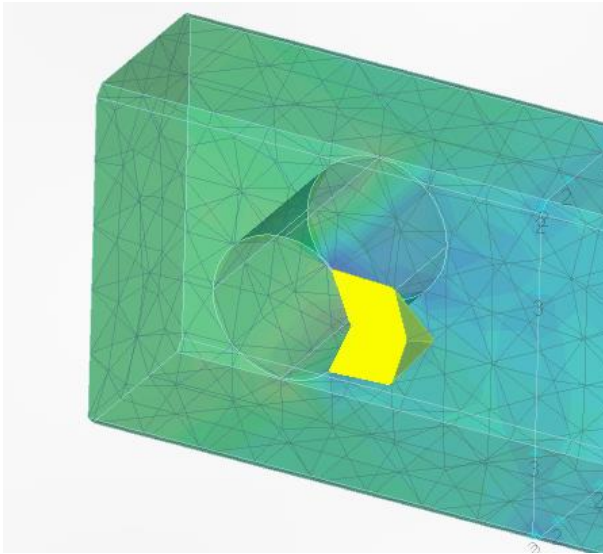
Kuva 22. Hammastanko 2:sta mallinnetut jännitykset, vasen puoli

Hammastangon keskiosa, johon pääosa muodonmuutoksista keskittyy (sininen alue), liikkuu vaihdetta käännettäessä lähes koko pituudeltaan vaihteen teräsrunkoon sovitetun tiivisteiden läpi, jonka vuoksi siihen ei voida asentaa anturia (Kuva 23).



Kuva 23. Hammastanko 2:n siirtymät

Toisessa hammastangossa käytännössä ainoaksi mahdolliseksi anturin asennuspaikaksi katsottiin tangon vasemmalla sivulla, heti kuormituspisteen takana, vaihteen kotelon ulkopuolelle jäävä osa (Kuva 24). Muissa kohdissa anturi rikkoutuisi jäädessään vaihteen kääntöliikkeessä tangon ja vaihteen teräskotelon väliin.



Kuva 24. Hammastanko 2:n potentiaalinen anturin sijainti

Mallinnuksista saatujen jännitysten arvot ovat esitetty alla (Taulukko 1). Taulukossa esitetyjä tuloksia hyödynnetään arvioidessa laskennallisesti venymäanturin asennuspaikasta saatava mittaussignaali.

Taulukko 1. FEM mallien elementtikohtaiset jännitykset

Malli	Sijainti	Pienin σ [MPa]	Suurin σ [MPa]
Tanko 1, vetokuormitus	ks. Kuva 21	-3,0	-3,6
Tanko 2, puristuskuormitus	ks. Kuva 24	-0,8	-0,9

8.2 Laskelmat

Oletettujen kuormituksen suuntaiset staattiset jännitykset ja muodonmuutokset laskettiin tangon pienimmälle pinta-alalle A_{\min} , suurimmalle pinta-alalle A_{\max} , sekä FE-mallinnuksesta saaduille anturin sijoituspaikkojen jännityslukemille hammastangossa 1 (taulukossa ”FEM 1”) sekä hammastangossa 2 (taulukossa ”FEM 2”). Analyytisissä laskelmissa kuormituksen suuruudeksi määritettiin $F = 800$ N puristuskuormitusta.

Lukemista johdettiin anturin sähkövastuksen muutos, sekä odotettavissa oleva vahvistetun mittaussignaalin muutos ΔU_o . Laskelmien venymäanturin syöttöjännitteenä käytettiin arvoa $U_{\text{ex}} = 4,5$ V, anturikertoimena $k = 2,1$, rakenteen pinta-aloina $A_{\min} = 504$ mm² ja $A_{\max} = 1484$ mm², teräksen kimmokertoimena $E = 210$ GPa. Wheatstonen ¼ siltakertoimena käytettiin oletusarvoa 1. Laskelmien tulokset ovat esitetty alla (Taulukko 2).

Taulukko 2. Laskelmat

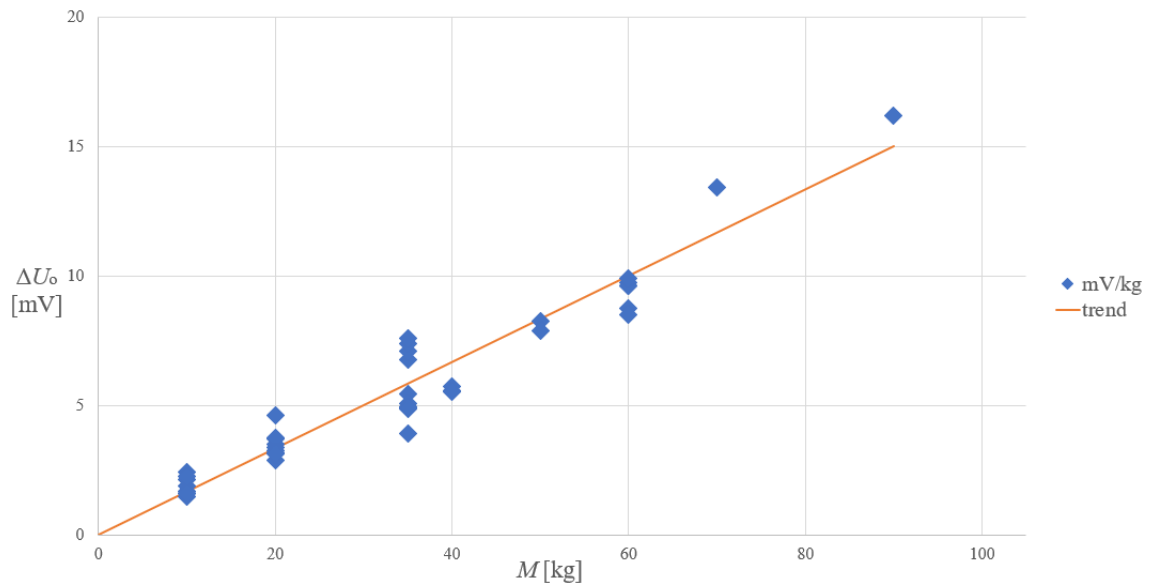
Malli	σ [MPa]	ε	ΔR [Ω]	ΔU_o [mV]
A_{\min}	-1,6	-7,56E-6	-0,00556	17,857
A_{\max}	-0,5	-2,56E-6	-0,00187	6,064
FEM 1 _{min}	-3,0	-14,36E-6	-0,01056	33,931
FEM 1 _{max}	-3,6	-17,06E-6	-0,01254	40,315
FEM 2 _{min}	-0,8	-3,89E-6	-0,00286	9,195
FEM 2 _{max}	-0,9	-4,22E-6	-0,00309	9,962

Laskelmien mukaan venymäanturin tulisi antaa vähintään noin 6,1 mV ja parhaimmillaan noin 17,8 mV signaali 800 N staattisella kuormituksella. Mikäli todellinen rakenne käyttäytyy FE-mallin mukaisesti, ja anturin asennuspaikkaan muodostuu jännityskeskittymä, vaihteen hammastangosta olisi mahdollista saada yli 30 mV signaali vastaavalla kuormalla.

8.3 Kontrolloidut mittaukset

Kontrolloidut laboratoriomittaukset suoritettiin suunnitellusti irrallisella kääntölaitteella, jonka moottorinpuoleiseen hammastankoon asennettiin venymäanturi FE-mallinnuksessa tunnistetun jännityskeskittymän kohdalle (vertaa: Kuva 21 kappaleessa 8.1).

Kontrolloitu mittaus toteutettiin säätämällä kuormaliinan kireyttä, ja kirjaamalla voima-anturin näyttämää vetokuormitusta vastaava venymäanturin lukema voima-anturin näyttämän 10 kg ja 90 kg väliltä noin 10 kg välein. Mittauksen luotettavuuden parantamiseksi mittauksia toistettiin useaan kertaan eri kuormille. Alla esitettyssä kaaviossa (Kuva 25) on havainnollistettu venymäanturin mittaussignaalin muutos ΔU_0 voima-anturilta luetun kuormituksen M funktiona.



Kuva 25. Kontrolloidun mittauskokeen tulokset

Mittaussignaalin vaihtelun vuoksi lukemaksi määritettiin kunkin kuormituksen ajalta tallennetun signaalin keskiarvo. Alla esitettyssä taulukossa (Taulukko 3) on esitettyinä kutakin testitapausta vastanneet anturilta luetut minimi ja maksimilukema, sekä mittausten keskiarvo.

Viimeisistä, yli 60 kg mittauskoikeista, saatiin vain yhdet onnistuneet mittaustulokset, jonka vuoksi niistä ei ole esitettyä erikseen maksimiarvoa eikä keskiarvoa.

Taulukko 3. Kontrolloidut mittaukset

#	Veto [kg]	ΔU_o [mV] min	ΔU_o [mV] max	ΔU_o [mV] avg
1	10	1,67	2,43	1,88
2	20	2,89	4,60	3,48
3	35	3,92	7,60	5,80
4	40	5,53	5,72	5,60
5	50	7,86	8,25	8,05
6	60	8,50	-9,88	-9,34
7	70	13,4	-	-
8	90	16,2	-	-

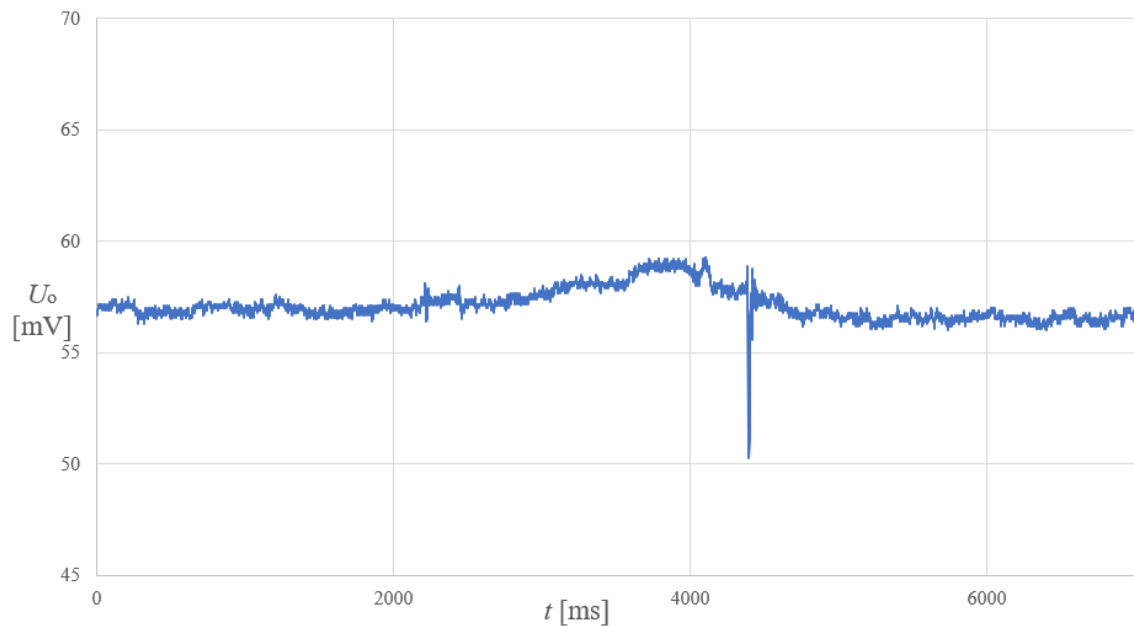
Tarkempi luettelo mittaustuloksista on esitetty raportin liitteissä (Liite 3).

8.4 Kokeelliset mittaukset

Toinen laboratoriomittaus toteutettiin samalla testijärjestelmällä kuin ensimmäiset kontrolloidut mittaukset. Testauksessa suoritettiin suunnitellut kuusi mittauskoetta, joista tallennetusta mittausaineistosta eristettiin kutakin tapahtumaa vastannut tallenne.

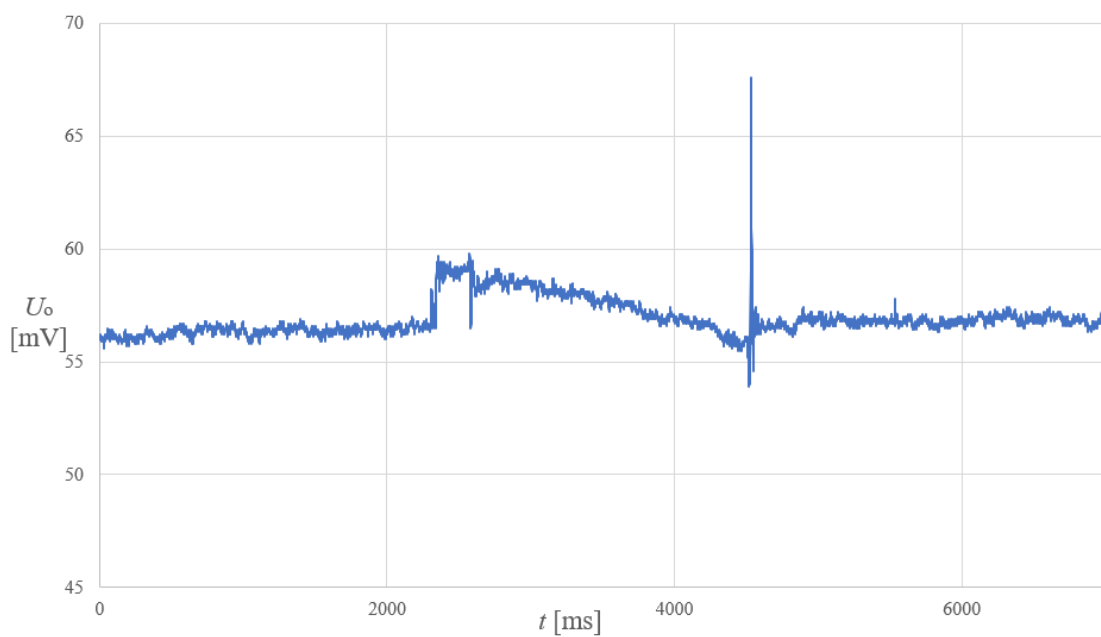
Kaikkien testitapausten mittaustulokset ovat esitetty vahvistetun mittaussignaalin U_o muutoksina ajan t funktiona. Kuvaajien aikaikkunaan on pääsääntöisesti varattu 0,5 – 2 sekuntia neutraalin, kuormittamattoman tilan, signaalin tallennetta (55 mV), jotta signaalin muutokset erottuvat paremmin. Testitapauksissa 3, 4 ja 5 vaihteen käynnön aikakatkaisu toteutuu automaattisesti 10 sekuntia käynnön aloituksen jälkeen, jos vaihde ei pääse valvottuun päte-asentoonsa.

Ensimmäisessä testitapauksessa toteutettiin vaihteen kääntö sähköisesti ”ulos” ilman liikettä estävää häiriötä tai lisäkuormaa. Tallennettu mittaussignaali esitetty alla (Kuva 26).



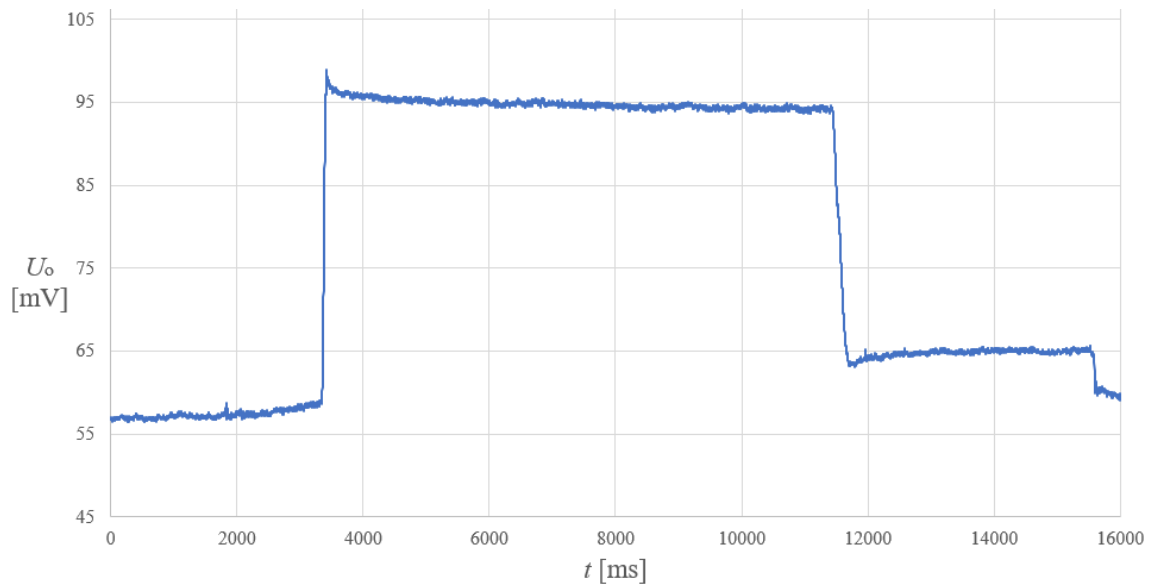
Kuva 26. Normaali kääntö ulospäin

Toisessa testitapauksessa toteutettiin vaihteen kääntö sähköisesti ”sisään” ilman liikettä estävää häiriötä tai lisäkuormaa (Kuva 27).



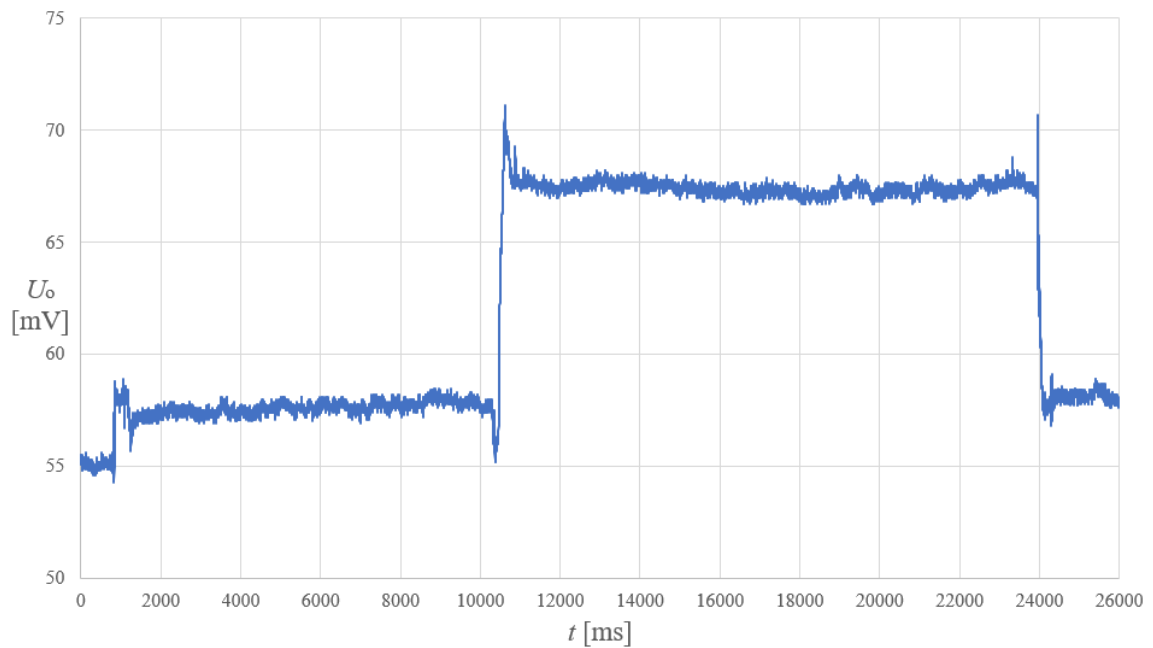
Kuva 27. Normaali kääntö sisäänpäin

Kolmannessa testitapauksessa kääntömoottorilla suoritettiin kääntö ”ulos” niin, että fyysinen haitta esti vaihteen pääsyn pääteasentoonsa. Haitta asetettiin ulospäin liikkuvan hammastangon eteen tukeutuen kiinteää seinämää vasten, estäen hammastangon liikkeen viimeisten, noin 5 cm, matkalta. Tallennettu mittaussignaali esitetty alla (Kuva 28).



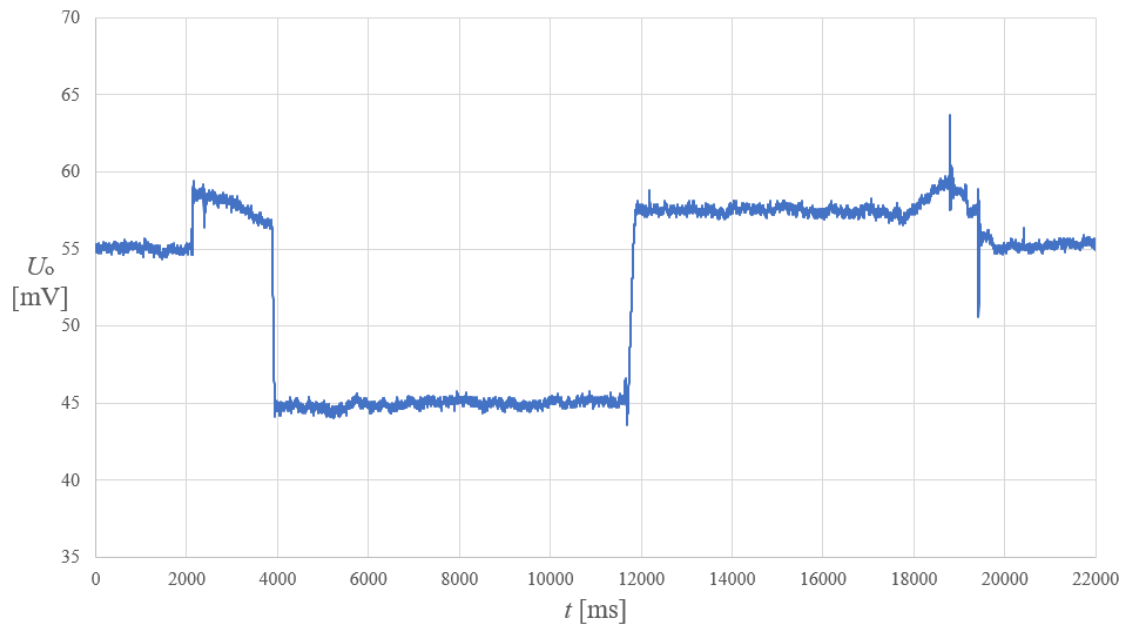
Kuva 28. Kääntö ulospäin haittaa vasten

Neljännessä testitapauksessa kääntömoottorilla suoritettiin kääntö ”sisään” niin, että haitta esti vaihteen pääsyn pääteasentoonsa anturinpuoleisesta pädystä. Haitta asetettiin sisäänpäin liikkuvan hammastangon sekä vaihteenkääntölaitteen väliin, jolloin haitta tukeutui vaihteen teräksistä koteloa vasten, estäen hammastangon liikkeen pian liikkeellelähdön jälkeen. Neljännen testin mittaussignaali esitetty alla (Kuva 29).



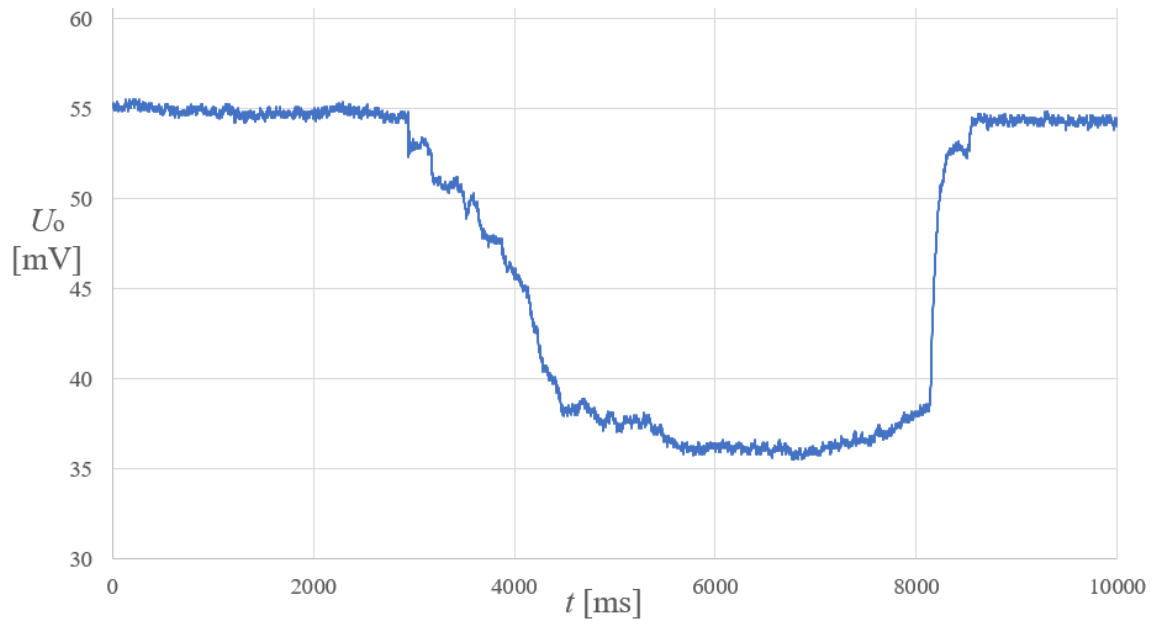
Kuva 29. Kääntö sisäänpäin haittaa vasten, tapaus 1

Viidennessä testitapauksessa toistettiin vastaava tilanne kuin neljännessä, mutta vaihteen liikkeen estävä haitta asetettiin vaihteenkääntölaitteen ”taakse”, jolloin pääteasentoon pääsy estyi hammastangon vaihteesta pois päin osoittavassa päässä (Kuva 30).



Kuva 30. Kääntö sisäänpäin haittaa vasten, tapaus 2

Viimeisessä testitapauksessa pyrittiin selvittämään, miten anturi reagoi pystysuunnasta vaihteen hammastankoon kohdistuvaan kuormitukseen. Testistä tallennettu mittaussignaali esitetty alla (Kuva 31).



Kuva 31. Pystysuuntainen kuormitus vaihteen yläpuolelta

9 Analysointi

Tulosten analysoinnissa pyrittiin tekemään havaintoja diplomityön eri vaiheista saatujen tulosten merkityksestä työn tavoitteiden näkökulmasta. Analysoinnissa keskitytään arvioimaan, kuinka eri menetelmin saadut tulokset korreloivat keskenään, sekä kuinka lähelle analyttisesti johdetuilla yhtälöillä päästiin käytännön mittauskokeen tuloksia.

9.1 FE-malli ja laskelmat

Laskelmien sekä FE-mallinnusten antamat tulokset rakenteen jännityksistä sekä venymistä vaikuttivat yleisesti ottaen uskottavilta. Jännityskeskittymiä lukuun ottamatta mallinnuksen antamat jännityslukemat korreloivat odotetusti tangon poikkipinta-aloihin perustuneisiin jännityslukemiin, pysyen tangon poikkipinta-alaan perustuen laskettujen A_{\min} (-1,59 MPa) ja A_{\max} (-0,539 MPa) jännitysten välillä. FE-mallinnuksen lukitussegmenttiä jäljittelevän tuentapisteen arveltiin olevan liian jäykkä verrattuna todellisuuteen, jonka vuoksi mallinnuksen tuloksia tarkasteltaessa lukitussegmentin ympärille muodostuneet jännityskeskittymät jätettiin huomiotta.

Mallinnuksessa esiintyneisiin jännityskeskittymiin suhtauduttiin pienellä varauksella, sillä mallinnuksen tuentapisteen arvioitiin olleen jäykemmät kuin todellisuudessa aiheuttaen mallinnukseen epätarkkuutta sekä oletettavasti jokseenkin suuremmat jännityslukemat. Mallinnuksessa tehdyt yksinkertaistukset, sekä tehdyt oletukset tangon tukeutumisesta vaihteen teräsrunkoa vasten saattoivat myös osaltaan vaikuttaa analysoinnin antamiin tuloksiin. Epävarmuudesta johtuen FE-analyysin tulosten *max* arvot jätettiin ottamatta huomioon tarkastelussa.

Ensimmäisessä hammastangossa FE-mallinnus ennusti tangon ohuimman kohdan ulkosivulle syntyvän pienen jännityskeskittymän, jossa mallinnuksen mukaan jännitys nousisi vähintään 3,02 MPa suuruiseksi. Jännityskeskittymä valittiin anturin asennuspaikaksi

käytännön mittauskokeisiin, sillä jännityskeskittymän sijainnista ei koitunut riskiä anturin rikkoutumiselle, ja mallin ennustamia siirtymiä sekä muodonmuutoksia pidettiin realistisina.

Toisen hammastangon tuenta oli kokonaisuudessaan selkeästi jäykempi, eikä anturin sijoittelun kannalta sopiviin osiin muodostunut juurikaan sellaisia jännityksiä, jotka olisivat helposti havaittavissa. Analysointi ennakoi rakenteeseen syntyvän sivuttaissiirtymiä, jonka seurauksena muodonmuutokset keskittyivät voimakkaasti tangon vasemmalle sivulle. Tangon sivu ei kuitenkaan soveltunut anturin asennuspaikaksi, sillä anturi rikkoutuisi jäädessään tangon ja vaihteen teräskotelon väliin vaihdetta käännettäessä.

Toisessa tangossa anturin ainoaksi asennuspaikaksi arvioitiin olleen teräskotelon ulkopuolelle jäävässä osassa, heti kuormituspisteen takana. Mallinnuksen mukaan kuormituspisteen takana olevalla elementillä olisi vähintään noin $-0,817$ MPa jännitys, joka heikkenee nopeasti etäisyyden kasvaessa.

Koska vaihteen hammastankojen materiaaliominaisuuksista ei ollut saatavilla tarkkaa tietoa, laskelmissa käytettiin yleistä teräksen kimmokerrointa $E = 210$ GPa. Laskelmien tuloksena voitiin ennustaa, että venymäanturin signaaliin tulisi syntyä vähintään 6 mV, ja parhaimmillaan yli 30 mV muutos 800 N kuormituksella. Laskennan perusteella venymäanturilla voitaisi siis molemmissa tapauksissa saada riittävä signaali minimi-tasona pidetyn kuormituksen havaitsemiseksi.

9.2 Kontrolloitu mittaus

Ensimmäiset laboratoriomittaukset suoritettiin irrallisella kääntölaitteella, jonka toiseen hammastankoon asennettiin venymäanturi vahvistimiseen. Kuormituksia ei saatu toteutettua aivan alkuperäisen suunnitelman mukaan, sillä vaihteenkääntölaitteen kuljetusalustan rakenteesta johtuen vetokuormitusta ei saatu järjestettyä täysin kuormitetun hammastangon suuntaisesti, vaan hieman viistoon anturin puoleiselle sivulle.

Kuorman ankkuroinnin hankaluuksien vuoksi vetokuormituksia ei saatu pysymään täysin stabiilina, mikä näkyi myös mittaustuloksissa. Kokeiden suoritushankaluuksien vuoksi mitauksissa esiintyi kohtalaista hajontaa, ja etenkin suurimpien kuormitusten mittaustuloksia saatiin tehtyä onnistuneesti vain hyvin vähäinen lukumäärä.

Kuormituksen ollessa erilainen kuin FE-mallissa tulokset eivät olleet suoraan vertailukelpoisia mallinnuksen kanssa. Tästä johtuen kuormituksen samankaltaisuutta ei voitu pitää varsinaisena osoituksena siitä, että mallinnus olisi ennustanut tangon käyttäytymistä oikein, vaikka mitattu jännitteenkasvu tarkoittikin anturipinta-alan supistumista (puristava kuormitus). FE-mallin perusteella valittu anturin asennuspaikka osoittautui kuitenkin hyväksi, sillä anturilla saadut mittaustulokset 800 N kuormituksella osuivat odotetun 6 mV – 30 mV välille, tulosten trendikuvaajasta arvioituna noin 13,6 mV. Laskelmiin verrattuna saatu mitaussignaali jäi noin 40 %:n suuruiseksi ennustetusta.

Kuten venymäanturin häiriötekijöihin tutustuttaessa selvisi, anturin signaalin herkkyyteen voivat vaikuttaa lukuisat eri muuttujat. Mittauksiin arvioitiin vaikuttaneen epävarmuus käytetyn vahvistinjärjestelmän täsmällisestä vahvistuskertoimesta, anturin asennuksen onnistuminen, anturin oikea sijainti sekä kuormituksen tuottamiseen valitun menetelmän aiheuttama vaihtelu. Tämän vuoksi saatuun signaaliin oltiin tyytyväisiä, eikä signaalin eroa FE-mallin tuloksiin lähdetty selvittämään tarkemmin.

Onnistuneiksi tulkittujen mittaustulosten kautta määritettiin trendikuvaaja, jonka avulla voitiin arvioida mitaussignaalin käyttäytymistä kuormituksen kasvaessa. Trendikuvaajasta laskettu voima saatiin kertomalla signaalin jännitteenmuutos ΔU_o kappaleessa 8.3 esitetyn kuvaajan (Kuva 25) kulmakertoimella T_k sekä painovoimavakiolla g .

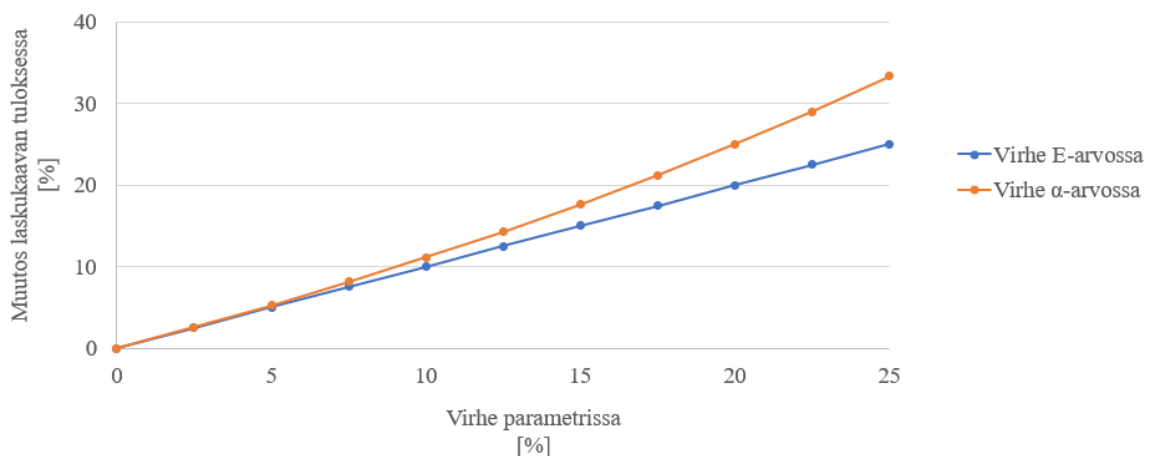
$$F = \Delta U_o T_k g \quad (11)$$

Vertailun vuoksi mittaussignaalista laskettiin myös rakenteen venymä aiemmin kappaleessa 4.3 esitettyjen yhtälöiden avulla, sekä rakennetta kuormittava voima yhtälöllä

$$F = \frac{2 \frac{\Delta U_o}{\alpha}}{\left(-\frac{\Delta U_o}{\alpha} - \frac{1}{2} U_{ex}\right) k} EA \quad (12)$$

Laskukaavan käyttäytymistä arvioitaessa herkimmiksi, sekä epävarmimmiksi, parametreiksi todettiin rakenteen materiaalin kimmokerroin E , sekä käytetyn signaalivahvistimen oletettu vahvistuskerroin α .

Wheatstonen sillan signaalin ja mitatun materiaalin venymän välisen yhtälön antamista tuloksissa oli otettava huomioon, että laskentakaavan täsmällisyys on täysin riippuvainen käytettyjen parametrien oletusarvoista. Parametrien herkkyyttä arvioitiin asettamalla laskukaavan muut tekijät vakioiksi, ja vertaamalla kuinka suuren muutoksen laskukaavan lopputulokseen aiheutuu, jos tarkastellun parametrin arvo muuttuu. Alla esitettyssä kaaviossa (Kuva 32) on esitetty lopputuloksen suhteellinen muutos parametrien virheen funktiona.



Kuva 32. Parametrien virheen vaikutus lopputulokseen

Kuvaajasta voidaan nähdä, että mahdollinen virhe signaalivahvistimen ominaisuuksissa oli suurin epävarmuutta aiheuttava tekijä. Analyyttisen yhtälön antamat tulokset päätettiin sovittaa mitattuja tuloksia vastaavalle tasolle säätämällä parametria α , jolle ei saatu selvitettyä tarkkaa arvoa, mutta tiedettiin olevan ”noin 1000”. Lopullisiksi kuormitusta vastaavan venymän ja jännityksen laskemiseksi käytetyiksi parametreiksi saatiin

- $U_{ex} = 4,5 \text{ V}$
- $k = 2,1$
- $\alpha = 760$
- $E = 210 \text{ GPa}$
- $A = A_{min} = 504 \text{ mm}^2$
- $T_k = 6,0$

Joista parametri T_k määritettiin kappaleessa 8.3 esitetyn kuvaajan (Kuva 25) kulmakertomesta. Laskelmien avulla voitiin vertailla, kuinka hyvin analyttisesti johdetun kaavan tulos vastasi käytännön mittauskokeella saatuja tuloksia. Laskelman tulokset ovat esitetty alla (Taulukko 4).

Taulukko 4. Kontrolloitujen mittausten vertailu

#	Veto [kg]	ΔU_o [mV] avg	Venymä ε	σ [MPa]	F [N]*	F [N]**
1	10	1,88	-1,05E-6	-2,20E5	-111	-111
2	20	3,48	-1,94E-6	-4,07E5	-205	-205
3	35	5,8	-3,23E-6	-6,78E5	-342	-341
4	40	5,6	-3,12E-6	-6,55E5	-330	-330
5	50	8,05	-4,48E-6	-9,42E5	-475	-474
6	60	9,34	-5,20E-6	-1,09E6	-551	-550
7	70	13,4	-7,46E-6	-1,57E6	-790	-789
8	90	16,2	-9,02E-6	-1,89E6	-955	-954

*) Analyttisen kaavan tulos. **) Trendikuvaajan tulos.

Analyttinen laskentakaava saatiin käyttäytymään hyvin läheisesti mittaustulosten kanssa, saatujen tulosten keskinäisen eroavaisuuden ollessa noin 0,15 % ja ero voima-anturin lukemiin noin $\pm 7,4$ %.

Anturilta luetussa raa'assa mittausdatassa keskimääräisen jännitteenvaihtelun amplitudi oli noin $\pm 0,175$ mV, joka muunnettuna voimaksi vastasi noin ± 10 N vaihtelua lopullisessa tuloksessa. Tästä voitiin arvioida mittauksen pystyvän havaitsemaan luotettavasti vähintään kohinaan nähden kaksinkertainen muutos signaalissa, eli noin 20 N kuormitus.

9.3 Kokeellinen mittaus

Toisessa laboratoriomittauksessa kerättiin mittausaineistoa erilaisten vaihteen kääntöön liittyvien tapahtumien aiheuttamista kuormituksista. Testauksessa tallennettiin onnistuneesti jokaista suunniteltua testitapausta vastaava mittaussignaalin käyttäytyminen, ja signaaleja analysoimalla voitiin tulkita kunkin testin tapahtumien kulku.

Kokeellisten mittausten tuloksista laskettiin vastaavat vertailuarvot kuin kontrolloiduista mittauksista käyttäen samoja parametreja. Vertailua varten tehdyt laskelmat ovat esitetty alla (Taulukko 5), jossa suoritettut kokeelliset mittaukset ovat lueteltu *Tulokset* -kappaletta vastaavassa esittelyjärjestyksessä numeroin 1 – 6.

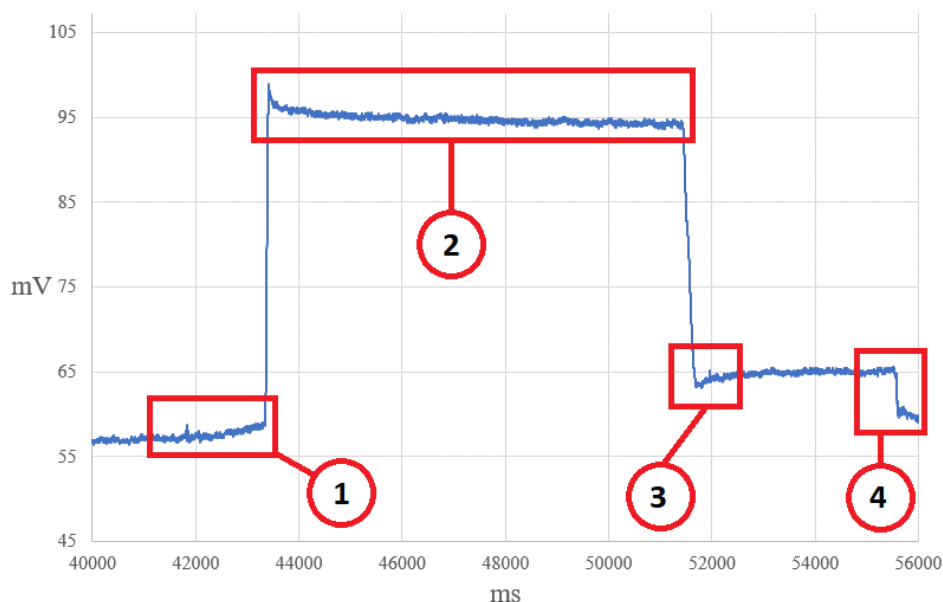
Taulukko 5. Kokeelliset mittaukset

#	ΔU_o [mV]	Venymä ε	σ [MPa]	F [N]*	F [N]**
1	4,3	-2,39E-6	-5,0E5	-253	-253
2	4,8	-2,67E-6	-5,6E5	-283	-283
3	43,9	-2,44E-5	-5,1E6	-2588	-2584
4	16,1	-8,97E-6	-1,9E6	-949	-948
5	-11,4	6,35E-6	1,3E6	672	671
6	-19,5	1,09E-5	2,3E6	-	-

*) Analyttisen kaavan tulos. **) Trendikuvaajan tulos.

Normaaleissa kääntöoperaatioissa (testitapaukset 1 ja 2), havaittiin odotetusti hyvin pieni muutos signaalissa. Molempiin suuntiin käännettäessä signaalissa voitiin havaita lievä, noin 3 – 4 mV kasvu käynnön aikana, vastaten noin 250 N kuormitusta, kunnes vaihteen lukitussegmentti asettuu paikalleen. Syntyneen kuorman arveltiin johtuneen vaihteen ulkokuoren tiivisteistä, jotka vastustivat vaihteen liikettä juuri sen verran, että mittaussignaali voitiin havaita muutaman millivoltin muutos. Kuvaajassa kääntötoimenpiteen päätteeksi näkyneen piikin arveltiin aiheutuneen vaihteen lukitussegmentin asettumista avustavan jousisysteemin voimasta.

Haittaa vasten suoritettussa kolmannessa testissä voitiin hyvin selkeästi havaita, missä kohdin vaihteen hammastanko puristui liikkeen estävää haittaa vasten, aiheuttaen lähes 2600 N suuruisen puristuskuormituksen. Kääntömoottorin pysähtymisen jälkeen haitta jäi noin 650 N voimalla puristuksiin vaihteen väliin. Alla esitettyssä kaaviossa (Kuva 33) esimerkkinä mittaussignaalia tulkittuja tapahtumia.



Kuva 33. Esimerkki testitapahtuman analysoinnista mittaussignaalista

Kaavion kuvaajaan kehystetyt kohdat tulkittiin seuraavasti: 1) Kääntö alkaa samaan tapaan kuin ”kääntö ulos”. 2) Vaihteen tanko saavuttaa liikkeen estävän haitan, ja kääntölaite

työntää tankoa haittaa vasten kitkavastuksen sallimalla voimalla. 3) Käännön ajastettu lopeutus, vaihde jää puristuksiin haittaa vasten. 4) Kääntö vastakkaiseen suuntaan vapauttaa puristuksissa olleen haitan.

Neljännessä testitapauksessa käännettäessä vaihdetta vastakkaiseen suuntaan voitiin havaita selkeä eroavaisuus kuormituksen käyttäytymisessä edelliseen testiin nähden. Kuormitus pysyi moottorin pyörimisen ajan tasaisesti vain noin 130 N tasolla, kunnes moottorin pysähtymisen myötä haitta jäi puristuksiin vaihteen väliin edellisen testitapauksen tavoin noin 700 N:n voimalla.

Siirrettäessä käännön estävä haitta toiselle puolelle vaihdetta (5. testitapaus), signaalista voitiin havaita, että kääntö alkoi tyypilliseen tapaan ”sisäänpäin”, kunnes vaihteen tanko puristui haittaa vasten. Aiemmistä tapauksista poiketen anturiin kohdistui venytystä noin 600 N voimalla, joka vaihtui noin 100 N puristukseksi aikakatkaisun pysäytettyä moottorin.

Kuudennessa testitapauksessa vaihteeseen kohdistettu pystysuuntainen kuormitus näkyi hyvin selkeänä venyttävänä kuormituksena mittaussignaalisissa. Testitapauksesta jätettiin kuormittaneen voiman laskeminen pois, sillä yhtälössä käytetty pinta-ala ei vastaisi eri suunnasta vaikuttavaa kuormitusta. Tuloksen perusteella voitiin päätellä käyttötangon olevan erityisen altis juuri pystysuuntaiselle kuormitukselle, jolloin esimerkiksi junan ylitysten olisi myös mahdollista näkyä todellisessa käyttöympäristössä tallennetussa mittauksessa, vaikka vaihteen kielet olisivat tukeutuneet ratakojoja vasten.

Koska testaukseen käytetyssä vaihteessa ei ollut varsinaista kuormaa, jota liikuttaa vaihteen sähkömoottorin toimesta, saadusta mittaussignaalisista oli paikoin melko hankalaa tulkita vaihteen kääntösekvenssin tarkka aloitushetki. Keveyestä kuormasta huolimatta vaihteesta saatiin tallennettua odotettua selkeämmät signaalien käyttäytymistä kuvaavat profiilit kaikista testitapauksista.

Yleisesti ottaen tallennetusta mittausaineistosta voitiin nähdä selkeitä eroavaisuuksia eri vaihteen käyttöön liittyneistä tilanteista, mikä tukee ajatusta siitä, että venymämittauksen signaalista voitaisi tulkita myös vaihteen mekaaniseen käyttäytymiseen liittyviä yksityiskohtia. Tuloksista voitiin näin ollen myös todeta mittauksen herkkyyden olleen varsin riittävä vaihteen normaalin kääntötoimenpiteen, sekä selkeimpien kääntöä haittaavien tapahtumien havaitsemiseen. Kokeen myötä saatiin tuotettua tietoa mittausmenetelmän toimivuudesta vaihteen käyttäytymisen tulkitsemisessa, sekä lisävarmuutta sen toimimiselle myös vaihteen oikeassa käyttöympäristössä.

10 Yhteenveto

Tässä kappaleessa arvioidaan saavutettuja tuloksia yleisellä tasolla, sekä käydään läpi diplomityössä käytettyjen menetelmien onnistuminen tutkimusongelman ratkaisemiseksi. Lopuksi esitellään diplomityön tuloksista tehdyt johtopäätökset.

10.1 Tulosten arviointi

Vaihteen rakenne sekä siihen tavanomaisessa käytössä vaikuttavat kuormitukset analysoitiin empiirisiin menetelmin käyttäen apuna FEM -mallinnusmenetelmää. Vaihteen hammastangosta tehdyn FE-mallin tavoitteena oli ennustaa rakenteen käyttäytyminen, sekä näyttää mahdollisten jännityskeskittymien sijainti. Saadut tulokset vaikuttivat yleisesti uskottavilta, vaikkakin useiden tuentapisteisiin liittyneiden olettamusten seurauksena niihin suhtauduttiin pienellä varauksella. Mallinnuksen tuloksista voitiin todeta venymäliuskojen soveltuvan rakenteen muodonmuutosten mittaamiseen, sekä rakenteesta tunnistettiin potentiaalinen jännityskeskittymä käytännön mittauskoikeita varten.

Ensimmäisten mittausten järjestelyissä anturin asennukseen liittyi yllättäviä haasteita, kuten anturin asennuspinnan erityisen sitkeä rasva, sekä yleinen kokemattomuus venymäanturien käsittelyssä ja asennuksessa. Käytännön yritysten myötä paljastui, että venymäliuska-anturien käyttö ei ole täysin ongelmaton, sillä niiden käsittely ja asennus vaatii erityistä tarkkuutta mittauksen onnistumiseksi. Venymäanturien käsittely, asennus, sekä tällaiseen tarkoitukseen vaihteenkääntölaitteella tehdyt kokeelliset järjestelyt olivatkin mittauksiin osallistuneille täysin uutta, minkä johdosta asennusprosessi päädyttiinkin lopulta toteuttamaan useaan otteeseen ennen dokumentoitujen mittausten suorittamista.

Empiiristen havaintojen sekä FE-mallinnuksen ennustamat tulokset olivat alun perin tarkoitus vahvistaa käytännön mittauskoikeilla. Mittausten suorittamiseksi tehtyjen muutosten vuoksi käytännön mittauksissa tehdyt kuormitukset eivät enää vastanneet mallinnuksessa

tehtyjä olettamuksia, jonka vuoksi kontrolloitujen mittauskokeiden ja FE-mallin tulokset eivät olleet suoraan vertailukelpoisia keskenään. Mallinnuksen hyödyksi voitiinkin lopulta katsoa vain anturin asennuspaikan määrittäminen, mikä toisaalta vastasi sille ensisijaisesti asetettuun tavoitteeseen.

Testeissä havaittiin pieniltäkin vaikuttaneella kuormituksen suunnan muutoksella olleen suuri merkitys anturin antamaan lukemaan. Mittausjärjestelyissä ei oltu kuitenkaan varauduttu siihen, että kuorman suunta olisi pystytty mittaamaan ja määrittämään tarkasti jokaiselle testitapaukselle, jonka seurauksena mittausjärjestelyjen puutteilla arvioitiin olleen merkittävä vaikutus kontrolloitujen mittausten tarkkuuteen. Vaikka tulosten reliabiliteettia pyrittiin parantamaan teettämällä useita toistoja jokaisesta mittauksesta, kontrolloiduilla mittauksilla saavutettu absoluuttinen tarkkuus jäi lopulta venymäanturien tunnettuun potentiaaliin nähden keskinkertaiseksi. Pohdittaessa menetelmän lopullista käyttöympäristöä, saatujen mittaustulosten tarkkuuden sekä raan mittaussignaalin resoluution arvioitiin kuitenkin riittävän hyvin vaihteenkääntölaitteen oikeassa käyttöympäristössä vaikuttavien kuormitusmuutosten havaitsemiseen.

Kontrolloitua mittausjärjestelyä voitiin siis pitää pääosin onnistuneena, sillä tavoitteet selvittää kuormituksen vaihtelun näkyminen mittaussignaalin ja mittauksen resoluution arviointi saatiin täytettyä, ja arviointia varten laadittu laskentamenetelmä saatiin korreloimaan mittaustulosten kanssa. Testauksesta saatiin myös arvokasta kokemusta venymäanturien käsittelystä, sekä vahvistus sille, että venymäanturilla on ylipäänsä mahdollista havaita vaihteenkääntölaitteen kohdistuvia kuormituksia.

Tutkitun menetelmän validiteetti pyrittiin varmistamaan kokeellisin mittauksin. Kokeellisen osion tavoitteena oli verifioida tutkimuksen lähtökohdaksi tehty perusolettamus siitä, että vaihteeseen kohdistuneen kuormituksen muutokset korreloivat eri käyttötapahtumien kanssa. Kokeellisin mittauksin pyrittiin saamaan myös vastaus kysymykseen, voidaanko valitulla menetelmällä saadusta mittaussignaalista tunnistaa vaihteen mekanismin tavanomaisia käyttötilanteita, ja kuinka tarkasti. Kysymyksen olennaisimmiksi tarkkuuteen

vaikuttaviksi tekijöiksi katsottiin signaalin herkkyys ulkoisille häiriöille (kohina), sekä tallennetun signaalin yleinen luettavuus.

Kokeellisten mittaustulosten analysoinnissa voitiin nähdä selkeää korrelaatiota kuormituksen muutosten tuottaman signaalin sekä eri käyttötapahetkimien välillä. Venymäanturin tuottamasta mittaussignaali oli odotettua selkeämpää ja helposti luettavaa, minkä ansiosta aineistosta pystyttiin tulkitsemaan varsin tarkasti kuhunkin testitapaukseen liittyneet tapahtumat ilman erillistä signaaliprosessointia. Kerätty mittaustulokset oli kuitenkin liian suppea, jotta siitä olisi pystytty tulkitsemaan yksittäisessä tapahtumassa pitkällä aikavälillä tapahtuvia muutoksia.

Vaikka käytössä olikin oikea kääntölaite, saatujen tulosten validiteetti rajautui vain laboratorioympäristössä toteutettuihin kokeisiin, ja niistä saatujen tulosten tulkintaan. Laboratorioympäristössä suoritettujen testitapaukset perustuivat vaihteen rakenteesta tehtyyn analysointiin sekä oletuksiin siitä, kuinka kuormitukset saattaisivat vaikuttaa kääntölaitteeseen. Signaalin käyttäytymisestä todellisessa asennusympäristössä vaikuttavista tekijöistä, kuten vaihteen kielisovitusien tai junaliikenteen aiheuttamista vaihteluista, ei tässä diplomityössä saatu kerättyä tietoa.

10.2 Johtopäätökset

Diplomityön taustalla oli tarve selvittää vaihtoehtoisen mittaustulokkeen soveltuvuus rautateillä käytettävien vaihteenkääntölaitteiden mekaanisten vikaantumisien havaitsemiseen. Tutkittavan menetelmän soveltuvuutta tutkimusongelmissa esitettyyn käyttötarkoitukseen tuli tarkastella menetelmän mittaustulokkuuden, sekä mittaussignaalin ja vaihteen tavantomaisten käyttötapahetkimien välisen korrelaation näkökulmasta.

Aiheen taustoihin tutustuttiin kirjallisuuskatsauksessa, jonka avulla selvitettiin vaihteiden diagnosointiin liittyvän teknologian nykytilanne, aiempiin toteutuksiin käytettyjä mittaustulokkeita, sekä niihin liittyneitä haasteita. Kirjallisuuskatsauksessa havaittiin, että useissa

aiemmissa aihetta käsitelleissä julkaisuissa vaihteenkääntölaitteesta mitattujen kuormitusten käyttäytyminen korreloi hyvin selkeästi useiden kääntölaitteesta esiintyvien vikamuotojen kanssa – mutta tulokset eivät kuitenkaan saaneet aiemmissa julkaisuissa merkittävää huomiota, sillä kuormitusmittauksen tuloksia käytettiin pääsääntöisesti vain muiden mittaussuomenetelmien, kuten sähkövirranmittauksen, ja voiman välisen korrelaation osoittamiseksi. Tämän arveltiin johtuneen siitä, että aiemmissa tutkimuksissa kuormitusmittaukseen hyödynnettiin lähes poikkeuksetta vaihteen mekaanisten komponenttien väliin asennettavia voimaantureita, joita ei voitu käyttää lopullisessa mittaussuovelluksessa.

Havainnon johdosta diplomityössä selvitettiin venymäliuska-anturin soveltuvuutta helposti asennettavana, ei-invasiivisena mittaussuomenetelmänä vaihteenkääntölaitteen diagnostiikan toteuttamiseksi. Venymäliuskan soveltuvuutta testattiin laboratorioympäristössä todellisella kääntölaitteella keräämällä mittaussuaineistoa kontrolloidusti, sekä kokeellisin menetelmin aiheutetuista kuormituksista.

Yhtenä diplomityön alkuperäisenä tavoitteena oli määrittää venymäanturin tarkkuus mittaussuomenetelmänä. Tarkkojen kuormitustulosten saaminen venymäanturin avulla jäi lopulta epävarmaksi johtuen liian optimistisista mittaussuujärjestelyistä, sekä siihen varatuista työkaluista ja menetelmistä. Täsmällisten kuormitustulosten saaminen ei kuitenkaan ollut muiden tavoitteiden täyttymisen kannalta ehdottoman tärkeää, vaan oleellisempaa oli pystyä tunnistamaan kerätystä aineistosta vaihteen eri käyttötilanteille ominainen käyttäytyminen. Tulosten avulla voitiin osoittaa venymäliuskan kykenevän havaitsemaan vaihteeseen kohdistuvat kuormitukset, sekä menetelmällä kerätyn mittaussuaineiston soveltuvan erityisen hyvin vaihteen käyttäytymisen analysointiin, vastaten diplomityölle asetettuun tutkimusongelmaan.

Vaikka diplomityön tulokset rajautuivat vain laboratorioympäristössä suoritettuihin kokeisiin, sekä kokeiden laatimisessa tehtyihin olettamuksiin, laboratoriossa oli mahdollista päästä varsin lähelle myös todellisen käyttötapausten tilanteita ohjaamalla vaihteen omaa kääntömoottoria. Kääntömoottorin avulla voitiin toteuttaa erilaisia kokeellisia mittauksia, joilla simuloitiin oikean järjestelmän tilanteita, sekä tulkitsemaan tapahtumien kulkua kokeista tallennetusta mittaussuaineistosta. Kokeellisten mittausten tuloksia pidettiin osoituksena

siitä, että rakenteen venymämittauksesta kerätystä aineistosta voidaan tulkita vaihteen eri käyttötilanteita ja tapahtumia, sekä potentiaalisesti havaita niissä syntyviä muutoksia.

Saaduista mittaustuloksista voitiin siis havaita samankaltaista korrelaatiota mittaussignaalin sekä vaihteen eri käyttötilanteiden välillä, kuin aiempien julkaisujen esittelemissä invasiivisilla voima-antureilla saaduissa tuloksissa. Tutkitun mittaussignaalin muista vaihtoehdoista erottaviksi eduiksi arvioitiin sen hyvä sietokyky ulkoisia sähkömagneettisia häiriöitä vastaan, sekä riippumattomuus mitattavan vaihteen tyypistä ja taustalla vaikuttavasta vaihteen ohjausjärjestelmästä. Mittaussignaalin laatua vertaillessa venymäanturin signaalissa esiintynyt kohina tulkittiin merkittävästi vähäisemmäksi, kuin mitä aikaisemmissa tutkimuksissa esitellyistä tuloksista voitiin tulkita. Tutkittu menetelmä esittelee myös aiempiin julkaisuihin nähden uudenlaisen lähestymistavan vaihteen diagnostiikan toteutukselle, sillä tehdyn kirjallisuuskatsauksen perusteella vastaavaa mittaussignaalia ei ole aiemmin hyödynnetty tai tutkittu tässä diplomityössä esitettyyn käyttötarkoitukseen. Tulosten toivotaankin tuovan toimialalle uutta tietoa diagnostiikkateknologian edistämiseksi.

Kuten diplomityön alussa mainittiin, Suomen rautateillä on tuhansia vaihteenkääntölaitteita, jotka yhdellä kunnossapitoalueella jakautuvat maantieteellisesti usein muutamasta metristä kymmenien, tai jopa satojen kilometrien etäisyydelle toisistaan. Erillisen sähkönsyötön järjestäminen diagnostiikkalaitteille on tämän vuoksi useimmissa tapauksissa kallista, sekä erityisen hankalaa toteuttaa kaapelointietäisyyden vuoksi. Diplomityön tulosten arvioitiin antavan tulevaisuudessa vahvistusta useita vaihteita kattavan keskitetyn diagnostiikkamenetelmän mahdollisuuksille, sillä venymäanturien vähäisen energiatarpeen ansiosta niiden arvioidaan soveltuvan hyvin laajamittaisten diagnostiikkasovellusten rakentamiseen, esimerkiksi paristokäyttöisenä ja etäluettavana teollisen internetin (IoT) ratkaisuna.

Tutkitun menetelmän edistämisen kannalta mahdollisen jatkotutkimuksen olennaisimpana kysymyksenä olisi selvittää, kuinka vaihteen vikaantumisien kehittyminen näkyy venymäanturin mittaussignaalin pitkäällä aikavälillä ja millä keinoin se voitaisi havaita kerätystä mittaussignaalista. Pitkältä aikaväliltä kerätyn aineiston perusteella olisi mahdollista viedä aihetta pidemmälle, esimerkiksi tutkimalla modernien tietokonealgoritmien soveltamista

aineiston käsittelyyn, vikaantumista ennustavan prognostiikkasovelluksen kehitystä ajatellen. Muita jatkossa tutkittavia kohteita voisivat olla venymämittauksen soveltaminen vaihteiden oikeassa käyttöympäristössä, mittauksen tarkkuuden perusteellisempi määrittäminen, sekä mainitun IoT-ratkaisuun soveltuvan laitteiston kyvykkyyden sekä markkinatilanteen selvitys.

Lähteet

- Atamuradov, V. et al., 2020. Machine Health Indicator Construction Framework for Failure Diagnostics and Prognostics. *Journal of signal processing systems*, 92(6), pp. 591-609.
- Dow, J. O., 2015. *A concise overview of the finite element method*. New York: Momentum Press.
- Eker, O. F. et al., 2011. A Simple State-Based Prognostic Model for Railway Turnout Systems. *IEEE transactions on industrial electronics*, 58(5), pp. 1718-1726.
- García, M., Fausto, P. & Schmid, F., 2007. A digital filter-based approach to the remote condition monitoring of railway turnouts. *Reliability engineering & system safety*, 92(6), pp. 830-840.
- Gebraeel, N., Elwany, A. & Jing, P., 2009. Residual Life Predictions in the Absence of Prior Degradation Knowledge. *IEEE transactions on reliability*, 58(1), pp. 106-117.
- Hamadache, M. et al., 2019. On the Fault Detection and Diagnosis of Railway Switch and Crossing Systems: An Overview. *Applied sciences*, 9(23), p. 5129.
- Keil, S., 2017. *Technology and practical use of strain gages: with particular consideration of stress analysis using strain gages*. 1 ed. Berlin: Newark: Ernst & Sohn.
- Liikennevirasto 1, 2016. *Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 14*. Helsinki: Liikennevirasto.
- Liikennevirasto 2, 2016. *Vaihdekäsikirja, Vaihteen huolto-ohjeet*. Helsinki: Liikennevirasto.
- Mistry, P., Lane, P. & Allen, P., 2020. Railway Point-Operating Machine Fault Detection Using Unlabeled Signaling Sensor Data. *Sensors*, 20(9), p. 2692.
- Pavlou, D. G., 2015. *Essentials of the Finite Element Method: For Mechanical and Structural Engineers*. San Diego: Elsevier Science & Technology.
- Siemens AG, 1997. *Bsg. antr. 9 Electric Point Machine Operating Manual*. 2 ed. Braunschweig: Siemens AG.
- Silvola, R., 2020. Data-analytiikan ja tekoälyn hyödyntäminen rataverkon kunnossapidossa. *Rautatietekniikka*, 32(1), pp. 36-38.

Siroklyn, I. et al., 2018. Diagnostics of railway turnout systems using tools of centralization blocking system. *MATEC web of conferences*, Volume 230, p. 1018.

Ștefănescu, D. M., 2020. *Handbook of Force Transducers: Characteristics and Applications*. 2 ed. Handel: Springer Cham International Publishing AG.

Ștefănescu, D. M. & Anghel, M. A., 2013. Electrical methods for force measurement – A brief survey. *Measurement : journal of the International Measurement Confederation*, 46(2), pp. 949-959.

Traficom, 2019. *Rautatietilasto 2018*, Helsinki: Traficom.

Varis, R., 2014. *Liikkuvan kaluston aiheuttama vaakavärähtely rautatievaihteessa ja sen vaikutus kääntöavustimen toimintaan*, 2014: Liikennevirasto.

Varis, R., 2017. *Vaihterakenteiden pystysuuntaiseen jäykkyyteen liittyvät ongelmat ja niiden ratkaisuvaihtoehdot*, Helsinki: Liikennevirasto.

Väylävirasto 1, 2021. *Millaisella väyläverkolla liikut ja kuljetat vuonna 2022 - budjetti ja toimenpiteet*. [Online]

Available at:

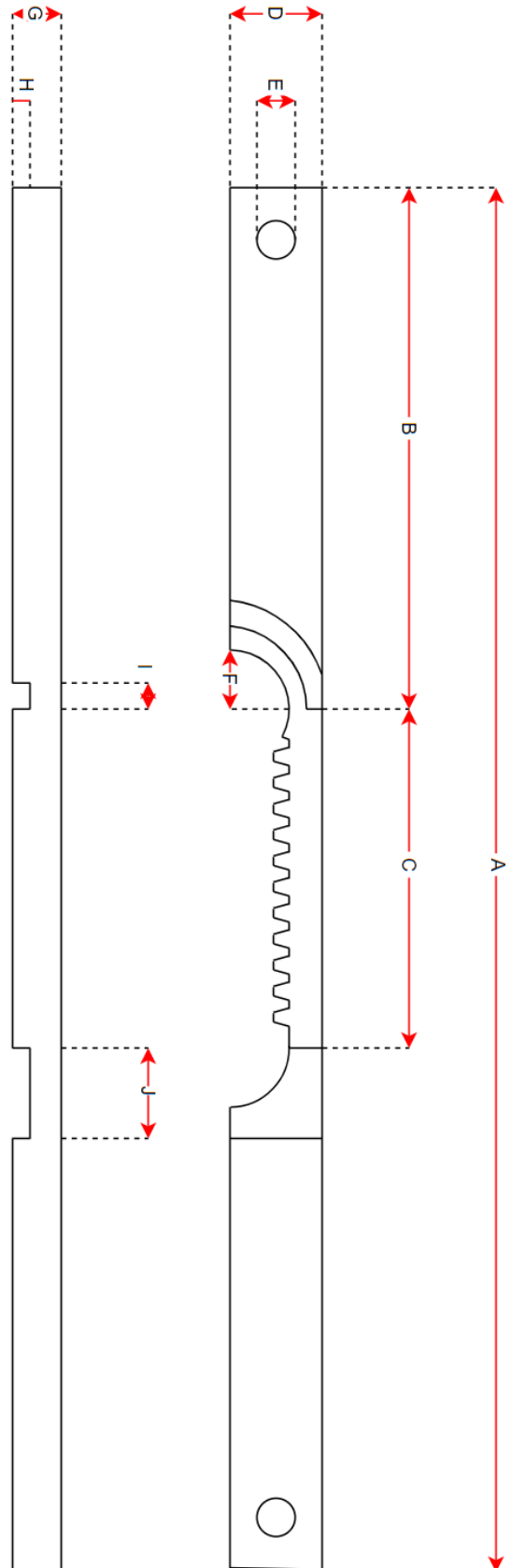
<https://vayla.fi/documents/25230764/91304910/Budjettitilaisuus%2B2021%2Besitykset.pdf/c65afec9-7356-f54c-8865-6b800cb2ba8b/Budjettitilaisuus%2B2021%2Besitykset.pdf?t=1635427752055>

[Accessed 19 7 2022].

Väylävirasto 2, 2021. *Perusradanpidon investointien vaikutusarvioinnin kehittäminen*, Helsinki: Väylävirasto.

Ziółkowski, A., Luckner, J. & Dietrich, L., 2016. On Conditioning of Resistive Strain Gage Channel Connected in Quarter Bridge Configuration in Measurement of Moderately Large Strains. *Experimental techniques*, 40(2), pp. 689-704.

Liite 1. Hammastankojen mallinnukseen käytetyt mitat



Mitta	[mm]
A	795
B	300
C	195
D	53
E	22
F	34
G	28
H	10
I	15
J	52

Liite 2. FEM mallinnuksen yksityiskohdat

Materiaaliominaisuudet

Ominaisuus	Arvo [yks]
Young's modulus	210 000 [N/mm]
Poisson's ratio	0,3
Density	7,85E-9 [kg/mm ³]

FE-mallinnuksen elementtikoot

Malli	Tavoiteltu automaattinen elementtikoko
FEM 1	9,130845
FEM 2	10,9662

Liite 3. Mittausaineisto, kontrolloidut mittaukset

M [kg]	ΔU_o [mV]
10	1,87
10	1,67
10	2,14
10	2,43
10	2,26
10	1,61
10	1,46
10	1,58
20	3,37
20	3,50
20	3,24
20	3,69
20	3,72
20	3,15
20	2,88
20	3,12
20	4,60
35	4,94
35	3,92
35	5,44
35	6,76
35	7,10
35	7,36
35	5,06
35	4,86
35	4,90
35	7,60
40	5,56
40	5,72
40	5,53
50	8,25
50	7,86
60	9,72
60	8,73
60	9,61
60	9,60
60	9,88
60	8,50
70	13,40
90	16,20