

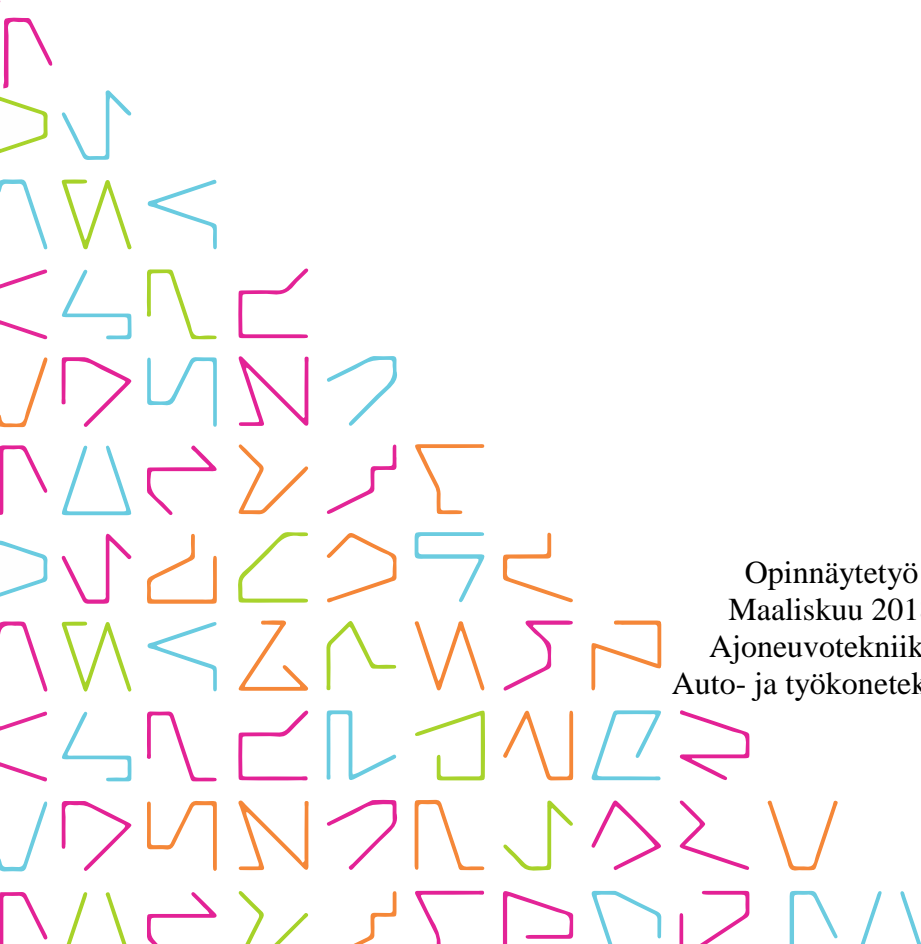


TAMPEREEN  
AMMATTIKORKEAKOULU

# RENKAAN KUORMITUSTILAN VAIKUTUS VIERINVASTUKSEEN

Joonas Junttila

Opinnäytetyö  
Maaliskuu 2018  
Ajoneuvotekniikka  
Auto- ja työkonetekniikka



## TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Ajoneuvotekniikka  
Auto- ja työkonetekniikka

JUNTTILA, JOONAS:

Renkaan kuormitustilan vaikutus vierinvastukseen

Opinnäytetyö 51 sivua  
Maaliskuu 2018

---

Opinnäytetyössä aiheena oli tutkia renkaan kuormitustilan vaikutusta vierinvastukseen. Renkaan kuormitustila on kuormasta aiheutuvaa taipumaa, pistevoimaa ja leikkausvoimaa. Tarkasteltavana kuormitustilana työssä käytettiin renkaan taipumaa kuormituksessa. Työssä käsiteltiin renkaan teoriaa, vierinvastusta ja sen vaikutusta taloudellisuuteen, vierinvastuksen mittausta ja laskentaa sekä FEM-ohjelman laskentamenetelmää.

Työ aloitettiin tekemällä renkaasta 3D-malli FEM-ohjelmaan, jonka avulla kuormitustiloja simuloitiin. 3D-malli tehtiin vastaamaan todellista rengasta niin vahvikkeiden, kumien kuin geometriankin osalta. FEM-mallissa renkaalle lasketettiin vierinvastuksen arvoja eri kuormituksen ja täyttöpaineen mukaan. FEM-mallia vastaavat kuormitustilat tehtiin todelliselle renkaalle vierinvastusmittauksessa. Mittauksien jälkeen pyrittiin FEM-laskentamalliin tekemään muokkauksia, jotta laskennan tulokset saatiin lähemmäksi todellisuutta. Työ tehtiin Nokian Renkaat Oyj:lle.

Alkuperäisen laskentamallin avulla saatiin tulokset eri painaumille sekä eri täyttöpaineille. Tuloksien pohjalta tehtiin mittaussuunitelma, joka toteutettiin koe-osastolla. Simulaation ja todellisen mittauksen tuloksia vertailtiin ja niistä tehtiin päätelmiä kuormitustilan vaikutuksen suhteen.

Laskennassa ja mittauksessa syntyi virheitä, joita olivat muun muassa; FEM-mallin karkeus, likimääräinen kitkan määrä, mittalaitteen antureiden virheet sekä inhimilliset virheet mittausta suorittaessa. Näiden vaikutus kuitenkin todettiin tulosten kannalta merkityksettömäksi.

Kuormitustilan vaikutus renkaan vierinvastukseen on merkittävä kumin hystereesi-ilmiön johdosta. Renkaan vierinvastusvoima muuttuu epälineaarisesti suhteessa täyttöpaineeseen ja painauman syvyyteen. Taivutuksessa kumi muokkautuu ja tuottaa lämpöenergiaa. Jatkossa tulisi tarkastella myös pistevoiman aiheuttamaa osaa vierinvastukseen, jotta kuormitustilan vaikutuksesta saataisiin tarkempi käsitys.

---

Asiasanat: rengas, vierinvastus, hystereesi, analyysi

## ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Tampere University of Applied Sciences  
Automobile engineering  
Automobile and industrial vehicle engineering

JUNTILA, JOONAS:  
Tyre Load Condition's Effects on Rolling Resistance

Bachelor's thesis 51 pages  
March 2018

---

In this thesis, the purpose was to examine the effect of the tyres load on rolling resistance. The load conditions are tyre bending, horizontal force applied to the tread section and shear force. The theoretical chapter contains basic information about passenger car tyres, rolling resistance and its impact on fuel economy. Information about measuring rolling resistance and calculation method of the rolling resistance using finite element method (FEM) were also reviewed.

First task of the thesis was to make a 3D-model of a tyre to the FEM-program. The 3D-model about the tyres was used to simulate the load conditions. Reinforcement fibers, rubbers and geometries were added into the 3D-model so it would match the real world tyre. In the FEM-program the rolling resistance values were calculated according to different load cases and inflating pressures. Same load conditions as in the simulation were created for the actual tyre in the rolling resistance measurement. After the measurements, attempt was made adjustments to calculation method to bring simulated results closer to reality. The work was done for Nokian Tyres Plc.

Original calculation method was used to calculate the results of different load –and pressure conditions. Based on the FEM-calculation results, a measurement plan was made and executed at the test laboratory. The result from the simulations and measurements were compared and conclusions were made from that data.

There were some errors included in both the simulations and measurements. Those errors were for example FEM-pattern roughness, approximated friction rate, measuring instrument errors and errors caused by humans. However, since the magnitude of the errors were negligible, their effects were found to be irrelevant for the results.

The effect of tyre load on rolling resistance is significant due to the rubber's hysteresis phenomenon. The spindle force of the tyre changes nonlinearly in relation to inflating pressure and tyre's vertical load. In bending, rubber deforms and produces heat because of the hysteresis phenomenon. In order to gain a better understanding of the effect of the tyre's load on rolling resistance, the impact of the vertical load on the tread should be examined.

---

Key words: tyre, rolling resistance, hysteresis, analysis

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	6
2	TEORIA .....	7
2.1	Rengas.....	7
2.1.1	Rengastyypit.....	7
2.1.2	Komponentit.....	8
2.2	Vierinvastus .....	10
2.2.1	Vierinvastuksen syntyminen .....	10
2.2.2	Vaikutus polttoainetaloudellisuuteen .....	11
2.2.3	Vierinvastuksen mittaus .....	12
2.3	Vierinvastusanalyysin laskentaperiaate .....	14
2.4	Kitka.....	17
2.5	Abaqus .....	20
2.6	Mittausvälineet.....	21
3	KUORMITUKSEN VERIFIOINTI FEM-OHJELMALLA .....	23
3.1	Mallintaminen.....	23
3.2	Vierinvastuksen laskenta .....	24
3.3	Vierinvastusanalyysin käyttö työssä.....	25
3.4	Laskennan tulokset .....	26
4	FEM-MALLIN TODENTAMINEN .....	29
4.1	Mittaussuunnitelma.....	29
4.2	Mittauksen suorittaminen .....	30
4.3	Mittaustulokset.....	31
5	TULOSTEN KÄSITTELY .....	33
5.1	Vierinvastusvoima .....	33
5.2	Kuorma .....	35
6	LUISTON VAIKUTUKSEN LISÄÄMINEN LASKENTAAN.....	36
7	VIRHETARKASTELU.....	41
7.1	Laskennassa syntyneet virheet.....	41
7.2	Mittauksissa syntyneet virheet.....	43
8	POHDINTA.....	47
	LÄHTEET.....	50

**LYHENTEET JA TERMIT**

$C_{RR}$	Vierinvastuskerroin
$E_D$	Kokkonais dissipaatio energia
$E_d$	Yhden syklin dissipaatio energia
$F_r$	Vierinvastusvoima
$F_{pl}$	Häviövoima
$F_{sf}$	Pyörimis voima Skimtestissä
$\mu$	Kitkakerroin
$\mu_H$	Hystereesi kitka
$\mu_A$	Adheesio kitka
$\tan \delta$	Häviökerroin (tangetti delta)
BR	Polybutadieeni kumi
CAD	Computer Aided Designing
FEM	Finite Element Method (elementti menetelmä)
SBR	Styrenebutadieeni kumi

## 1 JOHDANTO

Ajoneuvotekniikassa huomio kiinnittyy entistä enemmän taloudellisuuteen ja ympäristöystävällisyyteen. Fossiilisille polttoaineille etsitään jatkuvasti uusia, korvaavia energialähteitä sähköstä, vedystä ja kaasusta. Taloudellisuus ja ympäristöystävällisyys nousevat myös rengasmaailmassa arvoina, joita ei aiemmin juurikaan ole huomioitu. Ajoneuvovalmistajat ja EU:n lainsäädäntö ajavat rengasvalmistajia kehittämään taloudellisia renkaita tukemaan ajoneuvojen ympäristöystävällisyyttä.

Vierinvastuksella on suuri vaikutus renkaiden taloudellisuuteen ja se on summa monista tekijöistä. Tässä opinnäytetyössä näistä tekijöistä keskitytään pelkästään renkaan kuormitustilaan. Kuormitustila muodostuu renkaaseen ajoneuvon kuorman vaikutuksesta. Kuormitustilassa renkaan runkoon aiheutuu taivutusta ja kulutuspintaan puristavaa pistevoimaa ja leikkausvoimaa. Työssä kuormitustiloista tarkastellaan renkaan taipuman osuutta vierinvastukseen.

Tämä opinnäytetyö on tehty Nokian Renkaiden toimeksiannosta ja tukee Nokian Renkaiden tuotekehitystä. Opinnäytetyössä tarkoitus oli selvittää kuormitustilan vaikutus vierinvastukseen ja pohtia ratkaisuja vierinvastuksen alentamiseksi. Työssä verifioitiin FEM-mallilla tehtävää laskentaa, vertaamalla siitä saatuja tuloksia mitattuihin tuloksiin.

Työssä tutustutaan renkaan rakenteeseen, vierinvastukseen, vierinvastusta koskeviin standardeihin ja mittalaitteistoon sekä Abaqus FEM-analyysiohjelmaan. Työssä käydään läpi kuormitustilan komponentit ja niiden vaikutusten tutkiminen vierinvastukseen. Kuormitustilan tutkimisen lisäksi työssä pyrittiin parantamaan FEM-laskennan tulosta vastaamaan paremmin todellista tilannetta. Lopuksi työssä pohditaan vierinvastuksen parantamiseksi tehtäviä muutoksia.

## 2 TEORIA

Työtä varten oli välttämätöntä tietää perusteita renkaasta, renkaan materiaaleista, vierinvastuksesta, elementtimenetelmästä sekä käytettävästä ohjelmistosta ja mittausvälineistöstä. Työssä pyrittiin löytämään useita lähteitä, jotta saatu tieto on ajantasaista ja luotettavaa. Tässä kappaleessa kerrotaan teoriaa työhön oleellisesti liittyvistä asioista ja ilmiöistä.

### 2.1 Rengas

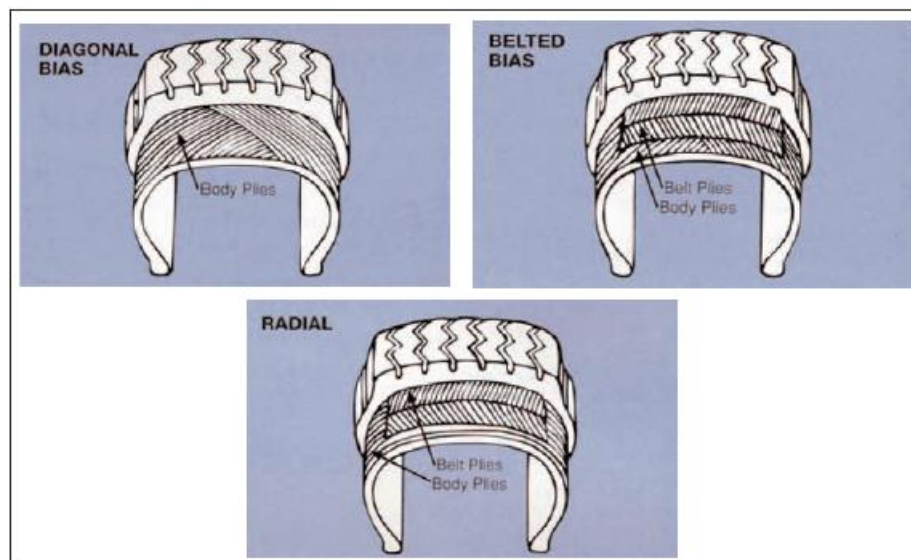
Rengas on ajoneuvon ainoa osa joka on kontaktissa tien kanssa. Ajoneuvoissa renkaiden tehtäviä ovat värinöiden ja iskujen vaimennus, ohjaus, jarrutus ja kiihdytys. Rengas välittää voimia kolmiulotteisesti tien ja ajoneuvon välillä. Renkaan tulee toimia korkeissa ja matalissa lämpötiloissa, niin märillä kuin kuivillakin alustoilla. Vaimennus ominaisuuksien, kumin elastisen käyttäytymisen ja uniikin muodonmuutos ominaisuuksien yhdistelmä tekee renkaasta ainoan tuotteen, joka täyttää kaikki edellä mainitut tehtävät. (Mark, Erman & Eirich, 2005, 620, 660; Automotive Handbook 2014, 880.)

Rengas koostuu monista komponenteista ja useista kymmenistä raaka-aineista. Tyypillisesti henkilöauton renkaassa on noin 60 raaka-ainetta. Näitä raaka-aineita muun muassa ovat useat polymeerit, noki, silika, öljyt, vahat, väriaineet, kovetteet sekä muut lukuisat yhdisteet. (Gent & Walter 2005, 6-7.)

#### 2.1.1 Rengastyypit

Renkaat voidaan jaotella kolmeen kategoriaan: ristikudos-, vyö- ja radiaalirenkaihin. Ristikudosrenkaassa runkokoordit ovat renkaan kulutuspinnan keskilinjasta katsottuna alle 90° kulmassa kaapeleiden välillä. Ristikudosrenkaita (Diagonal bias) käytetään tänä päivänä raskaissa ajoneuvoissa, trailereissa sekä maatalous- ja työkonneissa. Sen etuja ovat yksinkertainen ja helppo valmistettavuus, mutta haittoina suuri lämmön tuotto ja huono kulutuskestävyys. Vyörenkaassa (Belted bias) runkokoordit ovat

ristikudosrenkaan tavoin alle 90° kulmassa renkaan keskilinjaan nähden, mutta lisäksi kulutuspinnan alle on lisätty vyöt jäykistämään ja stabiloimaan kulutuspinnan aluetta. Etuna vyörenkaille on ristikudosrenkaaseen verrattuna parempi ohjautuvuus jäykemmän kulutuspinnan johdosta. Haittana tälle on taas korkea lämmöntuotto ja korkeammat valmistuskustannukset ristikudosrenkaaseen nähden. Radiaalirenkaassa (Radial) runkokoordit ovat 90° kulmassa renkaan kulutuspinnan keskilinjaan nähden. Lisäksi renkaassa on vyöt jäykistämässä rakennetta kulutuspinnan alueella. Etuja tällaiselle rakenteelle ovat jäykempi rakenne, pienempi muodonmuutos ja vähäisempi lämmöntuotto rasituksessa. Radiaalirenkaan haittoina ovat kallis ja haastava valmistettavuus. Rengastyypit ovat esitettyinä kuvassa 1. (Gent & Walter 2005, 2-3.)



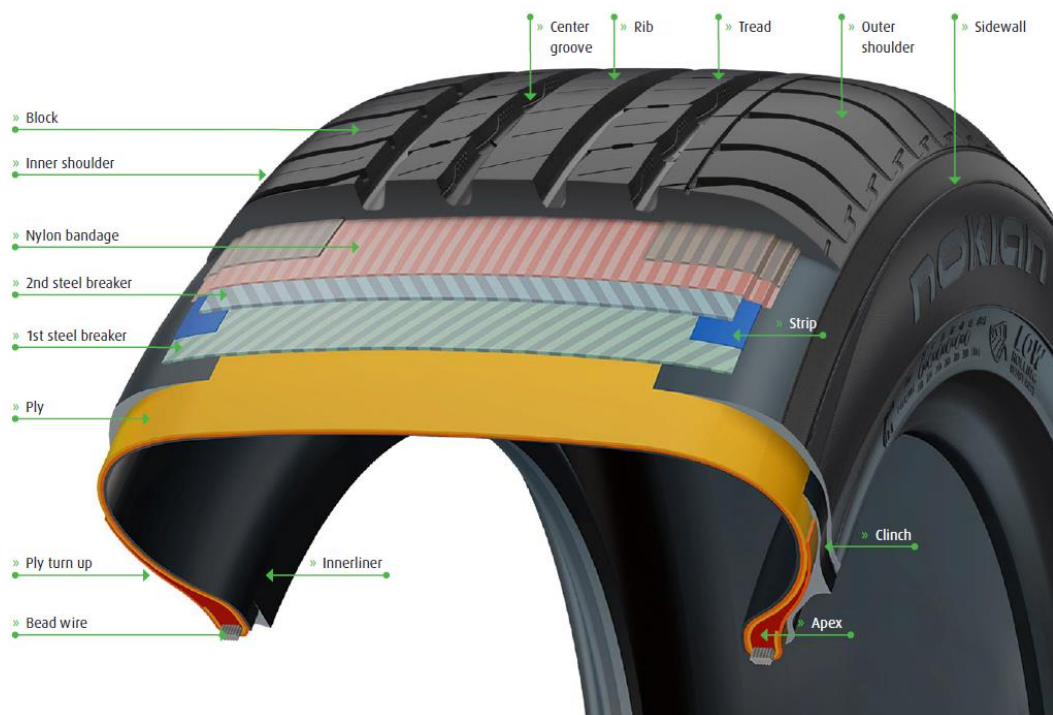
KUVA 1. Rengastyypit. (Gent & Walter 2005)

### 2.1.2 Komponentit

Rengas koostuu useista komponenteista, joilla kaikilla on erityinen tehtävä renkaan toiminnan ja suorituskyvyn kannalta. Renkaan osia ovat kulutuspinta, olkapään alue, sivupinta, sisäpinta, jalan alue, reunakaapelit, runkokoordit, sekä JLB- ja teräsvyöt. Komponenteista näkyvimmit ovat kulutus- ja sivupinnat. Kulutuspinta (tread) on nimensä mukaisesti kulutusta kestävä kumiseosta. Sen pääasiallinen tehtävä on pitää hyvä kontakti tiehen. Kulutuspinnan kumi koostuu luonnonkumista, polybutadieeni kumista (BR) ja styrenebutadieeni kumista (SBR) yhdessä noen, silikan, öljyjen sekä vulkanointiainien kanssa. Olkapää alue sijaitsee sivupinnan yläpuolella kulutuspinnan



rajalla. Olkapään alue vaikuttaa kulutuspinnan lämpöenergian varastointiin ja renkaan sivuttaispito ominaisuuksiin. Sivupinta (sidewall) on ohut ja joustava elementti renkaassa, joka suojaa renkaan runkoa ulkopuoliselta hankaukselta. Rengasmerkinnät sijaitsevat renkaan sivupinnassa. Sisäpinta (innerliner) on renkaan ilmatiivis osa. Kumi itsessään ei ole ilmatiivis materiaali, vaan sisäpinnan kumiin on sekoitettu butyyliä. Jalan alueilla sijaitsee renkaan reunakaapelit ja näitä ympäröivät kumialueet. Reunakaapeli (bead wire) on laajentumaton teräsvaijerista tehty osa, joka jäykistää renkaan rungon, sitoo runkokoordit paikoilleen ja pitää renkaan vanteella. Kaapelin ympärillä on jäykästä kumista tehdyt komponentit, jotka suojaavat ja tukevat renkaan runkoa. Runkokoordit (ply) jäykistävät renkaan rakennetta ja tukevat renkaan kylkien alueita. Runkokoordeja voi renkaassa olla yksi tai kaksi kappaletta. JLB (Jointless band) on rengasta kiertävä kulutuspinnan ja vöiden välissä oleva tekstiili nauha, joka jäykistää renkaan runkoa ja täten parantaa ajo-ominaisuuksia. Teräsvöitä (steel breaker) on henkilöauton renkaassa usein kaksi kappaletta ja ne ovat ladottuina ristikkäin toisiinsa nähden. Teräsvyöt jäykistävät ja suojaavat renkaan runkoa. Renkaan komponentit näkyvät kuvassa 2. (Mark, Erman & Eirich, 2005, 622–624; Marshaltyre.)



KUVA 2. Renkaan komponentit. (Nokian Renkaat Oyj)

## 2.2 Vierinvastus

Ajoneuvon kokonaisajovastus koostuu kolmesta eri vastusvoimasta. Nämä ovat ilmanvastus, rullausvastus sekä nousuvastus. Vastusvoimista renkaan vierinvastus vaikuttaa ajoneuvon rullausvastukseen. (Automotive Handbook 2014, 774-777.) Työssä termillä vierinvastus tarkoitetaan renkaan vierinvastusta. Vierinvastuskerroin lasketaan kaavan 1 mukaisesti renkaan vierinvastusvoiman sekä kuormittavan massan avulla.

$$c_{RR} = \frac{F_r}{m \cdot g} \quad (1)$$

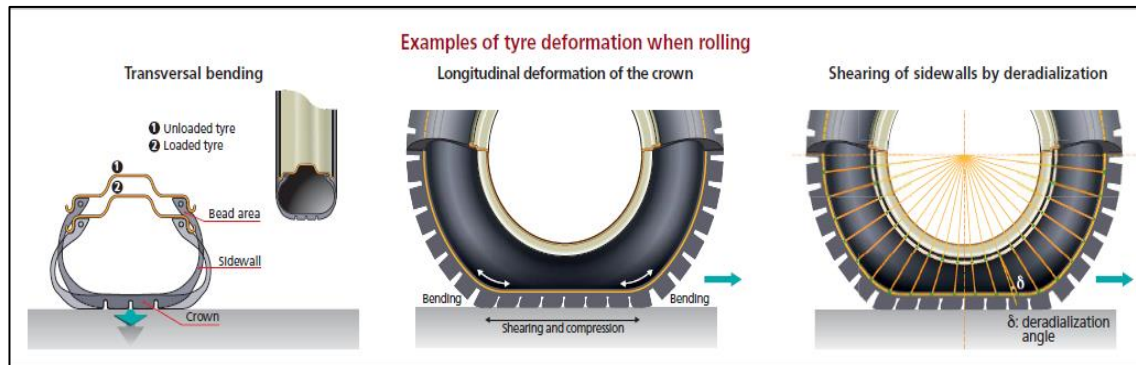
Kaavassa 1  $F_r$  on renkaan pyörimistä vastustava voima eli vierinvastusvoima,  $m$  on kuormittava massa ja  $g$  on gravitaatiovoima. Renkaan vierinvastukselle  $c_{RR}$  (Coefficient rolling resistance) on usein käytetty yksikköä  $\frac{\text{kg}}{\text{t}}$ . Esimerkiksi vierinvastuskertoimen  $c_{RR}$  ollessa  $12 \frac{\text{kg}}{\text{t}}$  on vierinvastusvoima  $F_r = 120 \text{ N}$  kuorman ollessa  $1000 \text{ kg}$ . (Automotive Handbook 2014, 890.)

### 2.2.1 Vierinvastuksen syntyminen

Renkaan vieriessä tiellä mekaaninen energia muuttuu lämpöenergiaksi vierinvastuksen johdosta. Vierinvastus vie ajoneuvoa eteenpäin liikuttavasta energiasta osan ja täten lisää ajoneuvon polttoaineen kulutusta. Mekaanisen energian muuttumisen lämpöenergiaksi selittävät kumin ominaisuudet. Renkaan kumiseokset ovat ominaisuuksiltaan viskoelastisia ja muuttavat mekaanista energiaa lämpöenergiaksi muodonmuutoksessa. Viskoelastisuus on renkaan pidon lähde, mutta samalla myös suurin vierinvastuksen aiheuttaja. Viskoelastisuudesta johtuva energiahäviö aiheuttaa noin 90 % vierinvastuksesta. (Automotive Handbook 2014, 890; Gent & Walter 2005, 476–477; Michelin 2003.)

Vieriessään renkaassa tapahtuu pääasiassa kolmenlaista muodonmuutosta kuvan 3 mukaan: taivutusta renkaan kulutuspinnassa, sivupinnoissa sekä jalan alueella; puristusta kulutuspinnassa; sekä jännitystä kulutuspinnassa ja sivupinnoissa. Muodonmuutoksessa mekaanisen energian häviäminen jakaantuu siten, että

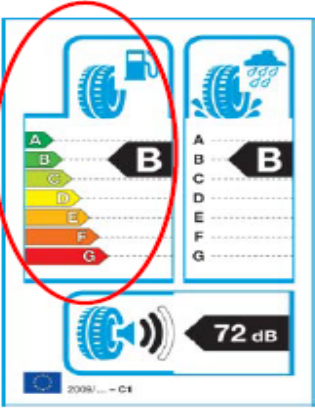
kulutuspinnan materiaaleista aiheutuu 70 % häviöstä, sivupinnasta 15 %, ja jalan alueelta 15 %. (Gent & Walter 2005, 483; Michelin 2003.)



KUVA 3. Muodonmuutokset renkaassa. (Michelin 2003)

### 2.2.2 Vaikutus polttoainetaloudellisuuteen

Renkaan vierinvastuksella on suora vaikutus ajoneuvon polttoainetaloudellisuuteen. Noin 10 % pudotus vierinvastuksessa tarkoittaa 1 - 2 % pudotusta polttoaineen kulutuksessa. Renkaat luokitellaan 2012 voimaan astuneen direktiivin EU Tyre Labelling Regulation 1222/2009 mukaan A-luokasta F-luokkaan taloudellisuuden ja turvallisuuden mukaan. Luokitustarra otettiin käyttöön tuomaan aiempaa paremmin kuluttajan tietoon renkaan taloudellisuuden ja turvallisuuden. Polttoainetaloudellisuuden asteikolla ero A ja F luokkien välillä polttoaineen kulutuksessa on 7,5 %. Vierinvastukselle on myös määritelty asetuksessa raja-arvot, jonka mukaan valmistajien pitää merkitä tuotteensa. A-luokan renkaan vierinvastuksen tulee olla alle  $6,5 \frac{\text{kg}}{\text{t}}$ . Kuvassa 4 on vierinvastukselle raja-arvot luokittain. (Consumer Reports; Direktiivi 1222/2009; Neste.)



Passenger car C1 Tyres		Light Truck C2 Tyres		Truck & Bus C3 Tyres	
RRC in kg/t	Energy Efficiency class	RRC in kg/t	Energy Efficiency class	RRC in kg/t	Energy Efficiency class
$RRC \leq 6,5$	A	$RRC \leq 5,5$	A	$RRC \leq 4,0$	A
$6,6 \leq RRC \leq 7,7$	B	$5,6 \leq RRC \leq 6,7$	B	$4,1 \leq RRC \leq 5,0$	B
$7,8 \leq RRC \leq 9,0$	C	$6,8 \leq RRC \leq 8,0$	C	$5,1 \leq RRC \leq 6,0$	C
Empty	D	Empty	D	$6,1 \leq RRC \leq 7,0$	D
$9,1 \leq RRC \leq 10,5$	E	$8,1 \leq RRC \leq 9,2$	E	$7,1 \leq RRC \leq 8,0$	E
$10,6 \leq RRC \leq 12,0$	F	$9,3 \leq RRC \leq 10,5$	F	$RRC \geq 8,1$	F
$RRC \geq 12,1$	G	$RRC \geq 10,6$	G	Empty	G

KUVA 4. Vierinvastus arvot EU-luokituksessa. (Direktiivi 1222/2009)

### 2.2.3 Vierinvastuksen mittaus

Työssä vierinvastusmittauksia suoritettiin MTS:n valmistamalla mittalaitteella. Vierinvastuksen mittaamiseen on olemassa kolme standardia; SAE J1269, SAE J2452 ja ISO 28580:2009. Standardeissa erot koskevat pääosin laitteita, lämmitys- ja jäähdytys ajoja sekä olosuhteita, joissa mittaukset suoritetaan. Osiossa käydään läpi ISO 28580:2009 standardin määrittämä vierinvastuksen mittaus, koska tämä on käytössä lähes kaikissa Euroopan maissa.

ISO 28580:2009 standardi sallii vierinvastuksen mittauksen suoritettavaksi voiman, väännön, tehon tai hidastuvuuden avulla. Testissä rummun halkaisijan tulee olla vähintään 1,7 m. Muuta kuin 2 metrin halkaisijaltaan olevaa testirumpua käytettäessä tarvitsee laskentaan lisätä korjauskerroin. Rummun pinnan tulee olla terästä, mutta muissakin standardeissa käytetty 180 µm pinnankarheudella oleva pintakäsittely on sallittu. Vanteena tulee käyttää renkaalle tarkoitettua normaalia vannetta tai mikäli tätä ei ole saatavilla, niin tästä seuraavaa kokoa leveämpää. Mittaus suoritetaan nopeudella 80 km/h yhdellä nopeudella mitattaessa (single speed test) tai jos käytetään monen nopeuden mittausta, (multi speed test) niin nopeudet ovat 50 km/h, 90 km/h ja 120 km/h. Renkaan kuormituksena kaikissa mittauksissa käytetään 80 % renkaan kuormankantokyvystä.

Renkaan täyttöpaineena käytetään kuormankantokyvylle määritetystä paineesta 30 kPa (0,3 bar) matalampaa painetta. Mittausympäristön lämpötilan tulee olla +25 °C

mitattuna renkaan pyörimisakselin suunnasta metrin päästä renkaan sivupinnasta. Mikäli +25 °C arvoon ei päästä, voidaan mittaus suorittaa +20 °C - +30 °C välillä ja korjata tulos standardissa annetun korjauskertoimen avulla oikeaksi. Ennen testiajtoa tulee suorittaa vähintään yhden tunnin sisäänajo 80km/h nopeudella testissä käytettävillä paineella ja kuormalla. Tällä saadaan varmistettua tulosten luotettavuus. Sisäänajon jälkeen ennen mittausta suoritetaan vielä lämmitys ajo (warm-up), jossa rengasta ajetaan tasaisella nopeudella siten, että vierinvastusvoima tasaantuu. (ISO 28580:2009; Gent & Walter 2005, 520–523.)

Työssä mittaukset suoritettiin R117 säädöksen mukaisella testillä, joka perustuu ISO 28580:2009 standardiin. Mittaus suoritettiin mittaamalla renkaan pyörimisvoimaa. Mittauksessa rengasta painetaan annetulla kuormalla rumpua vasten rummun pyöriessä 80 km/h nopeutta. Laite tarkkailee tällöin renkaan pyörimisvoimaa mittaavaa anturia ja odottaa sen tasaantuvan. Tasaantumisen jälkeen laite mittaa renkaan pyörimisvoiman 30 sekunnin ajalta. (ISO 28582:2009; UNECE.)

Pyörimisvoiman mittauksen jälkeen laite tekee Skimtestin, jolla mitataan laakerivoimat. Menetelmän laskenta lähtee liikkeelle Skimtestillä mitatusta kuormasta. Skimtestissä määritetään renkaan pyörimisvoima ilman kuormitusta. Renkaan kuormaa vähennetään mahdollisimman pieneen arvoon siten, ettei renkaan pyörintänopeus laske tai ettei se ala luistamaan. Tämän arvon tulee standardin suosituksen mukaan olla vähintään 100 N, muttei yli 200 N.

Skimtestistä saatava voima on nimeltään pyörimisvoima (spindle force). Sen tunnus on  $F_{sf}$  ja yksikkö Newton. Pyörimisvoiman avulla voidaan laskea systeemin häviövoima  $F_{pl}$  kaavan 2 mukaan.

$$F_{pl} = F_{sf} \left(1 + \frac{r_L}{R}\right) \quad (2)$$

Kaavassa  $r_L$  on etäisyys renkaan keskipisteestä rummun pintaan ja  $R$  on rummun halkaisija.

Tämän jälkeen voidaan laskea vierinvastusvoima  $F_r$ . Tämä tehdään kaavan 3 tavalla. Kaavassa 3  $F_t$  on pyörimisvoima kuten Skimtestissä, mutta tässä mittauksessa rengasta on kuormitettu standardin mukaisella kuormalla. (ISO 28580:2009.)

$$F_r = F_t \left(1 + \frac{r_L}{R}\right) - F_{pl} \quad (3)$$

Standardeista autotehtaat suosivat SAE J2452:n mukaista testiä. Tämä eroaa ISO standardin testistä siten, että SAE standardin testissä mittauksia ajetaan kuudella eri nopeudella. Jokaisessa mittauksessa on määriteltynä eri paineen ja kuorman arvot. Henkilöauton renkaita testatessa renkaita kuormitetaan testeissä 30 % - 90 % välillä niiden kuormankantokyvystä.

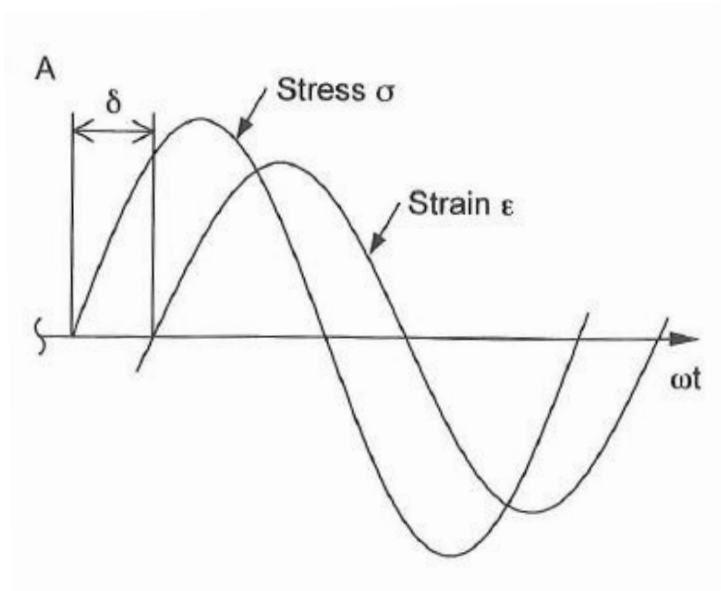
Täyttöpaine on kuorman mukaan määritelty ja on arvoltaan - 40 kPa (0,4 bar) - + 60 kPa (0,6 bar) standardissa määritetystä ohjeellisesta täyttöpaineesta. Mittausympäristön lämpötilan tulee olla +20 °C - +28 °C, mikäli lämpötila on muu kuin +24 °C, niin tulos korjataan korjauskertoimella tämän lämpötilan arvoon. Sisäänajo suoritetaan kahdessa osassa, ensin tunnin pituinen jakso 80 km/h ensimmäisen mittauksen paineella ja kuormalla. Tämän jälkeen ajetaan vähintään kahden tunnin jäähditys lämmön tasautumiseksi. Lisäksi ennen jokaista testiä renkaalle suoritetaan lämmitys ajo (warm-up). (Gent & Walter 2005, 520-523; SAE J2452; UNECE.)

### 2.3 Vierinvastusanalyysin laskentaperiaate

Mallissa vierinvastusanalyysin perustana on staattisen tilan FEM-laskenta. Laskennan pohjana on syntyneen dissipaatio energian määrä jollakin tietyllä matkalla kaavan 4 mukaan.

$$F_r = \frac{E_D}{L} \quad (4)$$

Kaavassa  $E_D$  kuvaa syntynyttä dissipaatioenergiaa ja  $L$  kuljettua matkaa, jonka aikana dissipaatio energia on syntynyt. Kun viskoelastiseen materiaaliin kohdistuu sinimuotoinen jännitys aiheuttaa se venymän, jolla on jakso viive  $\delta$  kuvan 5 tapaan.



KUVA 5. Jännityksen ja venymän suhde viskoelastisessa materiaalissa. (Kabe, Kogure, Koishi & Shilda 1999)

Kuvassa 5  $\sigma$  on jännitys,  $\epsilon$  venymä ja x-akselilla on aika. Jakson viive  $\delta$ :sta on kerrottu lisää seuraavassa kappaleessa hystereesi-ilmiön yhteydessä. Kuvan 5 kuormitusyyklistä voidaan kirjoittaa dissipaatioenergia yhden syklin aikana kaavan 5 mukaan.

$$E_d = V \int_0^{2\pi} \sigma(t) d\epsilon = \pi \cdot V \cdot \sigma_0 \cdot \epsilon_0 \cdot \sin\delta \quad (5)$$

Kaavassa  $V$  on viskoelastisen materiaalin tilavuus,  $\sigma_0$  jännityksen amplitudi,  $\epsilon_0$  venymän amplitudi ja  $\delta$  viskoelastisuudesta johtuva jakson viive jännityksen ja venymän välillä. Jännitys ja venymä voidaan myös ilmaista renkaan pyörähdyskulman  $\theta$  avulla Fourierin sarjaa käyttäen kaavojen 6 ja 7 tapaan.

$$\sigma(\theta) = a_0^\sigma + \sum_{n=1}^N \{A_n^\sigma \sin(n\theta + \phi_n^\sigma)\} \quad (6)$$

$$\epsilon(\theta) = a_0^\epsilon + \sum_{n=1}^N \{A_n^\epsilon \sin(n\theta + \phi_n^\epsilon)\} \quad (7)$$

Kaavoissa  $a_0$  on Fourierin sarjasta tuleva parillinen kerroin,  $A_n$  ja  $\phi_n$  ovat renkaan pyörädyksestä johtuvan jännityskuvaajan amplitudi ja jakso,  $n$  on jakson toistumisen

kerroin ja  $N$  on termien määrä. Kun viskoelastisuudesta johtuva jakson viive  $\delta$  on määrätty jännitysprofiiliin  $\sigma(\theta)$  saadaan siirretty jännitysprofiili  $\sigma'(\theta)$  kaavan 8 mukaan.

$$\sigma'(\theta) = a_0^\sigma + \sum_{n=1}^N \{A_n^\sigma \sin(n\theta + \phi_n^\sigma + \delta_n)\} \quad (8)$$

Yhdistämällä kaavat 7 ja 8 kaavaan 5 saadaan dissipaatioenergia määritettyä pyörähdyssymmetrisen kappaleen yhdelle ryhmälle. Tämä onnistuu kaavan 9 mukaisesti dissipaatio energian tiheyden ja materiaalin tilavuuden avulla.

$$E_d = \sum_{n=1}^N [\pi \cdot n \cdot V \cdot A_n^\sigma \cdot A_n^\epsilon \sin(\phi_n^\sigma - \phi_n^\epsilon + \delta_n)] \quad (9)$$

Kaavassa  $n$  on vaadittava hyötysuhde, koska harmoninen järjestys esiintyy  $n$ -kertaa perusjaksossa. Yhden kehämäisen elementtiryhmän dissipaatioenergia taas saadaan integroimalla jokainen yksittäisen ryhmän dissipaatioenergia jännitys ja venymä vektoreiden komponenttien kanssa. Sen lisäksi dissipaatioenergia koko renkaassa saadaan integroimalla jokaisen kehämäisen elementtiryhmän dissipaatioenergia. Kokonais dissipaatioenergia  $E_D$  koko renkaassa saadaan kaavan 10 mukaan.

$$E_D = \sum_{l=1}^{nel} \sum_{m=1}^6 \sum_{n=1}^N [\pi \cdot n \cdot V_l \cdot A_{lmn}^\sigma \cdot A_n^\epsilon \sin(\phi_{lmn}^\sigma - \phi_{lmn}^\epsilon + \delta_{lmn})] \quad (10)$$

Kaavassa 10  $l$  on elementin numero,  $m$  on jännitys ja venymä vektorin komponentti ja  $n$  on harmoninen järjestys ja  $nel$  on elementtien kokonaismäärä rengasosassa. Kaavaan 4 tarvitaan kaavan 10 lisäksi kuljettu matka  $L$  yhden pyörähdyksen aikana. Tämä voidaan laskea kaavan 11 avulla.

$$L = 2 \cdot \pi [k \cdot (R_1 - R_0) + R_0] \quad (11)$$

Kaavassa  $R_0$  on paineistetun renkaan kuormittamaton ulkohalkaisija,  $R_1$  on staattisesti kuormitetun renkaan säde ja  $k$  on kokeellisesti saatu kerroin näiden säteiden välille ja on



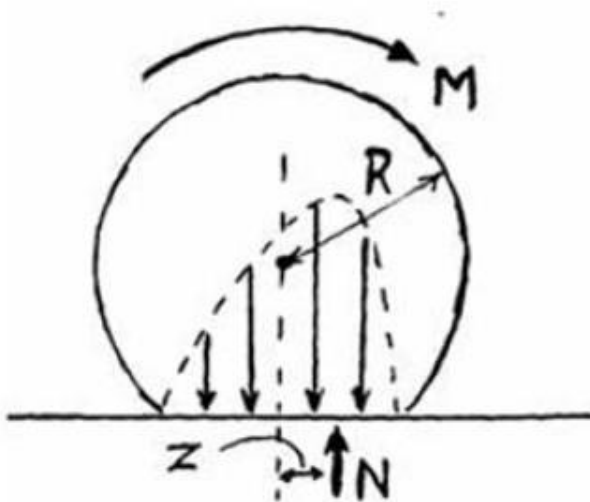
arvoltaan 0 – 1. Renkaan vierinvastuksen laskenta tapahtuu sijoittamalla kaavat 10 ja 11 kaavaan 4. (Kabe, Kogure, Koishi & Shilda 1999, 84–91.)

## 2.4 Kitka

Kahden kosketuksissa olevan kappaleen liikkua toisiensa suhteen, toimii kitka mekaanisena vastustuksena liikevektorin vastakkaiseen suuntaan. Kitkavoima on suorassa suhteessa kappaleeseen vaikuttavaan tukivoimaan Coulombin kitkalain (kaava 12) mukaisesti.

$$F_{fr} = \mu \cdot F_N \quad (12)$$

Kaavassa  $F_{fr}$  on kitkavoima,  $\mu$  on kitkakerroin ja  $F_N$  on kappaleeseen vaikuttava tukivoima. (Automotive Handbook 2014, 43.) Kappaleen vieressä ei siihen vaikuta lepo- tai liukukitkaa, vaan tällöin kyseessä on vierimiskitka. Renkaan ollessa viskoelastista materiaalia ei vierimisestä johtuvan pintapaineen huippu ole renkaan kosketuspinnan keskikohdassa, vaan se on siirtynyt renkaan etuosan suuntaan (kuva 6).



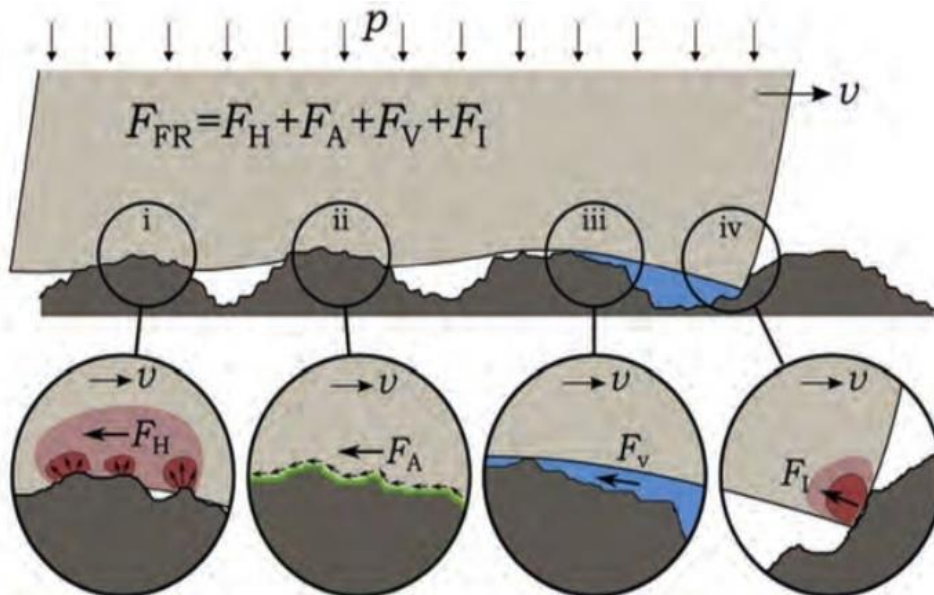
KUVA 6. Epäsymmetrinen pintapainejakauma. (Gent & Walter 2005)

Kuvassa 6 arvo  $N$  vastaa kaavan 12 tukivoimaa  $F_N$ . Tämä voima aiheuttaa momenttia renkaan keskipisteen ympäri etäisyydellä  $z$ . Kuvan 6 tilanteesta voidaan vierimiskitka

kirjoittaa kaavan 12 avulla tukivoiman etäisyyden ja renkaan säteen mukaan kaavalla 13. (Automotive Handbook 2014, 45; Gent & Walter 2005, 64–65.)

$$F_{fr} = \mu \cdot F_N = \frac{z}{R} \cdot F_N \quad (13)$$

Renkaassa kitkaan vaikuttavia tekijöitä ovat adheesio, hystereesi, muodon lukittautuminen ja väliaineen viskositeetti. Kuvassa 7 näkyvät nämä kitkan mekanismit ja niiden vaikutus renkaan pintaan. Kuvassa 7 kohdassa *i* esitetään hystereesi-ilmiö kumin muovautuessa, *ii* kohdassa adheesio, *iii* kuvaa väliaineen viskositeettia ja *iv* kuvaa muodon lukittautumista. (Ignatyev & Burkhard 2016.)



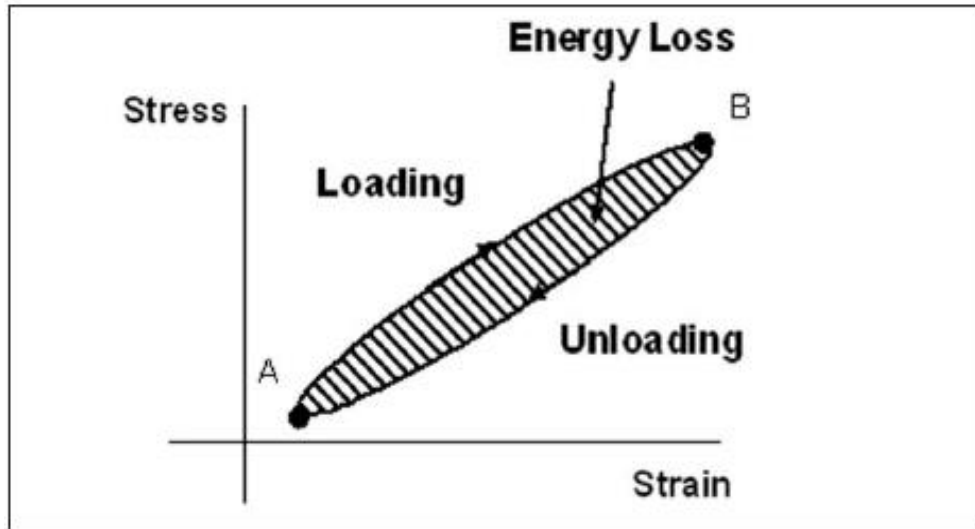
KUVA 7. Renkaan pitoon vaikuttavat kitkan mekanismit. (Ignatyev & Burkhard 2016)

Kuvassa 7 näkyvistä neljästä kitkan mekanismista voidaan sulkea pois väliaineen viskositeetti ja muodon lukittautumisen vaikutukset ja tarkastella kitkakertoimta kaavan 14 mukaan, jossa  $\mu_H$  on hystereesin osuus ja  $\mu_A$  on adheesio osuus kitkakertoimeen.

$$\mu = \mu_H + \mu_A \quad (14)$$

Kaavassa 14  $\mu_A$  on todelliseen kontaktipintaan vaikuttavan voiman ja todellisen kontaktipinta-alan osamäärä.  $\mu_H$  on Fourierin kaavan mukainen integraali todellisen kontaktipinta-alan ja kumin mekaanisten ominaisuuksien tulosta. (Ignatyev & Burkhard 2016.)

Viskoelastisuudesta johtuen, kumi ei palaudu välittömästi muotoonsa kuormituksen loputtua, vaan venymä seuraa jännitystä edellisessä kappaleessa esitetyn kuvan 5 mukaan. Tästä syntyvää energiahäviötä voidaan kutsua nimellä hystereesi. Kuvassa 8 on esitetty jännityksen ja venymän välinen hystereesi-ilmiö, jossa A piste on kuormittamaton ja B piste kuormitettu tilanne. (Gent & Walter 2005, 162 – 163.)



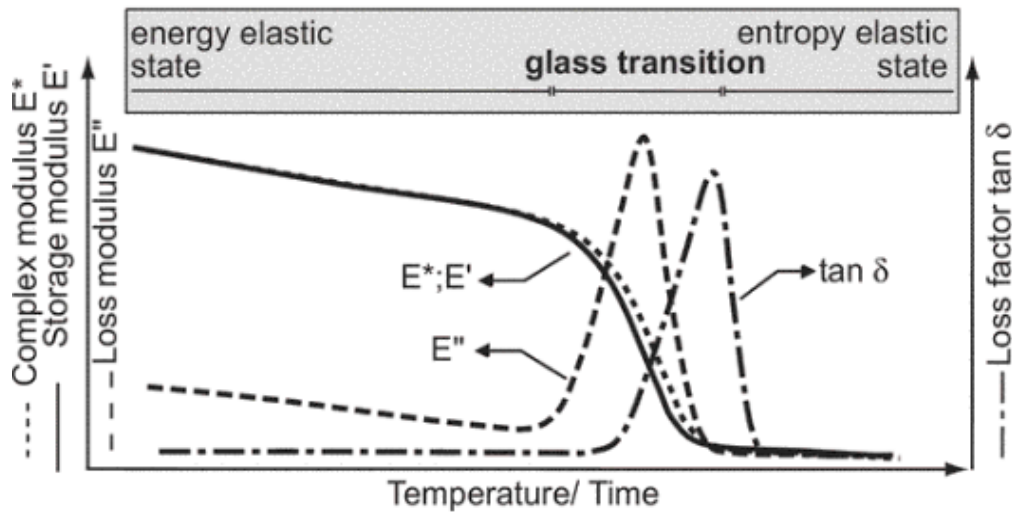
KUVA 8. Hystereesi-ilmiö. (Gent & Walter 2005)

Kuvassa 8 näkyvä viivoitettu alue on yhdessä kuormitusyhtäessä syntyvä häviöenergia. Kun kumia kuormitetaan sinimuotoisella syklillä, muuttuu liike-energia hystereesi-ilmiön takia lämpöenergiaksi. Hystereesi-ilmiö aiheuttaa kumin sisäisen kitkan, josta aiheutuu suuri osa renkaan vierinvastuksesta. (Gent & Walter 2005, 162 – 163.)

Energiahäviöön vaikuttaa edellisen kappaleen kuvassa 5 esiintyvä jakson viive  $\delta$  (delta), jota nimitetään myös häviökulmaksi. Tämän lisäksi energiahäviöön vaikuttaa viskoosisen ja elastisen komponentin suhdetta kuvaava  $\tan \delta$  (tangenti delta), jota kutsutaan kumin häviökertoimeksi. Häviökertoimen ollessa suuri on kumin kimmoisuus lähes olematon. (Laurila 2007, 30.) Korkean häviökertoimen uskotaan parantavan renkaan märkä- ja lumipito ominaisuuksia, mutta matala kerroin on parempi vierinvastuksen kannalta. (Cruse ym. 2003.)

Matalissa lämpötiloissa kumin molekyylit ovat liikuntakyvyttömiä, eivätkä pysty resonomaan ulkoisesta kuormasta. Kumi on tällöin jäykkää, eivätkä makromolekyylisegmentit kykene muokkautumaan. Kohonneessa lämpötilassa molekyylisegmentit pääsevät liikkumaan paremmin ja täten myös resonomaan ulkoisen kuormituksen

vaikutuksesta. Kuvassa 9 on esitetty edellinen ilmiö kumin häviökertoimen  $\tan \delta$ :n, varastointi modulin  $E'$  sekä häviömodulin  $E''$  suhde lämpötilaan ja aikaan. (Ehrenstein ym. 2004, 238-239.)



KUVA 9. Lämpötilan vaikutus kumin ominaisuuksiin. (Ehrenstein ym. 2004)

Adheesio syntyy renkaan kulutuspinnan ja tien välissä olevasta kontaktista. Se vaikuttaa ainoastaan kuivalla ja pitävällä pinnalla. Märällä pinnalla renkaan kumi liukuu tiellä olevan veden päällä, jolloin adheesiota ei pääse syntymään. Tällöin vaikuttavan tekijänä on vain renkaan sisäinen kitka eli hystereesi. (Automotive Handbook 2014, 887–889; Gent & Walter 2005, 162 - 163.)

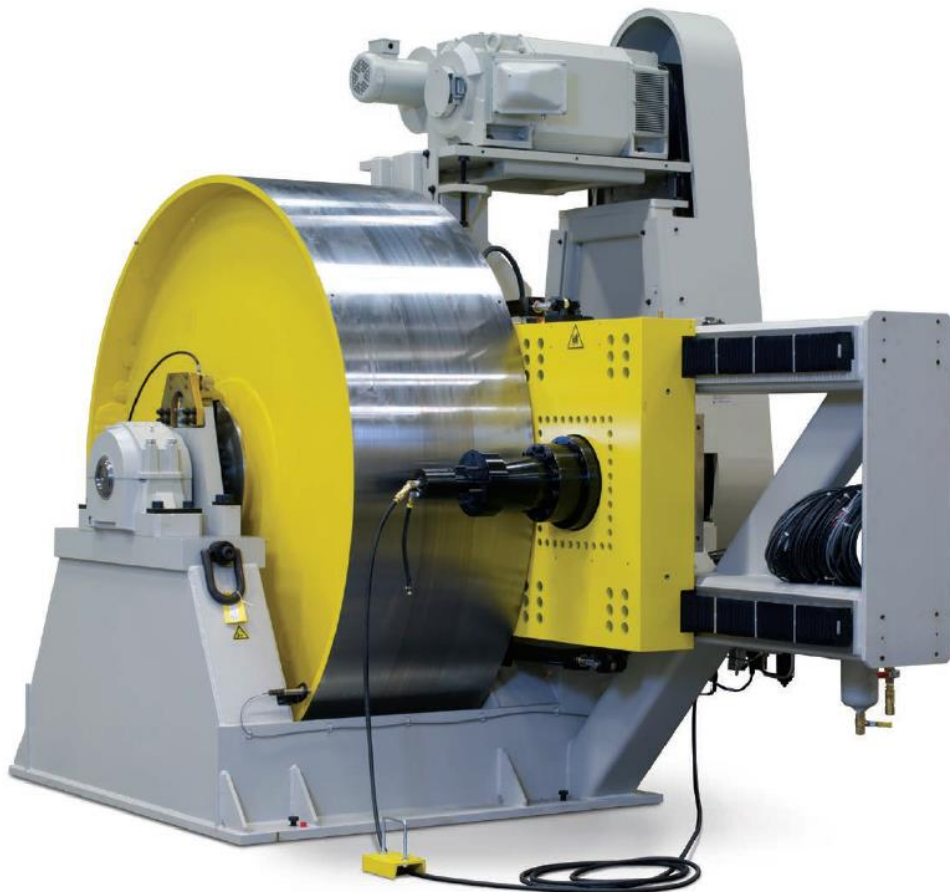
## 2.5 Abaqus

Työssä FEM-laskenta tehtiin Dassault Systemesin Abaqus 6.14 ohjelmalla. Abaquksessa on yhdistettynä CAD-toiminto FEM-analyysi ohjelmaan. Ohjelmalla voidaan mallintaa ja laskettaa sekä 2D- että 3D-malleja. Abaquksessa on mahdollisuus käyttää kolmea eri laskentaympäristöä. Näitä ovat Abaqus/Standard, joka käyttää implisiittistä ratkaisumenetelmää, Abaqus/Explicit, joka käyttää explisiittistä menetelmää ja Abaqus/CFD, joka soveltuu virtauslaskentaan. Työssä käytetty ympäristö oli Abaqus/Standard, koska se soveltuu hyvin staattisiin ja hitaisiin dynaamisiin analyyseihin. (Abaqus Analysis User's Guide 1.1.1; Dassault Systemes.)

Abaquksessa elementtimenetelmä mallit usein ovat epälineaarisia. Standard laskentaympäristö käyttää epälineaaristen yhtälöiden ratkaisuun Newtonin menetelmää, muokattua Newtonin (modified Newton method) menetelmää tai quasi-Newton menetelmää. Newtonin menetelmää vältetään tavallisesti suurissa äärellisissä elementtikooeissa kahdesta syystä. Ensinnäkin Jacobin matriisia voi olla hankala muotoilla ja se pitää laskea numeerisesti. Toiseksi, menetelmä on kallis iteraatio määrään nähden, koska Jacobin matriisi on muodostettava ja ratkaistava jokaisessa iteraatiossa. Yleisimmin käytetty vaihtoehto on muokattu Newtonin menetelmä, jossa Jacobin matriisia lasketaan joko satunnaisesti tai ei lainkaan. Useat Abaqus/Standard mallit aiheuttavat epäsymmetrisen Jacobin matriisin, mutta käyttäjälle annetaan mahdollisuus valita symmetrinen suppeneminen. Mahdollisuus annetaan sillä perusteella, että muokattu Newtonin menetelmä konvergoi melko hyvin, eikä täydelliselle epäsymmetrisen Jacobin matriisin ratkaisulle ole välttämätöntä tarvetta. (Abaqus Theory Guide 2.2.1.)

## 2.6 Mittausvälineet

Työssä käytettiin Amerikkalaisen MTS:n valmistamaa vierinvastuksen mittaamiseen tarkoitettua laitetta (kuva 10). Laite on suunniteltu käytettäväksi henkilöautojen, kevyiden kuorma-autojen, sekä kuorma-autojen renkaiden vierinvastusmittauksiin. Laite mittaa vierinvastusvoiman renkaan pyörimisvoiman avulla. Laitteessa mittaanturit ovat sijoitettuina renkaan pyörimisakseliin, jolloin on mahdollista suorittaa samaan aikaan kahta vierinvastusmittausta. Mittalaitteessa on 2,0 metrin halkaisijaltaan oleva rumpu, jota voidaan ajaa 250 km/h pyörimisnopeudella. Laitteen mittapään maksimi pystysuuntainen kuorma on 15 000 Newtonia ja tarkkuus  $\pm 10$  Newtonia. MTS:n mittayksikköön on ohjelmoituna aiemmissa kappaleissa esitellyt vierinvastuksen mittausta koskevat standardit ISO 28580:2009 ja SAE J2452 sekä R117 säädös. Näiden lisäksi mittayksikössä on mahdollisuus mitata reaaliaikaisesti vierinvastusta, vierintähäviötä ajo syklissä, renkaan lämpötilan ja tilavuuden muutoksia sekä mitata renkaan pyörähdys määrää pyörimisakselin ympäri tietyllä matkalla. (MTS 2014.)



KUVA 10. Kuvakaappaus MTS:n mittalaitteesta. (MTS 2014)

### 3 KUORMITUKSEN VERIFIOINTI FEM-OHJELMALLA

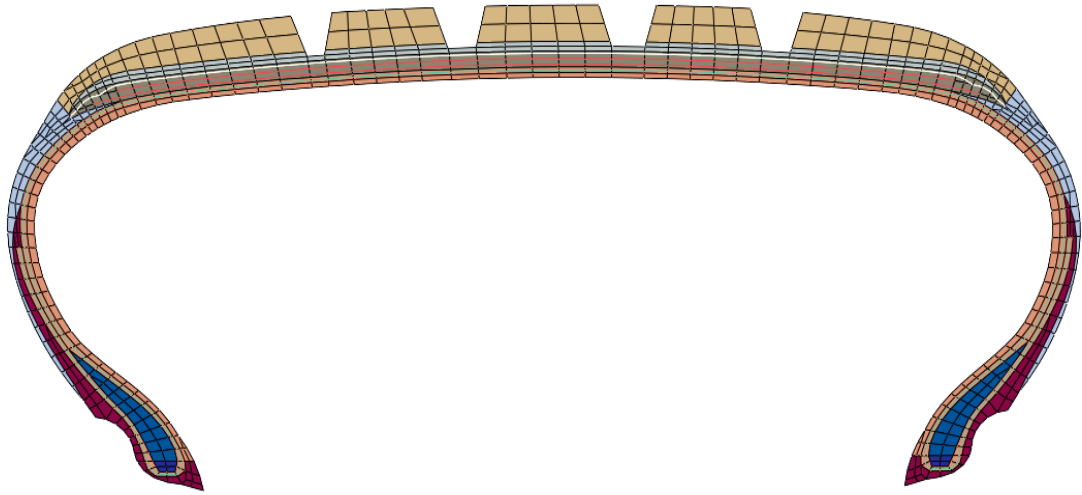
Työssä tutkittiin kuormitustilojen vaikutusta FEM-analyysillä. FEM-analyysin jälkeen tehtiin renkaalle mittauksia, jotta nähtiin pitivätkö analyysin tulokset paikkansa. Abaqus ohjelmaa käytettiin kappaleiden mallintamiseen kuormitustilan vaikutusta tutkiessa. FEM-analyysillä haluttiin tuoda esille vastusvoimien vaikutus erilaisissa kuormitustiloissa. Analyysi ja mittaukset suoritettiin koon 205/55R16 renkaalle. Tässä kappaleessa käydään läpi kuormitustilan vaikutuksen tutkiminen FEM-ohjelmalla.

#### 3.1 Mallintaminen

Työ aloitettiin simuloimalla Abaqus-ohjelmalla renkaalle erilaisia kuormitustiloja. Vertaamalla näistä saatuja tuloksia mittausten tuloksiin saatiin taivutuksen vaikutus vierinvastukseen verifioitua. Verifiointia varten mallinnettiin rengas ja tälle lasketettiin vierinvastuksen arvoja erilaisissa kuormitustilanteissa. Renkaan mallintaminen Abaqus-ohjelmalla aloitettiin renkaan rakennekuvasta. Verifiointissa käytettiin jo tuotannossa olevaa rengasta, jotta testausvaiheessa saataisiin tarvittavat renkaat nopeasti.

Abaqus-ohjelmassa renkaan mallinnus suoritettiin pääosin 2D-mallin puolella. Renkaan rakennekuvasta karsitaan ohjelmassa ylimääräiset informaatiot ja muodot pois, jotka hidastaisivat ja vääristäisivät laskentaa. Ohjelmalla tuodaan 2D-malliin materiaalit ja vahvikekuidut, jotta lujuusominaisuudet vastaisivat todellista rengasta. Näiden jälkeen kappaleelle tehtiin verkotus sekä luotiin kontaktipinnat rummulle, vanteelle ja ilmanpaineelle. Renkaan pinnan pitkittäisurat mallinnettiin karkeasti vastaamaan pintamallia. Kun renkaasta oli luotu valmis 2D-malli, voitiin tälle määrittää täyttöpaine ja kuorma. Kuvassa 11 on 2D-malli renkaasta, jossa näkyvät materiaalien rajat, elementit ja pitkittäisurat.

Kuvassa 11 nähdään elementti koon muutos kulutuspinnan, olkapään alueen ja jalka alueiden välillä. Olkapää ja jalka alueilla on paljon pieniä neliö ja kolmio elementtejä, koska vahvikekuidut ja materiaalit muodostavat hankalia muotoja.



KUVA 11. Renkaan 2D-malli.

3D-mallin ohjelma muodostaa asettamalla poikkileikkauksia peräkkäin määrätyn keskipisteen ympärille, joten poistamalla 2D-leikkeistä eri kulutuspinnan elementtejä, saatiin luotua muodot poikittaisurille. FEM-ohjelmalla urien mallintaminen perustuu neliöelementtien poistamiseen halutusta kohtaa, joten pintamallista tuli karkea, todellista pintaa muistuttava kuvio. Tämän jälkeen ohjelmalla lasketettiin 2D-poikkileikkauksesta aksisymmetrinen malli, jonka avulla ohjelma muodostaa renkaan 3D-mallin.

3D-mallin ollessa valmis, voitiin tälle laskettaa määrätty kuormitus. Simuloinnissa ohjelma laskee voima- ja siirtymämatriisien avulla renkaan muodon- ja tilavuuden muutoksen. Tulokseksi laskennasta saatiin renkaan osiin kohdistuvat jännitykset ja venymät elementteittäin kuormituksessa

### 3.2 Vierinvastuksen laskenta

Kun täyttöpaineesta ja kuormasta aiheutuvat jännitykset sekä venymät oli laskettu, voitiin renkaalle laskettaa vierinvastusanalyysi. Vierinvastuksen laskentaa varten tarvitsi materiaaleille määrittää lämmönsiirtokertoimet, jotka laskettiin Nokian Renkaiden materiaalikehityksen osastolta saatujen materiaalmallien avulla. Vierinvastusanalyysi simuloi todellista R117 säädöksen mukaista vierinvastamittausta ja määrittää kuorman, täyttöpaineen, muodonmuutoksen sekä materiaaliominaisuuksien avulla renkaan teoreettisen vierinvastusvoiman.



Tulokseksi analyysistä saadaan materiaalikohtaiset vierinvastusvoimat sekä renkaan kokonaisvierinvastusvoima. Tästä voidaan kaavan 1 avulla laskea renkaan vierinvastuskerroin  $c_{RR}$ .

### 3.3 Vierinvastusanalyysin käyttö työssä

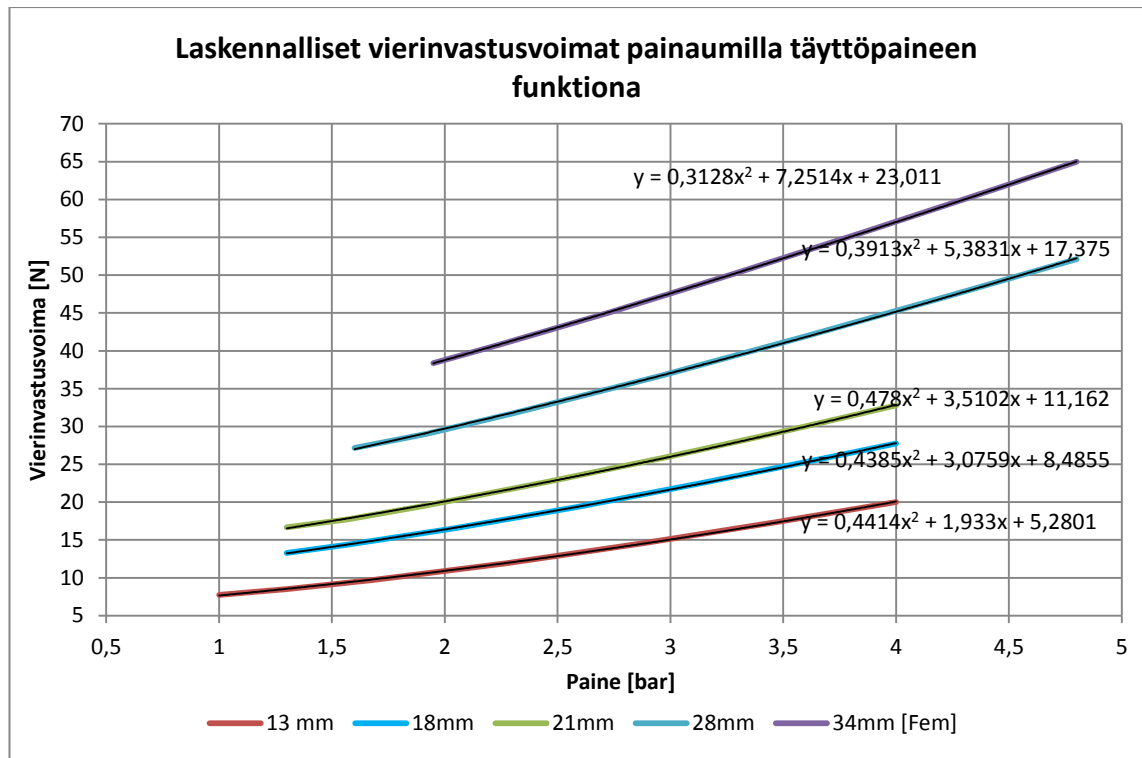
Vierinvastusanalyysiä käytettiin työssä taipuman ja täyttöpaineen vaikutuksen tutkimiseen. Työssä tehdyissä analyyseissä ei kuitenkaan käytetty R117 säädöksen mukaista kuormitusta, vaan kuormitus tehtiin malliin vakiopainauksen avulla. Tällöin renkaan aiheuttama kohtisuora voima rumpun pintaan kasvoi merkittävästi ilman, että renkaan muoto juurikaan muuttui.

Painauksen ohjelmoitiin malliin laskennassa käytettävän ”input” -tiedoston avulla. Tiedostossa laskenta on jaettu kolmeen osaan eli ”Step:in”. Ensimmäisessä ”Step:ssä” muodostetaan renkaan 3D mallille reunaehdot, täyttöpaine ja kontaktipinnat. Toisessa ”Step:ssä” luodaan kuormitus, joka työssä oli painauksen. Kolmannessa ”Step:ssä” määrättiin renkaan täyttöpaine muuttumaan haluttuun arvoon. Painauksen määritettiin millimetreinä laskennan toiseen ”Step:in”. Alussa painauksen arvoksi määrättiin 21 millimetriä, alkupaineeksi 0,5 baaria ja loppupaineeksi 4 baaria. Mallin mukaan rengas siis painautui rumpua vasten 21 millimetrin matkan täyttöpaineen ollessa 0,5 baaria. Rengas jätettiin paikoilleen tähän painaukseen ja ohjelma alkoi nostaa täyttöpainetta 4 baariin.

Abaqus laskettaa mallia portaittain incrementtien avulla. Laskenta antaa yhdelle incrementille käytetyn ajan ja koko ”Step:lle” käytetyn ajan (Step Time). Tästä voitiin laskea täyttöpaineen arvo simuloinnin eri hetkinä. Tämän jälkeen mallille lasketettiin vierinvastusanalyysi Step-analyysinä. Ohjelma lasketti valitun Stepin jokaiselle incrementille vierinvastusanalyysin, jolloin jokaisesta incrementistä saatiin vierinvastusvoiman arvo.

### 3.4 Laskennan tulokset

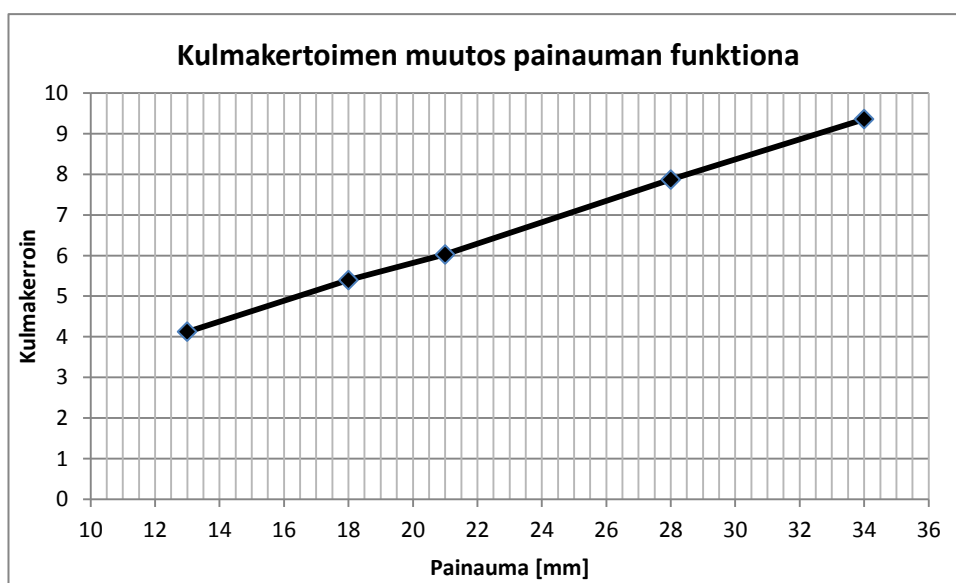
FEM-laskennassa täyttöpaine pyrittiin nostamaan 0,5 baarista 4 baariin asti, mutta ohjelmalla tämä ei kuitenkaan onnistunut laskentamallin takia. Simuloinnissa täyttöpaineen ollessa alhainen ei mallin stabiilisuutta saavutettu. Laskentamallissa todennäköisesti tapahtui jokin dynaaminen liike tai jäykkyyden menetys, kuten nurjahdus, jota ohjelma ei kykene laskemaan ja malli kaatui. Alkupaineiden arvot iteroitiin eri laskentojen avulla sopiviksi. Laskentaa toistettiin useilla eri painauman arvoilla, jotta saatiin taipuman aiheuttamat muutokset näkyville vierinvastusvoimassa. Laskentaan valikoituneita painauman arvoja olivat 13 millimetriä, 18 millimetriä, 21 millimetriä, 28 millimetriä ja 34 millimetriä. Tuloksista tehtiin kuvio (kuvio 1), jossa on vierinvastusvoima painauman ja täyttöpaineen funktiona.



KUVIO 1. Laskennalliset vierinvastusvoimat painaumilla täyttöpaineen funktiona.

Kuviosta 1 nähdään painaumien ja paineen vaikutus vierinvastusvoimaan. Kuviossa painaumien minimipaineet asettuivat sen mukaan, kuinka FEM-mallin laskennat näillä onnistuivat. Alkupaineen jäädessä hieman suureksi osassa laskennoista, nostettiin 28 millimetrin ja 34 millimetrin painaumilla loppupainetta 4 baarista 4,8 baariin. Tällöin saatiin painaumille lasketettua laajempi vierinvastusvoiman käyrä.

Laskennan tuloksista huomattiin käyrien kulmakertoimien kasvavan painauman muuttuessa. Tämän perusteella tehtiin käyrille lineaarinen sovite ja tarkasteltiin näiden kulmakertoimien muutosta painauman funktiona (kuvio 2).

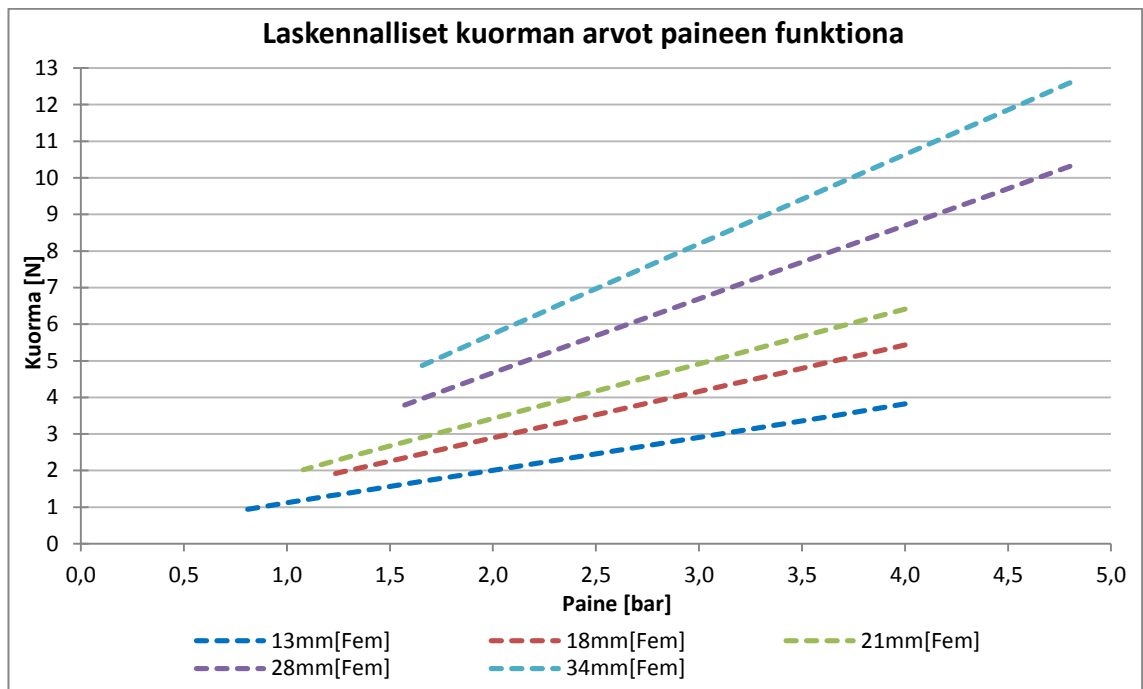


KUVIO 2. Kulmakertoimen muutos painauman funktiona.

Kulmakerroin kasvaa kuvion 2 mukaan painauman suhteen melko lineaarisesti. Kulmakertoimen kasvu painauman kasvaessa tarkoittaa, että suurella painaumalla tapahtuva paineen muutos aiheuttaa suuremman muutoksen vierinvastusvoimassa kuin vastaava paineen muutos pienellä painaumalla. Tämän ajateltiin olevan suoraan verrannollinen renkaaseen kohdistuvaan pystysuuntaiseen kuormaan. Suurella täyttöpaineella renkaaseen kohdistuvan voiman tulee olla suurempi saman painauman aiheuttamiseksi kuin pienellä täyttöpaineella. Tällöin myös painauman muutokset suuren täyttöpaineen tilanteessa vaativat suuria kuorman muutoksia.

Mittauksissa renkaan pystysuuntaisen kuorman määrään vaikuttaa merkittävästi renkaan ja rumpun välillä vaikuttava kitka. Tutkittaessa palakuvion muodonmuutosenergiaa kuormituksessa, huomattiin kitkan vaikutuksen olevan suuri jo pelkässä pystysuuntaisessa puristuksessa. Kumin ollessa kokoonpuristumatonta materiaalia, pitää se tilavuutensa vakiona myös kuormitus tilanteessa. Alue, jolla kumi koskettaa kuormittavaa rumpua, pyrkii laajenemaan voiman kasvaessa. Kitka vastustaa tätä ilmiötä, jolloin vaaditaan suurempi voima saman painauman aikaansaamiseksi. Tehtäessä R117 säädöksen mukaista kuormaohjattua mittausta, ei tällä ilmiöllä olisi suurtakaan vaikutusta, koska renkaan kuormitus on mittauksessa ja simulaatiossa sama.

Työssä käytettiin kuormituksen määrättyä painaamaa, jolloin kasvoi rengasta kuormittava voima merkittävästi. Normaalissa vierinvastuksen mittauksessa rengasta kuormittava voima kyseiselle renkaalle olisi 5,26 kN, mutta 34 millimetrin painaumalla tehdyssä laskennassa nousi rengasta kuormittava voima 4,8 baarin täyttöpaineella jopa 12,6 kilo Newtoniin. Kuviossa 3 on simulaatioissa saadut laskennalliset arvot renkaan pystysuuntaiselle kuormalle.



KUVIO 3. Laskennalliset kuorman arvot paineen funktiona.

## 4 FEM-MALLIN TODENTAMINEN

Taivutuksen vaikutusta mitattiin edellisessä kappaleessa esiteltyjen FEM-laskennan perusteella. Laskentojen pohjalta päätettiin toteuttaa mittaukset oikealla renkaalla. Tällä haluttiin todentaa FEM-mallista saadut tulokset. Mittaukset suoritettiin MTS:n valmistamalla vierinvastuksen mittaukseen kehitetyllä laitteella, jolle ohjelmoitiin simulaatioita vastaavat mittaukset.

### 4.1 Mittaussuunnitelma

FEM-mallin todentamista varten tarvitsi luoda mittaussuunnitelma, johon määritettiin mitä haluttiin mitata ja miten. Suunnitelman tehtiin FEM-simulaatioiden pohjalta. Mittaus suunniteltiin tehtäväksi painaumalla ohjattuina sekä kasvavalla täyttöpaineella. Mittausta varten tehtiin luonnos mittauspöytäkirjasta (taulukko 1).

TAULUKKO 1. Mittauspöytäkirja.

	Painauma [mm]				
Paine [bar]	13 mm	18 mm	28 mm	28 mm	34 mm
0,5 bar					
1 bar					
1,5 bar					
2 bar					
2,5 bar					
3 bar					
3,5 bar					
4 bar					

Mittauspöytäkirjan avulla suunniteltiin millä tavoin ja missä järjestyksessä mittaukset toteutettiin MTS:n mittalaitteella. Mittausten suorittamista varten tarvitsi laitteen ohjelmaan tehdä muutoksia, jotka onnistuivat yhteistyössä koe-osaston henkilöstön kanssa. Seuraavassa kappaleessa on käyty läpi mittauksen suorittaminen vaiheittain.

## 4.2 Mittauksen suorittaminen

FEM-simulointimallin pohjautuessa painauman kautta toteutettavaan mittaukseen, tarvitsi mittalaitteen ohjelmaan tehdä standardista poikkeavia muutoksia. Normaalisissa tilanteissa mittalaitteeseen määritetään kuorma, jolla se painaa rengasta rumpua vasten. Työssä kuitenkin haluttiin käyttää painauman arvoa ja tähän mittalaite soveltui laitteessa olevan lineaari-anturin ansiosta. Renkaan ja rumpun kosketuspiste määritettiin ensin manuaalisesti voima-anturin avulla. Mittapäätä liikutettiin lähemmäs rumpua, kunnes voima-anturi havaitsi kosketusvoiman. Kosketuksesta aiheutuva voima säädettiin mahdollisimman pieneksi ja voiman suuruudeksi saatiinkin noin 0,5 N. Tällöin lineaarianturi mittasi renkaan keskipisteen etäisyyden rumpun pintaan. Tätä etäisyyttä käytettiin renkaan kuormittamattomana säteenä. Kuormittamattomasta säteestä saatiin mittauksille painaumien mukaiset vierintäsäteet vähentämällä painauman arvo säteen arvosta.

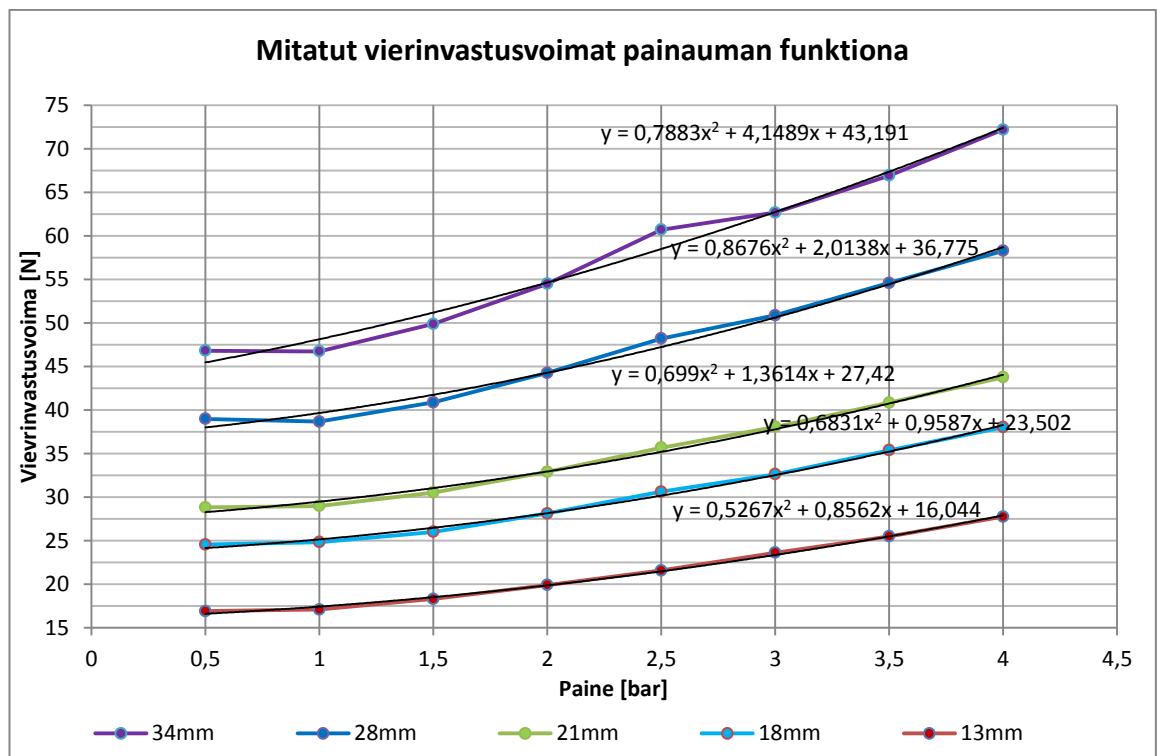
Ennen mittausajoja renkaalle tehtiin R117 säädöksen mukainen vierinvastus mittaus. Sama mittaus toistettiin vielä mittausajojen jälkeen, jotta voitiin varmistaa tulosten luotettavuus. Jos tehdyissä mittauksissa olisi ollut suuri ero, eivät todentavien mittausten tulokset olisi olleet luotettavia.

Säädöksen mukaisella mittauksella saatiin rengas myös lämmitettyä, jolloin vierinvastusvoima tasaantui. Tämän lisäksi mittauksissa käytettiin säädöksen sallimaa lyhennettyä renkaan lämmitysaikaa. Lyhennetyn lämmitysaajan käyttö on säädöksessä sallittu silloin, kun rengas on mittausten välissä pysähdyksissä maksimissaan 10 minuuttia. Tällöin lämmitysaika voitiin lyhentää 30 minuutista kymmeneen minuuttiin. (UNECE.) Lämmitysaajan tavoin, sovellettiin säädöksen ohjetta myös renkaan täyttöpaineen asetuksessakin. FEM-ohjelmassa renkaan täyttöpaine pysyy jatkuvasti asetetussa arvossa, eikä malli huomioi renkaan lämpötilanmuutosta tai tilavuuden vaikutusta paineeseen. Mittauksessa kuitenkin renkaan täyttöpaine muuttuu lämpenemisen ja painuman johdosta. Mittalaitteessa olisi ollut mahdollisuus suorittaa mittaus käyttäen reaaliaikaista paineen tasausta, mutta koska vanteeseen sopivaa mittapäätä ei ollut saatavilla, päädyttiin mittaukset tekemään ”Capped air”-menetelmällä. Menetelmä tarkoittaa sitä, että ilmanpaine renkaan sisällä saa muuttua testin aikana. Tällöin renkaan täyttöpaine asetettiin ennen jokaista mittausta kohdalleen. Mittauksen jälkeen täyttöpaine tarkistettiin, kirjattiin lukema ylös ja asetettiin seuraavan

mittauksen arvoon. Tekniikka ei ole niin tarkka kuin reaaliaikainen painevahti olisi ollut, mutta mittauksessa tämä oli ainoa mahdollinen tapa tarkkailla painetta. Lisäksi R117 säädöksen mukaisessa vierinvastuksen mittauksessa käytetään ”Capped air” menetelmää, joten sen voi todeta olevan toimiva ja vertailukelpoinen myös tehtyyn työhön.

### 4.3 Mittaustulokset

Todentavista mittauksista saatuja tuloksia olivat renkaan vierinvastuskerroin ( $c_{RR}$ ), vierinvastusvoima ( $F_r$ ), renkaan pyörimisvoima ( $F_t$ ) sekä kuormituksen määrä Newtonina. Tuloksista työtä varten tärkein oli vierinvastusvoima. Vierinvastusvoimista kerättiin Exceliin FEM-laskennan tuloksia vastaava kuvio (kuvio 4). Kuvion avulla pystyttiin vertaamaan FEM-laskennassa ja todellisessa mittauksessa syntyviä eroja. Näitä eroja vertaillaan tulosten käsittely kappaleessa.



KUVIO 4. Mitattu vierinvastusvoima painauman funktiona.

Kuviosta 4 nähdään painaumien todellinen vaikutus vierinvastusvoimaan. Kuviosta havaitaan käyrien käyttäytymisen noudattavan samankaltaista muotoa kuin simuloitussa mallissa, mutta vierinvastusvoiman tasot ovat korkeammat. Havaittavissa

on myös on vierinvastusvoiman tasoittuminen pienillä täyttöpaineilla. Tuloksissa nähdään käyrän poikkeama 2,5 baarin kohdalla. Tätä hetkeä tarkastellaan ja poikkeaman syytä selvitetään työssä myöhemmin. Vierinvastusvoiman käyrän kulmakerroin kasvaa painauman kasvaessa ja voidaan huomata täyttöpaineella olevan suurempi vaikutus suurilla painaumilla kuin pienillä painaumilla. Tosin verrattaessa tehtyä mittausta ajoneuvon alla olevaan renkaaseen, lisätessä täyttöpainetta pienenee kuorman aiheuttama painauma.

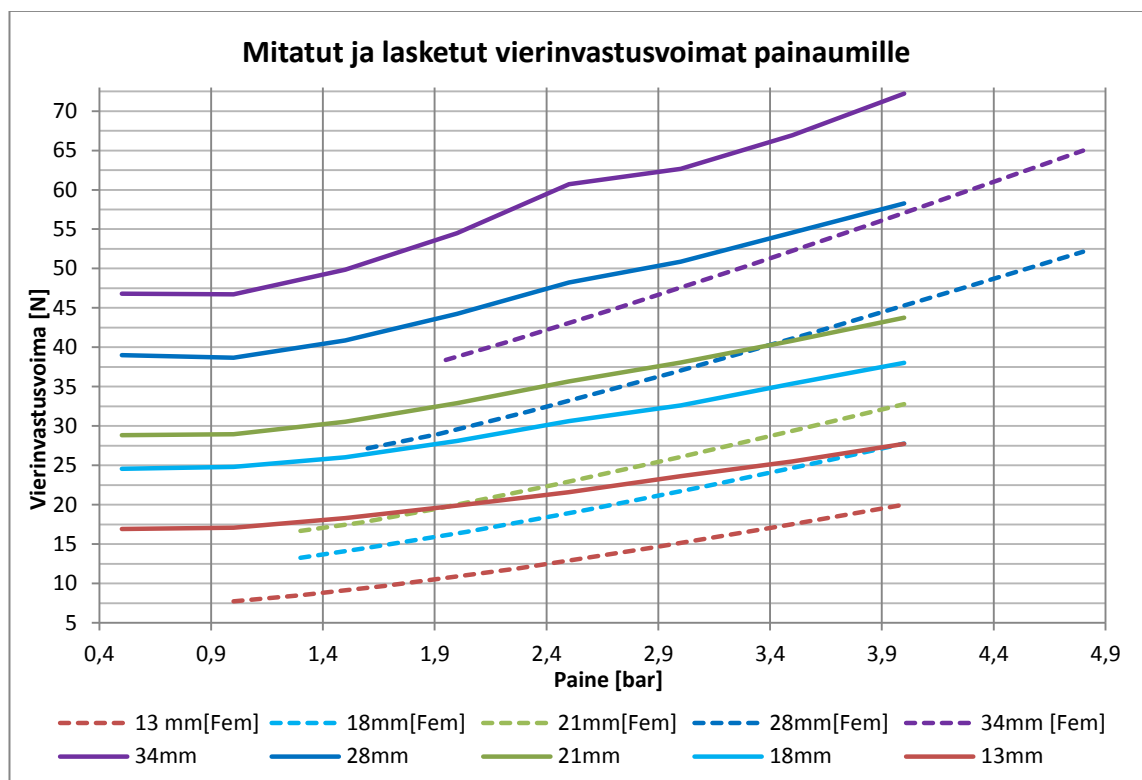


## 5 TULOSTEN KÄSITTELY

Tuloksia tarkasteltaessa päädyttiin vertailemaan laskennasta ja mittauksista saatuja tuloksia keskenään. Työn alkuvaiheessa oli mittausten ja laskennan avulla tarkoitus kuormitustilan vaikutuksen lisäksi selvittää todellisen vierinvastusmittauksen ja lasketun vierinvastusanalyysin erot tuloksissa. Tarkastelua tehtiin pääasiassa tuloksista tehdyille kuvaajille ja näiden käyrille. Tässä kappaleessa käydään läpi tulosten käsittelyä.

### 5.1 Vierinvastusvoima

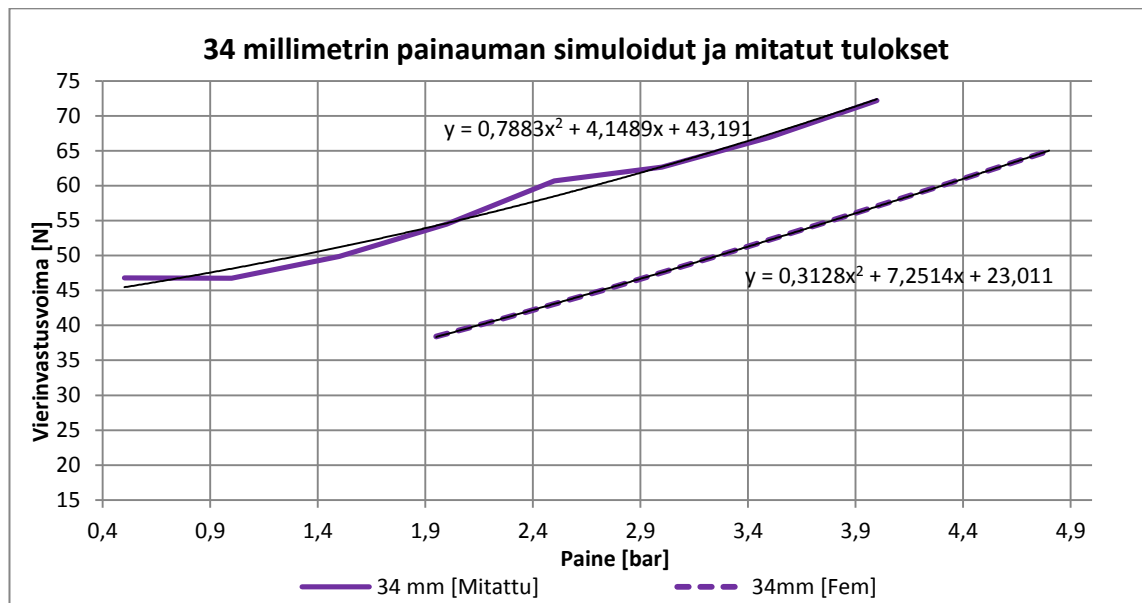
Simulaatiomallin ja todellisten mittausten eroja vertailtiin Excelin avulla. Kuvioon 5 kerättiin kaikki mitatut ja laskennalliset tulokset, jotta saatiin hyvä yleiskuva siitä, kuinka hyvin FEM-malli jäljittelee todellista mittausta.



KUVIO 5. Mitatut ja lasketut vierinvastusvoimat painaumille.

Kuviossa 5 nähdään mitattujen ja laskettujen tuloksien avulla muodostetut käyrät samassa koordinaatistossa. Kuvioista voidaan hahmottaa tulosten samankaltaisuus,

vaikkakin eroavaisuuksia on muutamia. Käyrien välillä on selvä y-akselin suuntainen tasoero vierinvastusvoimassa, jonka syytä tarkastellaan hieman myöhemmin. Kuvion 5 pohjalta tehtiin kuvio 6, jossa 34 millimetrin painaumalla saadut mitatut ja simuloitut tulokset yhdistettiin samaan koordinaatistoon.



KUVIO 6. Simuloitun ja mitatun vierinvastusvoiman vertaus.

Kuviossa lasketun vierinvastusvoiman käyrä ei laske 1,95 baarin täyttöpainetta matalammaksi aiemmin mainitun FEM-mallin stabiiliuden menetyksen johdosta. Tästä syystä ei voida nähdä, tapahtuuko tämän painauman simulaatiossa mittaustulosta vastaava ilmiö 0,5 ja 1,0 baarin välillä.

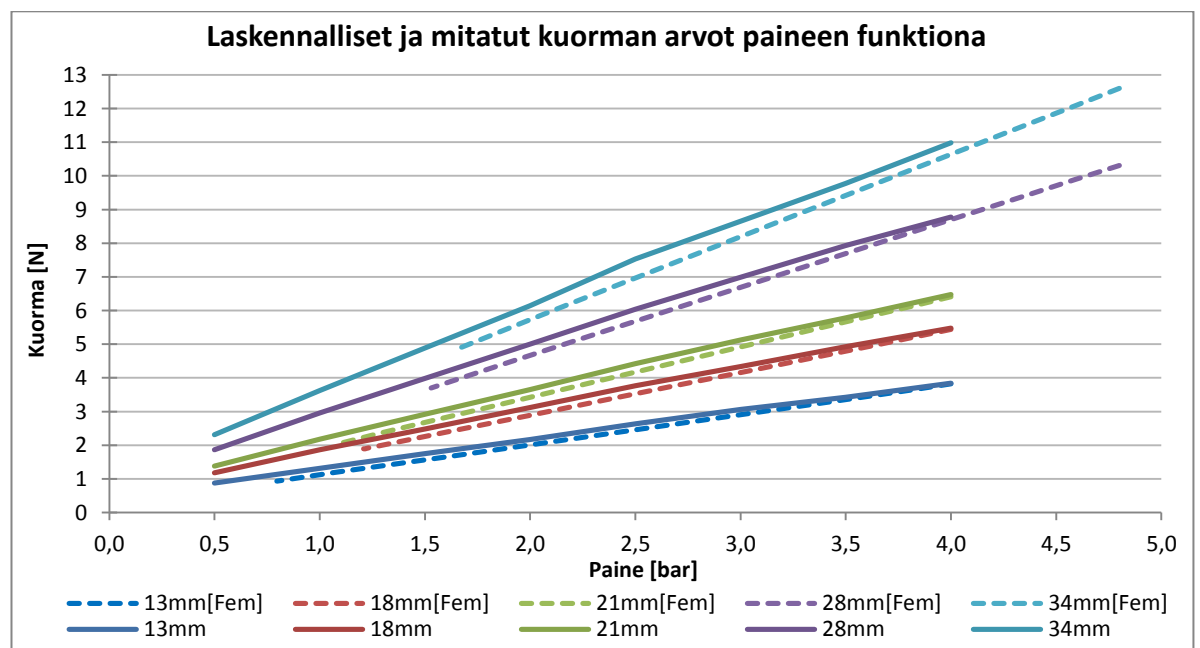
Mittaustulosten pohjalta tehdyssä käyrässä nähdään 2,5 baarin kohdalla muista tuloksista poikkeava käyrän muoto, joka voi johtua monista syistä. Esimerkiksi syitä käyrän muodon poikkeavuuteen voivat olla mittauksessa tapahtunut virhe, renkaan halkaisijan käyttäytymisen epälineaarisuus laajenemisessa tai renkaan värähtely piikki. Työn lopussa olevassa virheenarviointi osassa on tarkasteltu tätä hetkeä mittauksessa ja pohditaan syitä käyrän muodonmuutokselle.

Kuviossa 6 mitattujen ja lasketujen tulosten välillä on eroavaisuus käyrien muodossa. Mitattujen tulosten käyrän suunta muuttuu pienemmillä paineilla loivemmaksi ja lähemmäksi funktion paraabelin huippua. Lasketuilla tuloksilla ei päästy tarpeeksi alhaiseen paineeseen, jotta voitaisiin nähdä tapahtuuko FEM-mallissa tämä sama vierinvastusvoiman tasoittuminen. Toinen selvästi havaittava asia on tasoero y-akselin

suunnassa. Tähän suurimmaksi syyksi arvioitiin vierimiskitkan puuttuminen FEM-mallista. Y-akselin suuntaisen tasoeron takia malliin päätettiin lisätä alussa huomiotta jätetty vierimiskitka, koska sillä todettiin olevan merkittävä vaikutus tulokseen. Vierimiskitkan lisäämisestä malliin kerrotaan seuraavassa kappaleessa.

## 5.2 Kuorma

Renkaan vierinvastukseen vaikuttaa suuresti sen pystysuuntainen kuorma. Kuorma vaikuttaa niin vierinvastuskertoimen laskentaan kuin itse vierinvastusvoiman syntymiseen renkaassa hystereesi-ilmiön kautta. FEM-mallin simuloinnista ja mittauksista saatiin rengasta kuormittavat voimat eri hetkillä. Näistä tehtiin kuvio, jossa on laskennalliset ja mitatut kuorman arvot eri painaumille paineen funktiona (kuvio 7).



KUVIO 7. Laskennalliset ja mitatut kuorman arvot.

Kuviossa nähdään FEM-mallin ja todellisten mittausten olevan hyvin lähellä toisiaan kuorman suhteen. Mallin ja todellisen mittauksen tuloksissa ero on 400 N eli 40,78 kg. Tämä ero voi johtua mallin laskennasta tai työssä syntyneistä virheistä. Virhetarkastelua tehdään työssä myöhemmin. Työssä todellisten mittausten ja FEM-mallin vertailtavuuden kannalta oli tärkeää saada tuloksista vertailukelpoisia. Mittauksista ja laskennasta saatujen tulosten perusteella haluttiin muokata FEM-mallia vastaamaan paremmin mitattuja tuloksia.

## 6 LUISTON VAIKUTUKSEN LISÄÄMINEN LASKENTAAN

Abaquksen vierinvastusanalyysissä renkaan vierinvastus lasketaan teoriakappaleessa esitetyn laskentaperiaatteen pohjalta. FEM-mallille tehdyssä vierinvastusanalyysissä ei vierimiskitkan vaikutusta huomioitu, koska laskenta tapahtuu staattisen tilan perusteella. Tällöin malliin ei synny todellisessa tilanteessa vaikuttavaa luistoa, joka saattaa selittää todellisten mittausten ja laskennan tulosten eroavaisuuden. Renkaan vierieessä suoraan tasaisella nopeudella, tapahtuu kontaktipinnassa muodonmuutoksen takia luistoa. Vierimiskitkan määrästä riippuu, kuinka paljon luistoa tilanteessa syntyy niin pitkittäis- kuin poikittaissuuntaan. FEM-malliin päätettiin lisätä vierimiskitkan vaikutus vierinvastusvoimaan. Vierimiskitkan lisäämistä varten tarvitsi Abaquksessa muokata mallin laskentaan ”input”-tiedostojen avulla. Tässä kappaleessa käydään läpi laskennan vaiheet.

Rummun pyöriessä määrättyllä nopeudella pyörii rengas akselinsa ympäri vierintäsäteen määräämällä nopeudella. Tällä nopeudella rengas ei aiheuta rumpuun kiihtyvyyttä eikä hidastuvuutta. Tällaista tilaa voidaan verrata henkilöautossa vapaasti pyörivän akselin renkaaseen. Laskentamallia muokatessa tarvitsi renkaalle laskea tämä nopeus kuormitetun säteen avulla. Tavallisesta laskentamallista poiketen määritettiin renkaalle ja rummulle kulmanopeudet. Tämä tapahtui lisäämällä laskentaan erillinen ”input”-tiedosto, jossa on määritettyinä tässä laskennassa vaikuttavat suureet. Kulmanopeudet laskettiin renkaalle ja rummulle kaavojen 15, 16 ja 17 avulla.

$$p = 2 \cdot \pi \cdot r \quad (15)$$

Kaavassa 15 lasketaan renkaan kehän pituus säteen avulla.

$$f = \frac{v}{p} \quad (16)$$

Kaavassa 16 lasketaan renkaan taajuus pyörimisnopeuden ja kehän pituuden avulla.

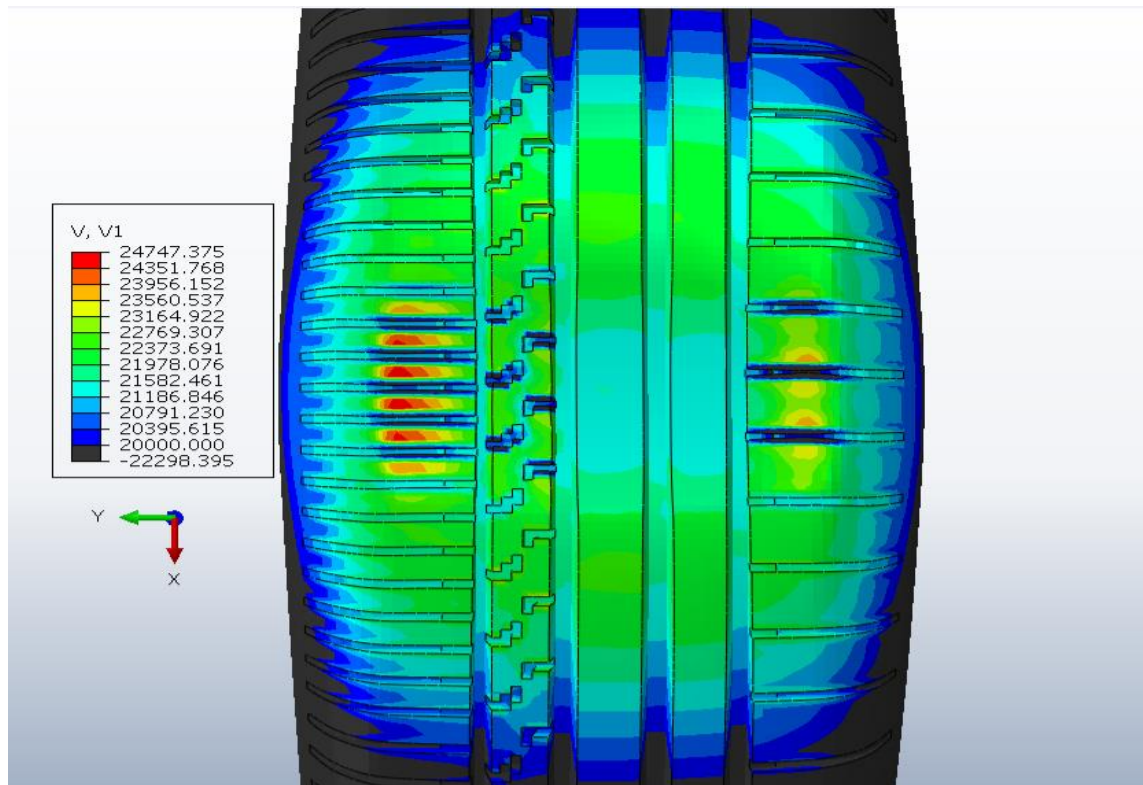
$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (17)$$

Kulmanopeus lasketaan kaavassa 17 taajuuden avulla ja se on yksiköltään  $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$ .

Rummun kulmanopeudeksi määritettiin  $22,222 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ , koska rummun säde oli 1000 millimetriä. Tällöin rummun pinnan nopeus oli  $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ . Renkaan kuormitetulla säteelle 21 millimetrin painaumalla haettiin likimääräinen arvo 3D-mallista. Tämän likimääräisen arvon perusteella laskettiin renkaan kulmanopeudeksi  $75,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ . Koska kuormitetun säteen arvo oli likimääräinen, tarvitsi tarkka nopeus selvittää iteroimalla.

Iterointi suoritettiin erillisen ”input”-tiedoston avulla. ”Input”-tiedostoon määritettiin kahden ”step:n” avulla likimääräisestä nopeudesta suurempi ja pienempi nopeus. Mallia laskettaessa aiheuttaa suurempi nopeus positiivisen momentin rummun keskipisteeseen nähden ja pienempi nopeus negatiivisen momentin. Yhdistettäessä molempien ”step:ien” arvot samaan kuvaajaan, saadaan rummun momentille kohta, jolloin momentti on 0. Samassa kohtaa renkaan keskipisteeseen kohdistuva pitkittäissuuntainen voima on 0. Kohdassa vallitseva nopeus saadaan selvitettyä incrementin ajan perusteella.

Vaikka nopeus on niin kutsuttu vapaa pyörintänopeus, tapahtuu renkaan kosketuspinnassa luistoa. Laskentaa tehdessä huomattiin renkaan keskikohdassa tapahtuvan luistoa erisuuntaan kuin olkapäiden alueella. Tämä johtuu renkaan pinnan nopeus ja jäykkyys eroista. Olkapäiden alue on pehmeämpää, koska se on uritettu poikittaissuuntaan voimakkaasti. Alue muokkautuu kontaktissa voimakkaammin, josta johtuen olkapää alueiden nopeus on hieman suurempi kuin rummun pinnan nopeus. Jäykkässä keskialueessa renkaan kosketuspinnan nopeus on taas hieman rummun nopeutta alhaisempi. Tämä epästabiili luistotilanne hidasti laskentaa huomattavasti ja se olisi todennäköisesti ollut helpompi toteuttaa ilman pintakuviointia. Tilanne näkyvä kuvassa 12.



KUVA 12. Renkaan kontaktipinnan nopeuserot.

Kuvassa 12 keskialueen vaalean vihertävän alueen nopeus on noin  $21,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ , kun punertava alue olkapäillä on  $24,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ . Kuvassa vihreän alueen vastatessa rummun pyörintänopeutta ( $22,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ), luistaa vaalean vihertävä keskialue x-akselin vastakkaiseen suuntaan ja keltaiset sekä punaiset osat x-akselin suuntaan. Kuvan 12 lukuarvojen yksikkö on  $\frac{\text{mm}}{\text{s}}$ .

Päästyä lähelle renkaan vapaata pyörimisnopeutta laskettiin luiston vaikutus vierinvastusvoimaan. Laskenta suoritettiin renkaan kontaktipinnan pintapaineen, leikkausvoiman sekä elementtien nopeus vektoreiden avulla. Mallista haetaan elementit, joiden pintapaine on suurempi kuin 0. Näille elementeille haetaan leikkausvoima- ja nopeusvektorit vapaasti pyörivässä nopeudessa. Laskentatiedostoon määritetty kitka vaikuttaa elementtien leikkausvoimaan kosketuspinnan muodonmuutoksen takia. Tämä voidaan esittää suoraan kaavan 12 avulla käyttäen kitkavoiman tilalla leikkausvoimaa  $F_{\tau}$ .

$$F_{\tau} = \mu \cdot F_N$$

Tämän jälkeen elementtien nopeusvektoreiden resultantista vähennetään tien nopeus, jotta saadaan kontaktissa vaikuttava luiston nopeus.

$$v_{slip} = \overline{v_{el}} - v_{road}$$

Luistonopeus kerrotaan elementtien leikkausvoimalla luiston aiheuttaman häviötehon saamiseksi.

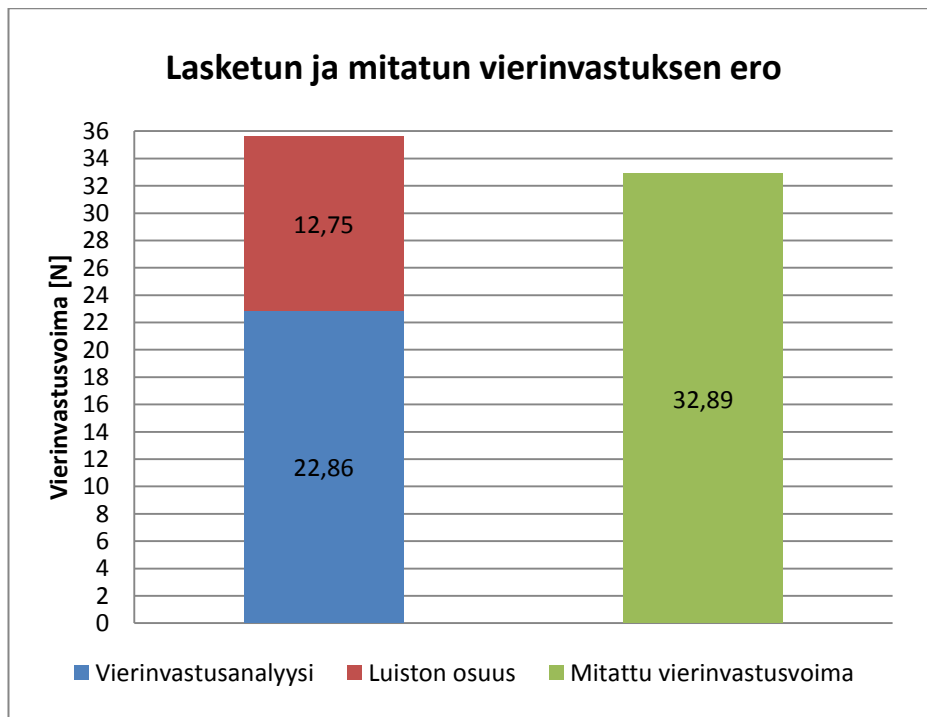
$$P_{slip} = F_{\tau} \cdot v_{slip}$$

Luiston aiheuttamasta tehosta saadaan voimakomponentti jakamalla se tien nopeudella. Tämä voima lasketaan renkaan kontaktipinnan pitkittäis ja poikittais suuntaan, koska kosketuspinta luistaa molempiin suuntiin renkaan pyöriessä.

$$F_{slip} = \frac{P_{slip}}{v_{road}}$$

Tällöin voima  $F_{slip}$  on luiston aiheuttama häviövoima ja se voidaan lisätä renkaan vierinvastusvoimaan summaamalla. Tällöin tulokseksi saadaan lähempänä todellisuutta oleva vierinvastusvoima.

Laskenta suoritettiin 21 millimetrin painaumalle 2 baarin täyttöpaineessa. Laskennassa ei päästy aivan tarkkaan vapaa pyörimisnopeuteen ja laskenta suoritettiin  $70,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$  kulmanopeudella. Nopeus on todella lähellä renkaan vapaa pyörimisnopeutta ja renkaan keskipisteeseen jäikin vaikuttamaan vain 2,95 Newtonin suuruinen pitkittäissuuntainen voima. Tilanteessa laskennallinen vierinvastusvoima oli 22,8 Newtonia. Luiston aiheuttaman häviövoiman laskennallinen arvo tässä tilanteessa oli 12,75 Newtonia. Summaamalla nämä voimat saadaan kokonaisvierinvastusvoimaksi 35,6 Newtonia, kun mitattu vierinvastusvoima oli 32,89 Newtonia. Tilanteesta tehtiin diagrammi havainnollistamaan tulosta (kuvio 8).



KUVIO 8. Lasketun ja mitatun vierinvastusvoiman ero.

Luiston vaikutuksen lisäämisen jälkeen kasvoi laskennallinen vierinvastusvoima tässä tilanteessa 55 %. Tämän muutoksen jälkeen ero todellisen renkaan vierinvastukseen oli 2,71 Newtonia. Prosentteissa tämä ero on 8,2%, kun ero ilman luiston vaikutusta oli 30,4 %. Tuloksesta pitää huomioida, että tilanteeseen jäi vaikuttamaan pieni nopeusero renkaan ja rummun välille. Mikäli laskennassa olisi päästy vapaaseen pyörimisnopeuteen, olisi luiston aiheuttama häviövoima hieman pienempi ja tulos entistä lähempänä mitattua tulosta.

Luiston vaikutus ehdittiin laskemaan vain tälle kuormitustilalle opinnäytetyön aikataulun takia. Laskentamallin hitaus aiheutti ajan kanssa ongelmia ja luiston vaikutuksen parempaa tuntemusta varten tarvitsisi työssä käytettyihin muihinkin tuloksiin tämä laskenta. Työssä kuitenkin saatiin hyvä kuva luiston vaikutuksesta vierinvastusvoimaan ja sitä voidaan jatkossa hyödyntää tuotekehityksessä.



## 7 VIRHETARKASTELU

Työn tuloksia tarkasteltaessa täytyi myös tarkastella niihin vaikuttavia virheitä. FEM-mallin karkea luonnos todellisesta renkaasta, laskennasta syntyvät iterointi virheet, epälineaarisen Jacobin matriisin täydellisen ratkaisemisen puuttuminen, mittalaitteen antureiden tarkkuudet sekä inhimilliset tekijät aiheuttivat virhettä työn lopputulokseen. Tässä kappaleessa tarkastellaan opinnäytetyön vaiheissa syntyneitä virheitä niin inhimillisellä tasolla kuin laitteiden tarkkuudenkin tasolla.

### 7.1 Laskennassa syntyneet virheet

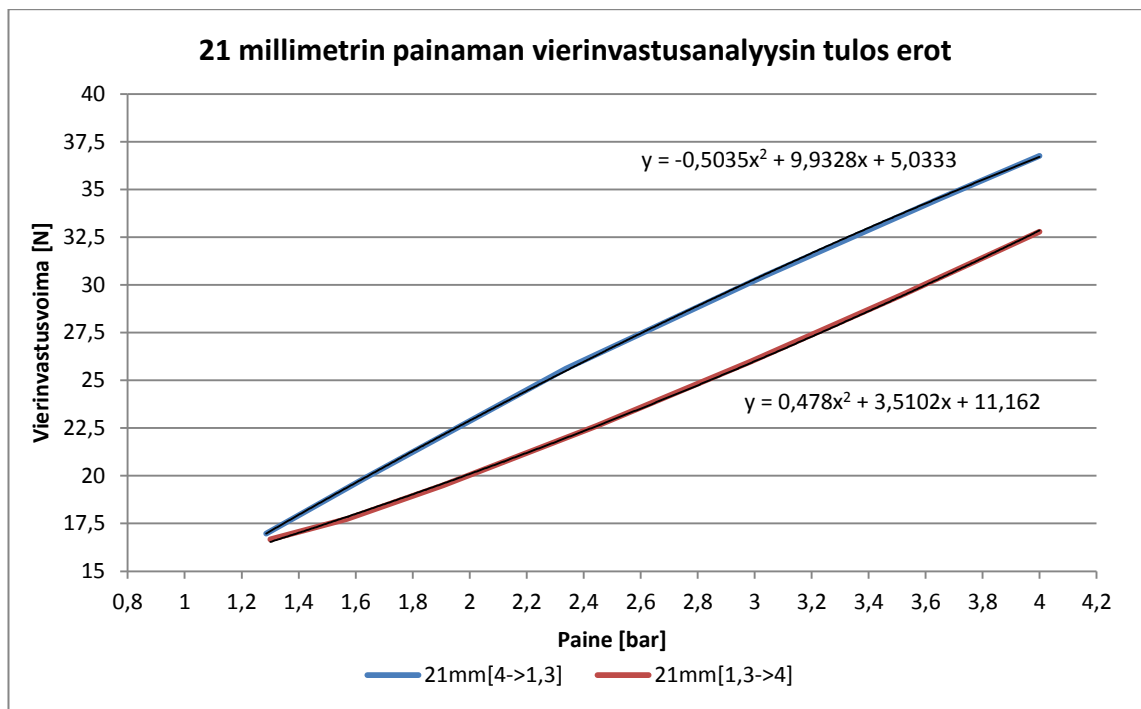
Laskentamallissa syntyi väistämättä virheitä FEM-mallista johtuen. Virheet mallin ja todellisuuden välillä eivät ole varsin suuria, mutta näiden vaikutus on huomattavissa. Rengasta mallinnettaessa Abaqus-ohjelmalla karsittiin rakennekuvasta ylimääräisiä muotoja pois, jotta mallin verkotus ja laskenta onnistuvat paremmin. Verkotusta tehdessä jätettiin se suurehkoksi laskennan keventämiseksi. Tästä johtuen verkko ei kykene huomioimaan kaikkia muotoja laskennassa.

FEMillä yksinkertaistettiin geometrian lisäksi pintamallikuviota. Työssä aikaisemmin kerrottiin pintamallikuvion tekemisen tapahtuvan elementtejä poistamalla ja tästä syystä ei mallista saada tarkkaa. Tämä väärentää vierinvastuslaskennan tulosta siten, ettei elementeillä ole täysin samanlaisia vapausasteita kuin todellisuudessa.

FEM-ohjelmaan syötetyt materiaalmallit ovat todellisista materiaaleista vetokokeilla mitattuja arvoja. Materiaalmallit voivat ainoastaan jäljitellä todellisen materiaalin käyttäytymistä renkaassa. Niiden käyttäytymistä ei siis pystytty täysin määrittämään laskennassa ja tämä aiheutti virhettä laskennan tulokseen.

Vierinvastuksen laskentamallissa kitkan vaikutusta huomioidaan vain renkaan painautuessa rumpua vasten. Tällöin renkaan kosketuspinta muotoutuu kitkan salliman luiston mukaan. Vierinvastusanalysissä laskenta perustuu staattisen tilan laskentaan eikä vierimiskitkaa huomioida. Tämä aiheuttaa virhettä todelliseen tilanteeseen nähden.

Mallissa kitka aiheuttaa virhettä myös renkaan painautuessa rumpua vasten. Työtä tehdessä huomattiin renkaan kosketuspinnan muokkautuvan eri tavalla painettaessa rengasta eri täyttöpaineilla. Tästä ilmiöstä tehtiin erilliset vierinvastusanalyysit siten, että 21 millimetrin painauman malliin asetettiin ensin alkupaineeksi 4 baaria ja loppupaineeksi 1,3 baaria. Toinen analyysi tehtiin alkuperäisen simulaation mukaan siten, että alkupaineeksi asetettiin 1,3 baaria ja loppupaineeksi 4 baaria. Näille molemmille tilanteille laskettiin vierinvastusanalyysi, jonka avulla nähdään paineesta ja kitkasta aiheutuva muodonmuutos ero vierinvastusvoimassa (kuvio 9).



KUVIO 9. Ero täyttöpaineen laskun ja noston välillä vierinvastusanalyysissä.

Kuviossa sininen käyrä edustaa tuloksia täyttöpaineen laskiessa korkeasta matalaan ja punainen edustaa täyttöpaineen nousua matalasta korkeaan. Mallissa renkaan kosketuspinta rumpua vasten muokkautuu eri tavalla korkeassa ja matalassa paineessa, jolloin syntyy staattisen tilan vierinvastuslaskennan tulokseen ero. Näiden tuloksien perusteella voidaan todeta laskennassa olevan merkittävä virheen mahdollisuus, mikäli renkaan muokkautumista kitkan vaikutuksesta ei huomioida. Verrattaessa tuloksia todellisen vierinvastusmittauksen tuloksiin, huomattiin paineen nostamisen matalasta korkeaan olevan tässä työssä vertailukelpoisempi.

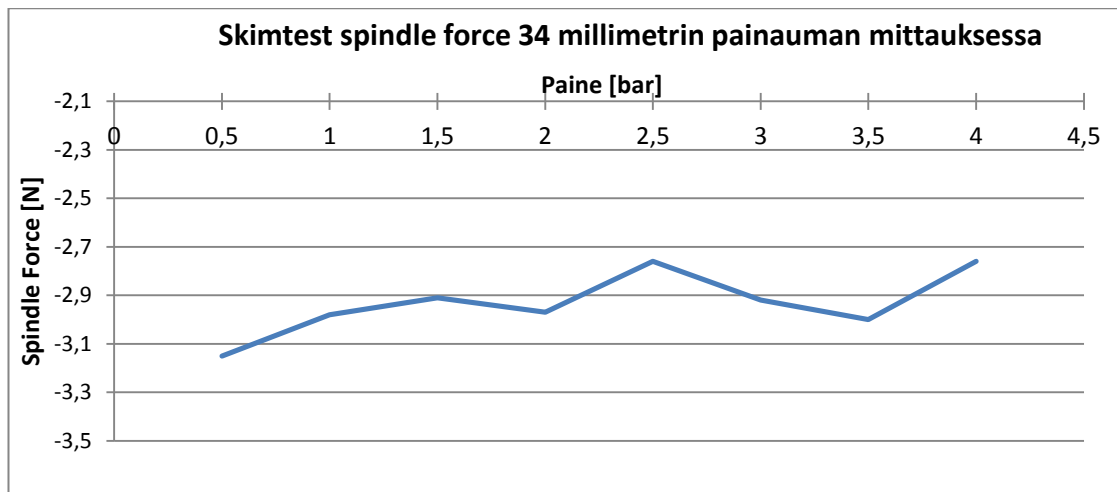
Luiston vaikutuksen lisäämisessä laskentaan virhettä aiheutui muiden laskennassa syntyneiden vierheiden lisäksi renkaan pintakuviointin aiheuttamasta luisto erosta sekä

arvioidusta kitkan määrästä. Laskennan haastavuuden takia jouduttiin pyörintänopeutta ja kitkan määrää iteroimaan useaan kertaan ja laskentaan valikoituneet arvot olivat likimääräisiä arvauksia todellisesta tilanteesta. Renkaan kuormitetulla säteellä laskettu kulmanopeus oli  $75,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ , kun laskennassa toteutunut pyörimisnopeus oli  $70,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$  kulmanopeudella. Toteutunut pyörimisnopeus ei ole täysin tarkka vapaa pyörimisnopeus, koska laskentamalli laskenta vaikeutuu päästäessä lähelle oikeaa nopeutta. Säteellä kulmanopeuden ja laskennassa toteutuneen kulmanopeuden ero johtuneen renkaan pinnan jäykkyys eron aiheuttamasta nopeuserosta. Renkaan pinnalla ei ole vain yhtä tasaista nopeutta vaan pinnan muotoutuessa olkapää alueiden ja keskialueen välillä on selvästi havaittavissa oleva nopeusero. Laskentaan jäänyt nopeusero renkaan toteutuneen pyörimisnopeuden ja vapaa pyörimisnopeuden välillä aiheuttu hieman ylimääräistä luistoa. Oikealla nopeudella ei luistoa syntyisi aivan niin paljoa ja sen aiheuttama voimakin olisi hieman pienempi.

## 7.2 Mittauksissa syntyneet virheet

Virhetarkastelussa kiinnitettiin huomiota kuviossa 3 näkyvään 2,5 baarin kohdalla olevaan poikkeamaan käyrien muodoissa. Tämän poikkeavuuden aiheuttajaa lähdettiin selvittämään mittauksesta saatujen tulosten perusteella. Tuloksia mittauksista vierinvastusvoiman lisäksi olivat pystysuuntainen kuorma, pyörimisvoima, toteutunut kuormattu säde, toteutunut Skimtestin säde ja häviövoima mittauksessa.

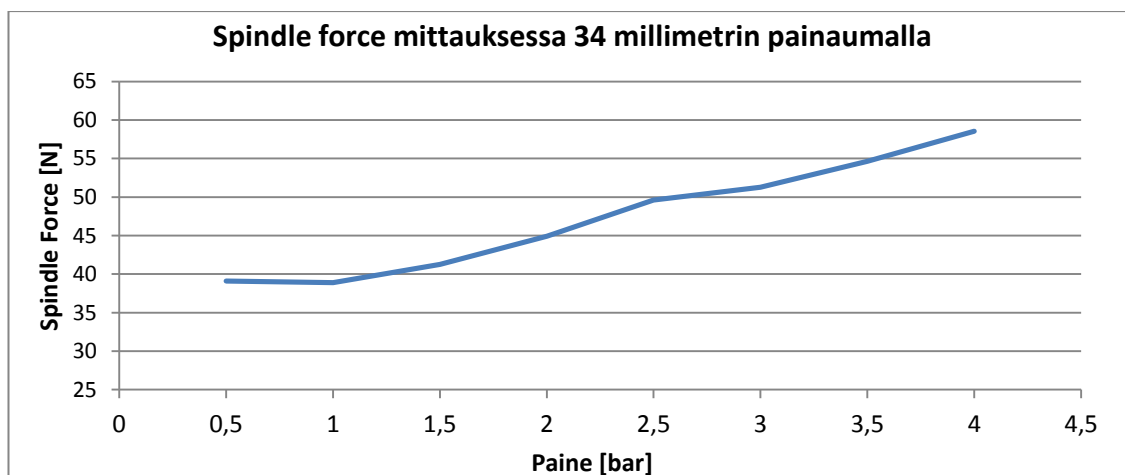
Näistä arvoista lähdettiin tutkimaan aiheuttajaa käyrän muutokselle tarkastamalla, että käytetty mittalaite oli kunnossa. Tarkastelut tehtiin 34 millimetrin painauman mittaukselle, koska tässä mittauksessa ilmiö oli suurin. Teoriakappaleessa kerrottiin laitteen tekevän mittauksen yhteydessä Skimtest-mittaus, jossa laite mittaa laakerivoimat systeemissä. Mikäli mittauksissa olisi ollut virhettä Skimtestissä, näkyisi tämä vierinvastusvoiman tuloksissa. Teoriakappaleessa esitellyn kaavan 2 mukaan Skimtestistä saatu pyörimisvoima (spindle force) toimii kertoimena laskettaessa systeemin häviövoimaa. Kuviossa 10 on Skimtestistä saatu spindle force systeemissä 34 millimetrin painauman mittauksessa.



KUVIO 10. Skimtestin spindle force.

Spindle force on mittauksessa häviövoimaa ja on tästä syystä arvoltaan negatiivinen. Kuviossa 10 huomataan 2,5 baarin ja 4 baarin kohdilla olevat poikkeamat vastusvoimassa, mutta nämä ovat suuruudeltaan todella pieniä. Sen sijaan voisi tarkastella, miksi muissa pisteissä on voimaa enemmän. Skimtestin pyörimisvoima mittauksen perusteella voidaan kuitenkin tulkita, ettei mittalaitteessa ole ollut mekaanista vikaa mittausten aikana.

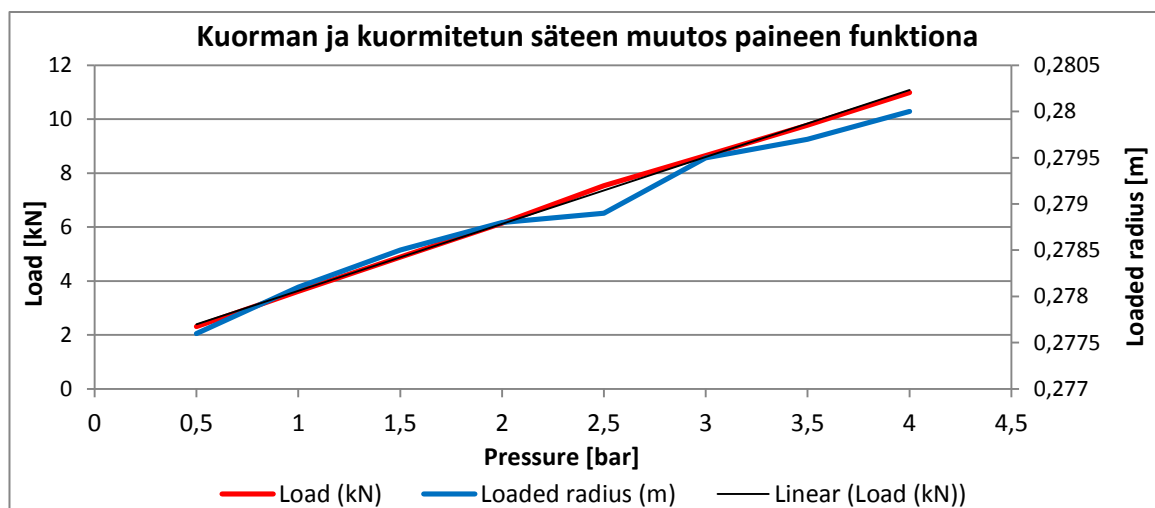
Seuraavaksi tarkastettiin mittauksista kuormatun pyörimisvoiman tulokset. Nämä tulokset laite mittasi samaan tapaan kuin Skimtestin spindle forcen, mutta nyt rengas oli kuormitettuna mittaussuunnitelman mukaan. Pyörimisvoimaa kutsutaan tässäkin tapauksessa spindle forceksi ja se vaikuttaa kertoimena vierinvastusvoimaan kaavan 3 mukaan (kuvio 11).



KUVIO 11. Kuormattu spindle force mittauksessa.

Mittauksen spindle force tuloksessa näkyy vierinvastusvoiman tuloksissakin oleva käyrän muutos 2,5 baarin hetkellä. Koska näissäkin tuloksissa virhe näkyi, täytyi siirtyä tarkastelemaan renkaan kuormausta.

Kuormaus tehtiin mittauksessa määrittämällä renkaan kuormitettu säde manuaalisesti. Kuvioon 12 on laitettu kuormitetun säteen ja kuormittavan voiman muutokset paineen mukaan.



KUVIO 12. Kuorman ja kuormitetun säteen muutos.

Kuviossa 12 renkaan kuormitettua sädettä kuvaavassa käyrässä näkyy muutos 2,5 baarin kohdalla. Säteen muutos ei ole suuri, mutta todennäköisesti aiheuttaa renkaan kuormitusta kuvaavaan käyrään muutoksen. Kuviossa kuormitettu säde muuttuu, vaikka painauma on määritetty renkaalle vakioksi. Kosketuspinta asetettiin manuaalisesti renkaan ja rummun välille voima-anturin avulla jokaisessa mittauksessa. Renkaan halkaisija muuttuu täyttöpaineen kasvaessa, joka aiheuttaa kuormitetun säteen muutoksen alku ja loppu pisteiden välillä.

Syyksi kuormitetun säteen muutokseen 2,5 baarin kohdalla voisi olla renkaan halkaisijan epälineaarinen laajeneminen täyttöpaineen suhteen tai mittalaitteen lineaari- ja voima-antureiden tarkkuudet, mutta todennäköisemmin kyseessä on inhimillinen mittavirhe kuormittamatonta sädettä haettaessa.

Vertailtaessa pystysuuntaista kuormaa FEM-mallin ja mittauksen välillä (kuvio 7) huomattiin tässä noin 400 Newtonin suuruinen ero 34 millimetrin painaumalla. Tämä on

siis noin 40 kilogrammaa. Prosentuaalisesti ero on 5 % - 10 % tarkastelu hetkestä riippuen. R117 määräyksessä määritelty toleranssi renkaan kuormalle saa olla  $\pm 10$  N tai  $\pm 0,5$  % kumman ollessa suurempi. Pyörimisvoimalle määritelty toleranssi taas on määrätty olevan  $\pm 0,5$  N tai  $\pm 0,5$  %. Tarkasteltaessa mittalaitteen tulosta tällä toleranssilla, sallittaisiin suurimmalle kuormalle  $\pm 55$  N heitto tuloksessa. Tosin eron pystysuuntaisessa kuormassa todennäköisesti aiheutti FEM-mallin karkeus ja arvioitu kitkan arvo. (UNECE.)

Näiden lisäksi mitattaessa vierinvastusta ilmatäytteisestä komposiitti-kappaleesta, jossa on monia eri materiaali yhdisteitä ja lukuisia muuttujia ei tuloksista koskaan saada täysin virheettömiä. Ilman käyttäytyminen lämpötilan mukaan ja materiaalien muokkautuminen kuormituksessa aiheuttaa suuriakin poikkeamia tuloksissa. Mittauksia toistettaessa voidaan renkaan olosuhdetta jäljitellä, muttei koskaan täysin kopioida.

## 8 POHDINTA

Työssä tutkittiin renkaan kuormitustilan vaikutusta vierinvastukseen, FEM-laskennan ja todellisten mittauksen eroja sekä lisättiin vierinvastusvoimaan luiston vaikutuksen aiheuttama häviövoima. Tässä kappaleessa käydään lyhyesti läpi työn vaiheet ja tehdään päätelmiä osa-alueisiin liittyen.

Työn alussa etsittiin luotettavaa lähdemateriaalia internetistä, kirjoista sekä artikkeleista. Lähteiksi valittiin luotettavaa ja ajantasaista tietoa. Vierinvastusanalyysin laskentaperiaatteen pohjana käytetty artikkeli on julkaistu vuonna 1999, joten teos on muihin lähteisiin verrattuna melko vanha. Kuitenkin, laskentamenetelmän pohjautuessa tähän teokseen, päätettiin artikkelia käyttää lähteenä työssä. Lisäksi teokseen on viitattu useita kertoja viimevuosien aikana, joten sen voi todeta tämänkin perusteella olevan luotettava ja edelleenkin ajantasainen.

Työssä renkaasta tehtiin 3D-malli FEM-ohjelmaan, jonka avulla tutkittiin vierinvastusvoiman muutosta painauman ja paineen vaikutuksesta. Rengasta mallinnettaessa jäljiteltiin todellisen renkaan rakennetta, mutta geometriaa yksinkertaistettiin laskentamallin keventämiseksi. Renkaalle simuloitiin täyttöpaineet ja kuormat, joilla vierinvastusvoimaa haluttiin tarkastella. Kuormitus toteutettiin painaumalla, jolloin nähtiin saman taipuman vaikutus eri täyttöpaineissa. FEM-simulaatio jäljitteli todellista vierinvastusmittausta. Simulaatiossa renkaan ja rummun välille asetettiin arvio kitkasta, jonka sallimissa rajoin renkaan pinta pääsi muokkautumaan. Simulaatiossa lasketettiin staattisen tilan vierinvastusanalyysi kosketuspinta-alan perusteella. Todellisuudessa on kuitenkin hyvin vaikea todentaa minkälainen kitka renkaan ja rummun välissä vaikuttaa. Lisäksi todellisen mittaushetken kosketuspinta ei ole sama kuin staattisen hetken kosketuspinta. Renkaan pyöriessä se luistaa rummulla eri suuntiin. Luisto vastustaa renkaan vierimistä ja sen määrään on todella vaikea määrittää tarkasti.

Verrattaessa 2 ja 4 baarin tuloksia samasta painaumasta, huomataan renkaan rungon jännityksestä, ettei taipuman vaikutus näissä ole sama. Renkaan rungon muoto muuttuu suuressa paineessa eri tavalla kuin matalassa paineessa. Korkean täyttöpaineen johdosta teräsvöiden päät pyrkivät kääntymään kohti kulutus pintaa ja renkaan sivupinta

pyöristyy voimakkaammin. Nämä muodonmuutokset aiheuttavat olkapään, jalan ja sivupinnan alueille suuremman jännityksen kuin normaalitilanteessa. Dissipaatioenergiaa syntyy tästä syystä enemmän, jolloin renkaan vierinvastusvoima kasvaa.

Työssä syntyi virheitä niin laskennassa kuin mittauksessakin. Laskennassa syntyneet virheet aiheutuivat FEM-mallista ja tarkemmin sen karkeudesta. FEM-malli jätettiin laskennan keventämiseksi hieman karkeaksi. Kuitenkaan työssä FEM-mallin karkaudella ei ole merkittävää vaikutusta lopputulokseen, koska tästä aiheutuva virhe on verrattain pieni työhön nähden.

Mittauksissa syntyneet virheet johtuivat mittalaitteen tarkkuudesta, inhimillisistä virheistä ja renkaan haastavasta rakenteesta. Mittalaitteen tarkkuuksia esiteltiin virhetarkastelu kappaleessa ja voidaan todeta koneen olevan kalibroitu melko tarkasti. Renkaan rakenne laajenee täyttöpaineen ja lämpötilan suhteen haastavasti. Tämän vuoksi oli esimerkiksi vaikea asettaa täyttöpaineet mittauksissa tarkasti haluttuun arvoon. Täyttöpaine pääsi myös muuttumaan mittauksen aikana, koska käytettiin säädöksen R117 mukaista ”capped air” menetelmää. Mittauksessa, asetettaessa kuormitetun säteen arvoa, tapahtui inhimillistä virhettä. 2,5 baarin mittaukseen jäi kosketuspistettä asetettaessa voimaa, jolloin renkaan säde oli hieman pielessä. Tämä kertaantui asetettaessa painaumia ja virheestä johtuen mittaustulosten kuviossa näkyy käyrän muutos 2,5 baarin kohdalla. Ajan salliessa olisi mittauksen voinut toistaa ja asettaa painaumat uudelleen laitteelle, mutta tämän työn rajoissa ei ehditty toimenpidettä tekemään. Voidaan kuitenkin vahvasti olettaa, että 2,5 baarin kohdalla oleva poikkeama häviäisi toistettaessa mittaus.

FEM-mallin laskentaa muokatessa havaittiin ongelmia laskennassa käytettävien tiedostojen ja FEM-mallin kanssa. Käytettävät tiedostot olivat vanhoja ja niiden sovittaminen työssä käytettyyn malliin vei aikaa. Mallia lasketettaessa muokkautuivat kosketuspinnan ja sivupintojen elementit voimakkaasti. Muokkautumisesta johtuen mallin laskenta hidastui ja ”incrementin” sallittu minimiraja tuli helposti vastaan. Laskentaa myös hidasti aiemmin mainittujen luistosuuntien erot. Oikeaan pyörintänopeuteen pääsemiseksi tarvitsi laskettaa useita tiedostoja, joilla iteroitiin pyörintänopeutta ja kitkan määrää. Luiston vaikutuksen laskentaa tarvitsisi käyttää enemmän aikaa, jotta sen saisi todenmukaisemmaksi.



Renkaan taipuma vaikuttaa vierinvastukseen monella tavalla. Jäykän rungon omaava rengas muotoutuu vähemmän ajettaessa ja tällöin aiheuttaa vähemmän muodonmuutoksesta syntyvää dissipaatioenergiaa. Sama ilmiö tapahtuu lisääessä renkaan täyttöpainetta. Materiaaleilla on merkittävä vaikutus dissipaatioenergian syntymiseen. Renkaan kumit puristuvat kuormituksesta ja pelkästään tämä aiheuttaa dissipaatioenergian syntymistä.

Kuormitustilan vaikutuksen parempaa tuntemusta varten tarvitsisi tutkia myös kulutuspinnaan kohdistuvaa puristusta piste kuorman vaikutuksesta. Tähän vaikuttaa renkaan kuorma ja kosketuspinta-ala. Tarkastelemalla renkaan footprintiä, nähdään olkapään alueelle kohdistuvan suurempi pintapaine kuin muualle. Muokkaamalla renkaan muottimuotoa, pinnansädettä tai land-sea suhdetta, voisi pintapaineen saada tasaantumaan kosketuspinnassa. Tällöin kuorman aiheuttama pistevoima kulutuspinnaassa pienenesi ja todennäköisesti vierinvastusvoima laskisi. Renkaan kosketuspinta-alan pintapaineen jakautuminen ja kulutuspinnan muokkautuminen renkaan vierissä olisivat asioita, joilla voisi tätä työtä jatkaa.

Työtä tehdessä opittiin paljon renkaan rakenteen ominaisuuksista, vierinvastuksesta sekä Abaqus-ohjelmasta. Työssä todettiin FEM-mallilla suoritettujen laskennan olevan realistinen ja vertailukelpoinen todelliseen renkaaseen verrattuna. Työssä tehdyn verifioinnin avulla osoitettiin, että FEM-ohjelman avulla voidaan erotella renkaan taipuman ja pistevoiman vaikutukset vierinvastukseen. Ohjelmalla onnistuttiin saamaan täyttöpaineen ja kuorman avulla samankaltainen vierinvastusvoiman käyttäytyminen, kuin todellisella renkaalla on. Laskentamalliin päätettiin työn edetessä lisätä kontaktipinnan luiston vaikutus, jolloin laskennalla saatiin entistä parempi tulos. Luiston vaikutuksen laskentaa voidaan myös työn jälkeen hyödyntää monissa muissa tuotekehityshankkeissa, joissa tarvitsee analysoida renkaan dynaamista liikettä. Näiden lisäksi opittiin eri kuormitustilojen vaikutuksesta renkaan vierinvastukseen, vierinvastuksen mittaamisesta sekä materiaalien osuudesta renkaan taloudellisuuteen. Työstä ja sen tuloksista tehtiin kattava dokumentointi, jonka avulla on hyvä jatkaa kuormitustilan vaikutukseen liittyvää tutkimusta.

## LÄHTEET

Abaqus Analysis User's Guide, version 6.14

Abaqus Theory Guide, version 6.14

Automotive Handbook. 2014. 9. painos. Karlsruhe:Robert Bosch GmbH.

Consumer Reports. n.d. Do low rolling resistance tires improve fuel economy? Luettu 15.9.2017

<https://www.consumerreports.org/tires/do-low-rolling-resistance-tires-improve-fuel-economy/>

Cruse, R., Hofstetter, M., Joshi, P., Osterholtz, F., Pickwell, K., Pohl, E., Sloan, W., Sout, M. & Weller, K. 2003. Realizing processing and performance advantages in silica-filled rubber compounds. *Tire Technology International*. 1/2003, 44-47.

Dassault Systemes. n.d. Abaqus Unified Fea. Luettu 22.9.2017

<https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/abaqus/>

Direktiivi 1222/2009. EU Tyre Labelling Regulation.

Ehrenstein, G. W., Riedel, G. & Trawiel, P. 2004. *Thermal Analysis of Plastics – Theory and Practise*. Munchen: Hanser

Gent, A. N. & Walter J. D. (ed.) 2005. *The Pneumatic Tire*. First edition, Washington D. C.: NHTSA.

Ignatyev, P. & Burkhard W. 2016. Tire-road interaction. *Tire Technology International*. 1/2016, 17-18.

ISO 28580:2009. Passenger car, truck, bus and motorcycle tyres - Methods of measuring rolling resistance.

Kabe, K., Kogure, T., Koishi, M. & Shilda, Z. 1999. A Rolling Resistance Simulation of Tires Using Static Finite Element Analysis. *Tire Science and Technology*. TSTCA 27 (2) 84 – 105.

Laurila, T., 2007. *Kumitekniikka. Lyhyt johdatus kumitekniikan perusteisiin*. 1. painos. Kerava: Edita Prima.

Mark, J. E., Erman, B. & Eirich, F. R. (ed.) 2005. *The Science and Technology of Rubber*. Third edition, USA: Elsevier Academic Press.

Marshaltire. Tyre Anatomy. Luettu 8.9.2017

<http://www.marshaltire.co.uk/structure.php>

Michelin. 2003. The Tyre. Rolling resistance and fuel savings. PDF-tiedosto. Luettu 22.9.2017

MTS. 2014. Tire Rolling Resistance Measurement System. PDF-tiedosto. Luettu 22.9.2017

[https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev\\_002230.pdf](https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_002230.pdf)

Neste. n.d. Selvät sävelet polttoaineen kulutukseen. Luettu 15.9.2017

<https://www.neste.fi/polttoainekulutuksen-optimointi>

SAE J2452\_201707. Stepwise Coastdown Methodology for Measuring Tire Rolling Resistance.

UNECE Regulation No.R117