

Tiia-Riikka Lopenen  
Pekka Salmenperä  
Antti Nurmikolu

## Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus





Tiia-Riikka Loponen, Pekka Salmenperä,  
Antti Nurmikolu

# Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus

Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 14/2016

Liikennevirasto  
Helsinki 2016

*Kannen kuvat: Seppo Mäkitupa*

Verkojulkaisu pdf ([www.liikennevirasto.fi](http://www.liikennevirasto.fi))

ISSN-L 1798-6656

ISSN 1798-6664

ISBN 978-952-317-230-2

Liikennevirasto

PL 33

00521 HELSINKI

Puhelin 0295 34 3000



**Tiia-Riikka Loponen, Pekka Salmenperä ja Antti Nurmikolu: Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus.** Liikennevirasto, tekniikka ja ympäristö -osasto. Helsinki 2016. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 14/2016. 155 sivua ja 13 liitettä. ISSN-L 1798-6656, ISSN 1798-6664, ISBN 978-952-317-230-2.

**Avainsanat:** liikkuva kalusto, kiskorasitus, simulointi, kalustomallinnus, pyörä-kisko-kontakti, voitelu, raidelevyyden levitys, kallistuksen vajuus

## Tiivistelmä

Ratakiskojen vaurioituminen on pääasiallisesti seurausta raiteilla liikkuvan kaluston aiheuttamasta kuormituksesta. Liikkuvan kaluston ominaisuuksista riippuen kalusto voi rasittaa rataa eri tavoin. Toisaalta kaluston ja radan välisiin kuormituksiin vaikuttavat myös radan ominaisuudet, joten kiskon vaurioitumista voidaan vähentää myös rataan kohdistettavilla keinoilla. Sekä kaluston että radan ominaisuuksista riippuva vuorovaikutus määrää siten sekä kiskon vaurioitumisen että mm. kaluston kiihtyvyydet.

Tutkimuksen tarkoituksena on tarkastella erilaisten keinojen tehokkuutta kiskoon kohdistuvien kuormitusten vähentämisessä. Työ koostuu kirjallisuusselvityksestä, kaluston simulointimallien rakentamisesta Vampire-rautatiedynamiikkaohjelmistoon ja niillä tehtävistä dynaamisista simuloinneista sekä radasta tehtävistä mittauksista. Tutkimuksen kirjallisuussosiossa käsitellään kalustoon ja rataan kohdistettavien keinojen vaikutusta kiskoon kohdistuvaan kuormitukseen. Kalustomallinnuksen ja erilaisilla rataosuuksilla tehtyjen simulointien avulla pyritään selvittämään kiskoon kohdistuvien kuormitusten riippuvuutta kalusto- ja rataparametreista. Kenttämittausosiossa tarkastellaan 20 kaarteissa ulko- ja sisäkiskoprofiilien pysty- ja sivukuluneisuutta suhteutettuna kaarteiden liikennöintimääriin.

Kirjallisuusselvityksen perusteella kaarteissa käytettävä kallistuksen vajuus vähentää kiskoon kohdistuvia kuormituksia ja vierintäväsymistä, sillä tällöin telin kohtauskulma raiteeseen nähden jää pienemmäksi kuin tasapainokallistuksen tapauksessa. Selvityksen mukaan kaarteissa käytettävä raidelevyyden levitys vähentää kiskojen vaurioitumista loivissa kaarteissa. Nykyisin raidelevyyden levitystä käytetään Suomessa vain tiukoissa kaarteissa, joten selvityksen pohjalta käyttöä voisi harkita myös loivemmissa kaarteissa. Vastaava, ekvivalenttisen kartiokkuuden kasvun kautta ohjautumista parantava ja kiskon vaurioitumista hidastava, vaikutus on mahdollista tuottaa kaarteissa kiskoprofiilia tai kiskon kallistusta optimoimalla. Suomessa tulisi kiinnittää huomiota myös kiskon voiteluun, sillä kirjallisuusselvityksen mukaan kiskon voitelu vähentää kiskon ja pyörän kulumista melko loivissakin kaarteissa. Eri maissa on kuitenkin hyvin erilaisia käsityksiä voitelun vaikutuksista. Lisäksi kirjallisuusselvityksen perusteella olisi syytä kiinnittää huomiota radan vaimennukseen, joka sepeliradalla on tyypillisesti vain kuudesosa optimiarvosta.

Simulointituloksien perusteella etenkin kaluston kulkunopeudella, akselipainolla ja radan geometrian laadulla on merkittävä vaikutus rataan kohdistuviin kuormituksiin, kaluston kiihtyvyyksiin ja kulumisesta kertoviin Ty-arvoihin. Kaarteissa myös raiteen kallistuksella on selvä vaikutus saatuihin tuloksiin. Simulointitulosten mukaan pyörän ja kiskon välisen kontaktin voitelu pienentää merkittävästi kontaktin Ty-arvoja. Ty-arvo kertoo kontaktissa kulumiseen käytettävissä olevasta energiasta, joten Ty-arvojen pieneneminen viittaa kulumisen vähenemiseen. Lisäksi simulointituloksien perusteella raidelevyyden levityksellä on kaarteissa positiivinen vaikutus, sillä se vähentää hieman poikittaissuuntaisia pyöräkuormituksia ja kiihtyvyyksiä. Ennen havaintojen laajamittaista soveltamista käytäntöön simulointimallit tulee verifioida mittauksin.

**Tiia-Riikka Loponen, Pekka Salmenperä och Antti Nurmikolu: Interaktion mellan rullande spårfordon och rälsen samt dynamisk modellering av interaktionen.** Trafikverket, teknik och miljö. Helsingfors 2016. Trafikverkets undersökningar och utredningar 14/2016. 155 sidor och 13 bilagor. ISSN-L 1798-6656, ISSN 1798-6664, ISBN 978-952-317-230-2.

## Sammanfattning

Skador på järnvägsrälsen uppstår i huvudsak genom den belastning som spårfordon som rullar på banan orsakar. Beroende på de rullande spårfordonens egenskaper kan spårfordonen belasta banan på olika sätt. Å andra sidan påverkar även banans egenskaper belastningarna mellan spårfordonen och banan, och därför är det också möjligt att minska uppkomsten av skador på rälen med metoder som inriktas på banan. Interaktionen, som beror på både spårfordonens och banans egenskaper, bestämmer således både de skador som uppstår på rälsen och bl.a. de accelerationer som uppkommer hos spårfordonen.

Syftet med denna undersökning är att studera effektiviteten av olika metoder att minska de belastningar som riktas mot rälen. Arbetet består av en litteraturundersökning, av simuleringssmodeller som byggs för järnvägsdynamikprogramvaran Vampire samt av dynamiska simuleringar som görs med programvaran och av mätningar som utförs på banan. I undersökningens litteraturavsnitt behandlas effekterna av metoder som inriktas på spårfordonen och banan på den belastning som rälen utsätts för. I syfte att förstå hur belastningar som riktas på rälen är beroende av materiel- och banparametrarna utförs modellering av spårfordonen och simuleringar på olika banavsnitt. I fältmätningssnittet granskas det vertikala och horisontella slitaget på de yttre och inre rälsprofilerna i 20 kurvor i förhållande till trafikmängderna i respektive kurva.

Enligt litteraturundersökningen minskar rälsförhöjningsbrist som används i kurvor de belastningar och den ytutmattningsgrad som riktas mot rälen eftersom vinkeln för boggin kontakt med rälen i detta fall är mindre än vid utjämnande rälsförhöjning. Enligt utredningen minskar spårviddställning i kurvor uppkomsten av skador på rälsen i flacka kurvor. I dag används spårviddställning i Finland endast i snäva kurvor, men enligt utredningen skulle spårviddställning också kunna prövas i flackare kurvor. En motsvarande effekt som ökar kurvtagningsförmågan och minskar uppkomsten av skador på rälsen genom ökad ekvivalent konicitet kan åstadkommas i kurvor genom optimering av rälsprofilen eller rälsens lutning. I Finland borde man också fästa uppmärksamhet vid smörjning av rälsen eftersom litteraturutredningen visar att smörjning av rälsen minskar slitaget på räls och hjul även i rätt flacka kurvor. I olika länder råder dock mycket varierande uppfattningar om smörjningens effekter. Utifrån litteraturutredningen finns det dessutom orsak att uppmärksamma banans dämpning, som på en makadambana i typiska fall endast är en sjättedel av det optimala värdet.

Simuleringsresultaten visar att särskilt spårfordonens hastighet och axeltryck samt bangeometrin har en avsevärd inverkan på de laster som riktas mot banan, på spårfordonens accelerationer och på  $T_Y$ -värdena som beskriver graden av slitage. I kurvor har även rälsens lutning en klar inverkan på resultaten. Enligt simuleringsresultaten minskar smörjning av kontakten mellan hjulet och rälen  $T_Y$ -värdena vid kontakten betydligt.  $T_Y$ -värdet beskriver den energi som är tillgänglig för slitage i kontakten, och minskade  $T_Y$ -värden pekar på minskat slitage. Simuleringsresultaten visar ytterligare att spårviddställning i kurvor har en positiv inverkan eftersom detta bidrar till att minska de tvärgående hjulbelastningarna och accelerationerna något. Innan observationerna tillämpas i stor omfattning ska simuleringsmodellerna verifieras genom mätningar.

**Tiia-Riikka Lopenen, Pekka Salmenperä and Antti Nurmikolu: Rolling stock – track interaction and its dynamic modelling.** Finnish Transport Agency, Technology and Environment Department. Helsinki 2016. Research reports of the Finnish Transport Agency 14/2016. 155 pages and 13 appendices. ISSN-L 1798-6656, ISSN 1798-6664, ISBN 978-952-317-230-2.

## Summary

Most rail damage is caused by rolling stock loads. Stresses in the rail depend on the rolling stock characteristics, but the characteristics of the track also have an influence on the wheel loads. Due to this, rail failures may also be reduced by improvements in the track structure. Therefore, the rolling stock – track interaction, which depends on both train and track characteristics, is the determining factor in rail failures and rolling stock accelerations.

The aim of this research is to study the effectiveness of different methods for decreasing rail loads. This project consists of a literature review, track measurements and dynamic vehicle simulations of different vehicle models performed on Vampire railway dynamics software. The literature review introduces the effect of different rolling stock or track-based methods on rail loads. The vehicle model assembly and simulations with different track sections aim to clarify the dependency of rail loads on different rolling stock and track parameters. In the field measurements, vertical and lateral wear of rail profiles from 20 curves are observed in proportion to the traffic volumes.

According to the literature review, increasing cant deficiency decreases rail stresses and rolling contact fatigue. This is due to the fact that the angle of attack is smaller on a curve with cant deficiency than it is on a curve with equilibrium cant. It has also been determined that gauge widening on gentle curves decreases rail damage. At present, however, gauge widening is used only on sharp curves in Finland, although the literature indicates that it could also be considered for more gentle curves. A similar effect could also be produced by optimizing the rail profile or canting of the rail; two measures which can increase the equivalent conicity. The literature also indicates that in Finland, attention should also be paid to the possibility of rail lubrication since this reduces wheel and rail wear even on gentle curves. It is worth noting that the effectiveness of rail lubrication is not unanimously positive and different countries have differing opinions of it. Finally, according to the literature review, attention should also be paid to damping on ballasted track since it is generally only a sixth of the optimal value.

Based on the simulation results, the speed of the vehicle, axle weight and the quality of the track geometry have remarkable effects on wheel loads, rolling stock accelerations and wear related  $T_y$ -values. In curved track sections, the cant of the track also clearly affected the results. According to the simulation results, the use of lubrication between wheel and rail reduces  $T_y$ -values significantly in the wheel-rail contact. As the  $T_y$ -value signifies the energy available for wear, a reduction in the  $T_y$ -value indicates a reduction in rail and wheel damage. Furthermore, the simulation results indicated that gauge widening in curves slightly decreases lateral wheel loads and accelerations. The simulation models must first be verified with field measurements before applying these results widely in practice.

## Esipuhe

Tämä liikkuvan kaluston ja raiteen välistä vuorovaikutusta käsittelevä tutkimus on tehty Liikenneviraston toimeksiannosta Tampereen teknillisen yliopiston Maa- ja pohjarakenteiden yksikössä osana Elinkaaritehokas rata -tutkimusohjelmaa (TERA). Tutkimuksen tarkoituksena on tarkastella erilaisten keinojen tehokkuutta kiskoon kohdistuvien kuormitusten vähentämisessä.

Tämän raportin ovat laatineet dipl.ins. Tiia-Riikka Lojonen ja tekn. toht. Pekka Salmenperä. Työn ohjaajina ovat toimineet professori Antti Nurmikolu Tampereen teknillisestä yliopistosta ja Liikenneviraston puolesta projektipäällikkö Tuomo Viitala.

Helsingissä maaliskuussa 2016

Liikennevirasto  
Tekniikka ja ympäristö -osasto

# Sisällysluettelo

1	JOHDANTO .....	9
2	KISKOON KOHDISTUVAT LIIKENNERASITUKSET .....	10
2.1	Liikkuvan kaluston ominaisuuksien vaikutus kiskorasitukseen .....	10
2.1.1	Pyöräprofiilit .....	10
2.1.2	Pyöräkerran ominaisuudet .....	14
2.1.3	Akselipaino .....	15
2.1.4	Massakeskipisteen korkeus .....	17
2.1.5	Telin kieroutumista vastustava jäykkyys (warp stiffness) .....	21
2.1.6	Telien ja vaunun välinen kiertovastus (rotational resistance) .....	22
2.1.7	Liikkuvan kaluston nopeus .....	24
2.1.8	Kulumisen arvioinnissa käytettävä energiafunktio $T_y$ .....	28
2.2	Rataan kohdistettavien keinojen vaikutus kiskorasitukseen .....	32
2.2.1	Raitteen kallistus .....	33
2.2.2	Kiskon kallistus .....	35
2.2.3	Kiskoprofiili .....	37
2.2.4	Raideleveys ja sen levitys .....	37
2.2.5	Radan jäykkyys .....	38
2.2.6	Radan vaimennus .....	39
2.2.7	Voitelu .....	40
2.2.8	Kitkan hallinta .....	42
2.3	Kiskorasitusten synnyttämät erityiset ongelmat .....	44
2.3.1	Ulkokiskon sivukuluminen pienisäteisissä kaarteissa .....	44
2.3.2	Sisäkiskon pystyikuluminen pienisäteisissä kaarteissa .....	45
2.3.3	Vierintäväsyminen suurisäteisissä kaarteissa .....	45
2.3.4	Aallonmuodostus kaarteissa sisäkiskossa .....	45
2.3.5	Vaihteen risteyksen kuluminen .....	48
2.4	Track-Ex .....	49
3	KALUSTON JA RADAN VÄLISEN VUOROVAIKUTUKSEN MALLINNUS .....	52
3.1	Rata .....	52
3.1.1	Radan jäykkyys- ja vaimennusparametrit .....	52
3.1.2	Kiskoprofiilit .....	53
3.1.3	Kaarteet ja raitteen kallistukset .....	54
3.1.4	Raitteen epätasaisuudet .....	57
3.2	Kalusto .....	57
3.2.1	Kalustotyytit .....	57
3.2.2	Pyöräprofiilit .....	67
3.3	Ekvivalenttinen kartiokkuus .....	68
3.4	Simulointimallin tuloksien käsittely .....	76
4	SIMULOINTI SUORALLA RADALLA .....	83
4.1	Ekvivalenttinen kartiokkuus ja kulun stabiilius .....	83
4.2	Kiertovastus telikeskiössä ja kriittinen nopeus .....	86
4.3	Radan geometrian laadun vaikutus .....	88
4.4	Radan jäykkyyden vaikutus .....	93

5	SIMULOINTI KAAARTEISSA.....	94
5.1	Radan ominaisuuksien vaikutus kulkuun.....	94
5.1.1	Kaarresäde.....	94
5.1.2	Raitteen kallistus.....	99
5.1.3	Kiskoprofiili ja kiskon kallistus.....	104
5.1.4	Raideleveyden levitys.....	108
5.1.5	Voitelu.....	109
5.2	Kaluston ominaisuuksien vaikutus kulkuun.....	110
5.2.1	Pyöräprofiili.....	110
5.2.2	Pyöräkerran dimensiot.....	111
5.2.3	Akselipaino.....	113
5.2.4	Massakeskipisteen korkeus.....	115
5.2.5	Kiertovastus telikeskiössä.....	117
5.2.6	Kaluston nopeus.....	118
6	KULUNEISUUSMITTAUKSET.....	122
6.1	Profiilimittaukset.....	124
6.2	Raideleveys- ja kallistusmittaukset.....	133
7	YHTEENVETO JA PÄÄTELMÄT RADAN JA KALUSTON PARAMETRIEN VAIKUTUKSESTA.....	138
7.1	Kirjallisuuteen perustuvat havainnot.....	138
7.2	Simulointituloksiin perustuvat havainnot.....	140
7.3	Mittaustuloksiin perustuvat havainnot.....	145
7.4	Päätelmät ja jatkotutkimusehdotukset.....	146
8	LÄHTEET.....	148

## LIITTEET

Liite 1	Kuluneisuusmittauksiin valitut kaarteet
Liite 2	Tampere–Jyväskylä-rataosuuden kuluneisuusmittaukset, ulkokisko
Liite 3	Tampere–Jyväskylä-rataosuuden kuluneisuusmittaukset, sisäkisko
Liite 4	Kontiomäki–Vartius-rataosuuden kuluneisuusmittaukset, ulkokisko
Liite 5	Kontiomäki–Vartius-rataosuuden kuluneisuusmittaukset, sisäkisko
Liite 6	Tampere–Jyväskylä-rataosuuden raideleveysmittaukset
Liite 7	Kontiomäki–Vartius-rataosuuden raideleveysmittaukset
Liite 8	Kiskojen sivukuluminen vaikutus raideleveyteen Tampere–Jyväskylä-rataosuuden mittauskaarteissa kesällä 2013
Liite 9	Raideleveys- ja kallistusmittauksien vertailu v. 2013 ja 2014 Tampere–Jyväskylä-rataosuudella
Liite 10	Arvio eri rataosuuksilla liikkuvista kalustotyypeistä
Liite 11	Yhteenveto rataosittain kaarteiden kallistuksista ja kaarresäteistä
Liite 12	Kallistuksen vajauksen taulukot rataosittain
Liite 13	Kallistusviisteen viestikertoimien taulukot rataosittain

# 1 Johdanto

Liikkuvan kaluston ohjautuminen ja kiskoon kohdistuvat kuormitukset riippuvat sekä kaluston että radan ominaisuuksista. Koko kaluston ja radan välinen vuorovaikutus välittyy pyörä-kisko-kontaktin kautta, ja radan rakenteiden tulisi jakaa kaluston kuormitus mahdollisimman suurelle alueelle jännityshuippujen tasaamiseksi. Kaluston ja radan väliset kuormitukset voidaan jakaa staattisiin ja dynaamisiin kuormituksiin. Staattiset kuormitukset syntyvät lähinnä kaluston massasta. Kvasistaattisessa tilanteessa kuormituksiin lasketaan myös kaarteissa keskeiskiihtyvyyden kalustoon aiheuttama poikittaiskuormitus. Dynaamisiin kuormituksiin vaikuttavat sekä kaluston että radan jousitus- ja vaimennusominaisuudet, ja kuormitukset muodostuvat yleensä kaluston liikkeestä radan suhteen.

Kaluston ja radan väliset kuormitukset aiheuttavat kiskossa kulumista ja vierintäväsymistä, ja siten niillä on selvä vaikutus kiskon vaurioitumiseen ja käyttöikään. Kaluston ja radan välisiä kuormituksia voidaan kuitenkin minimoida eri tavoilla, ja tämän tutkimuksen tarkoituksena on tarkastella näitä eri tapoja kirjallisuusselvityksen ja simulointien avulla. Radan osalta kuormituksiin voidaan vaikuttaa mm. raiteen kallistuksella, kiskon kallistuksella, kiskoprofiililla sekä kiskon voitelulla. Myös erilaisilla kaluston ominaisuuksilla, kuten akselipainolla, telin kiertöjäykkyydellä ja pyöräprofiililla, voidaan vaikuttaa kuormituksiin. Kaluston ja radan ominaisuuksiin liittyvän kirjallisuusselvityksen havainnot on esitetty luvussa 2.

Kaluston ja radan ominaisuuksien vaikutusta kaluston kulkuun ja rataan kohdistuvaan kuormitukseen tarkasteltiin myös simulointien avulla. Simuloinneissa käytettiin kolmea erityyppistä kalustomallia, joiden parametreja vaihdeltiin eri kalustoparametrien vaikutuksen havainnoimiseksi. Simulointiajoja tehtiin sekä suoralla radalla että kaarteissa, ja samalla testattiin erilaisten rataan kohdistettavien keinojen vaikutusta kuormituksiin. Simuloinneissa käytetyt rata- ja kalustomallit on esitelty luvussa 3. Kaluston ja radan välisessä vuorovaikutuksessa ekvivalenttinen kartiokkuus on merkittävässä roolissa, ja siksi simuloinneilla tarkasteltiin aluksi ekvivalenttisen kartiokkuuden vaikutusta kaluston kulkuun suoralla radalla. Suoralla radalla tehdyt simuloinnit ja niiden tulokset on esitetty luvussa 4. Simulointeja käytettiin myös eri kalustojen kulkuominaisuuksien tarkasteluun kaarteissa. Kaarreajosimuloinnit ja niiden tulokset on esitetty luvussa 5.

Työssä tehtiin lisäksi kiskojen kuluneisuusmittauksia 20 kaarteissa. Mittauskaarteet pyrittiin valitsemaan siten, että kaarresäteissä ja kallistuksissa olisi mahdollisimman suuri vaihtelevuus. Kaarteissa mitattiin kiskojen pysty- ja sivukuluneisuuden lisäksi myös raideleveys ja kallistus. Luvussa 6 käydään läpi mittausten tulokset ja niiden perusteella tehdyt huomiot.

Lukuun 7 on kerätty yhteenveto kirjallisuusselvityksessä, simuloinneissa ja mittauksissa kertyneistä tärkeimmistä havainnoista.

## 2 Kiskoon kohdistuvat liikennesäätökset

### 2.1 Liikkuvan kaluston ominaisuuksien vaikutus kiskorasitukseen

Liikkuvan kaluston ominaisuuksilla on suuri vaikutus kalustosta rataan kohdistuvaan kuormitukseen. Staattinen kiskokuormitus syntyy kaluston staattisesta akselipainosta, joka kuvaa akselin pyörien kautta rataan välittyvää yhteenlaskettua kuormitusta. Kiskoon kohdistuvaan dynaamiseen kuormitukseen vaikuttaa kaluston dynaaminen käyttäytyminen, johon osaltaan vaikuttaa raiteen geometrian laatu. Tässä luvussa käydään läpi kaluston eri ominaisuuksien vaikutusta kiskoon kohdistuvaan kuormitukseen.

#### 2.1.1 Pyöräprofiilit

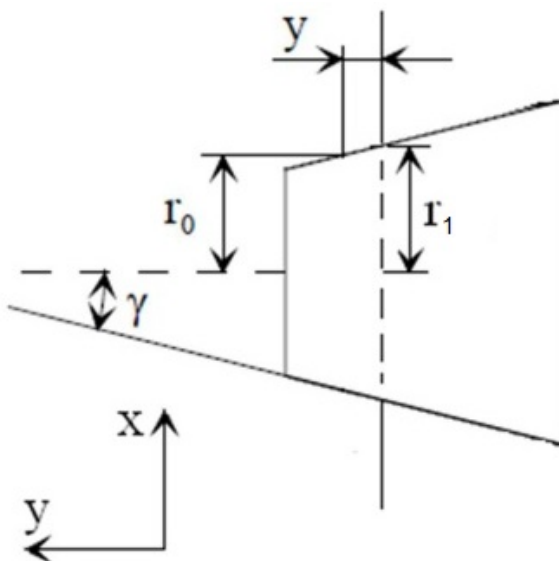
Liikkuva kalusto pysyy kiskoilla pyörien laipan ja kulkukehän kartiomaisen profiilin ansiosta. Pyörän kartiokkuus kuvaa pyörän vierintäsäde-eron ja sen aiheuttaneen sivuttaissuuntaisen siirtymän suhdetta kaavan 2.1 mukaan:

$$\lambda = \tan \gamma = \frac{\Delta r}{y} \quad (2.1)$$

missä

- $\lambda$  on pyörän kartiokkuus
- $\gamma$  on pyörän kartiokulma
- $\Delta r$  on vierintäsäde-ero [m]
- $y$  on sivuttaissuuntainen siirtymä [m]

Kuvassa 2.1 on esitetty pyörän kartiokkuuteen vaikuttavat geometriatiedot. Sivuttaissuuntaista siirtymää  $y$  vastaava vierintäsäde-ero on kuvassa  $\Delta r = r_1 - r_0$ .

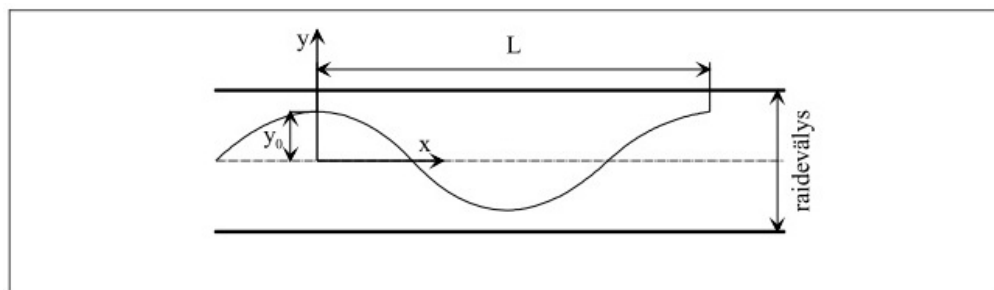


Kuva 2.1 Pyörän kartiomainen profiili (Hakulinen et al.2013).



Pyöräkerran ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoon vaikuttavat todellisen pyöräprofiilin lisäksi myös todellinen kiskoprofiili, kiskon kallistus ja raideleveys (Esveld 2001). Ekvivalenttisella kartiokkuudella tarkoitetaan pyöräkerran ja raiteen todellisista mitoista ja keskinäisistä asennoista määriteltyä laskennallista kartiokkuutta, joka aiheuttaa saman poikittaisliikkeen aallonpituuden pyöräkerran todellisen poikittaisliikkeen aallonpituuden kanssa (RATO 2 2010).

Jos pyöräkerta liikkuu sivusuunnassa, pyöriin kehittyy vierintäsäde-ero, joka keskittää pyöräkerran painopisteen takaisin kiskoja väliin. Näin pyöräkerta pyrkii jatkuvasti liikkumaan kohti tasapainoa, eli suoralla radalla kohti keskiasentoa. Käytännössä pyöräkertaan vaikuttaa koko ajan uusia voimia, jolloin pyöräkerran on jatkuvasti haettava tasapainotilaa. Pyöräkerta on siis aina liikkueessaan eräänlaisessa heiluriliikkeessä rataa nähden, ja tätä pyöräkerran sivusuuntaista siniliikettä kutsutaan Klingelin liikkeeksi. Raideleveyden ja pyöräkerran laippojen ulkopintojen välisen etäisyyden määrittämä raidevälys määrää, kuinka paljon pyörä voi liikkua sivusuunnassa ennen laippakosketuksen syntymistä (kuva 2.2).



Kuva 2.2 Pyöräkerran siniliike raidevälyksessä (RATO 2 2010).

Klingelin liikkeen aallonpituus voidaan laskea kaavalla 2.2:

$$L = 2\pi \sqrt{r_0 \frac{e}{2\lambda}} \quad (2.2)$$

missä

$L$  on siniliikkeen aallonpituus [m]

$\lambda$  on pyörän kartiokkuus

$r_0$  on pyörän kulkuympyrän säde tasapainotilanteessa [m]

$e$  on pyörien kulkuympyröiden välinen etäisyys [m]

Klingelin liikkeen taajuus saadaan laskettua aallonpituuden ja junan nopeuden avulla kaavan 2.3 mukaisesti:

$$f = \frac{v}{L} \quad (2.3)$$

missä

$f$  on taajuus [Hz]

$v$  on junan nopeus [m/s]

$L$  on aallonpituus [m]

Pyörän kartiokkuuden kasvaminen johtaa siniliikkeen aallonpituuden lyhenemiseen ja siten taajuuden kasvuun sekä pyöräkerran epästabiiliin kulkuun suoralla radalla (RATO 2 2010). Toisaalta kartiokkuuden pieneneminen johtaa siihen, että pyöräkerta ei pysty kehittämään yhtä suurta vierintäsäde-eroa pyöräkerran sivuttaissuuntaista siirtymää kohti, jolloin ohjautuvuus kärsii. Pyörän kartiokkuus vaikuttaa myös siniliikkeen amplitudiin, sillä siniliikkeen amplitudi suurenee nopeuden noustessa ja pyörän kartiokkuuden kasvaessa (Piironen 2010). Siniliikkeen amplitudin kasvu johtaa lopulta laippakosketuksen syntymiseen ja siten junan epästabiiliin kulkuun.

Kaarteissa pyöräkerran tasapainotila ei ole keskiasennossa, sillä ulkokaarten puoleisen pyörän on kuljettava pidempi matka kuin sisäkaarten puoleisen pyörän. Siksi pyöräkerran on siirryttävä sivusuunnassa, jolloin pyörien kartiokkuudesta johtuen toisen pyörän kulkuympyrän säde kasvaa ja toisen pienenee. Pyörän ihanteellinen sivuttaissiirtymä kaarteissa voidaan laskea yhtälön 2.4 avulla (Hakulinen et al. 2013):

$$y = \frac{er_0}{2\lambda R} \quad (2.4)$$

missä

$R$  on kaarresäde [m]

$\lambda$  on pyörän kartiokkuus

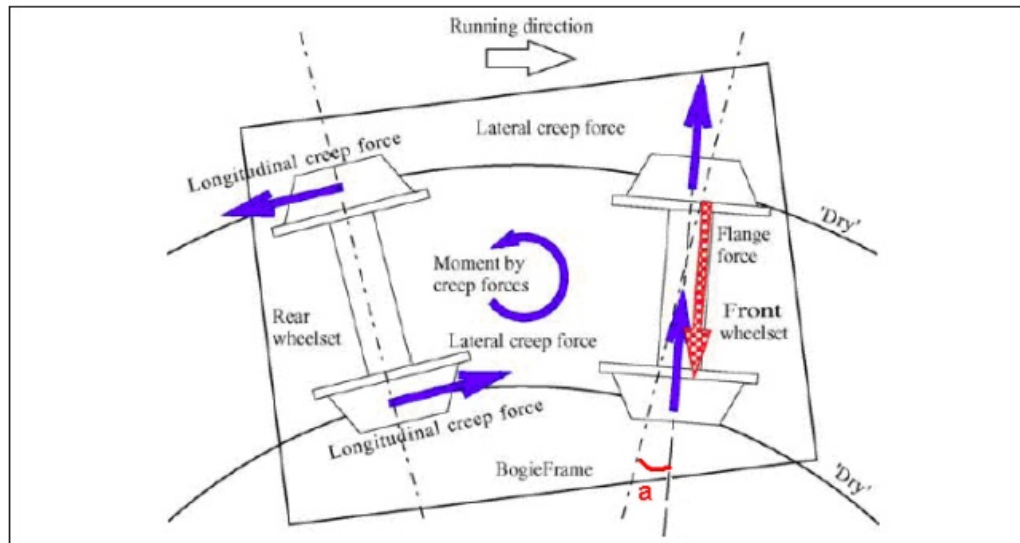
$r_0$  on pyörän kulkuympyrän säde tasapainotilanteessa [m]

$e$  on pyörien kulkuympyröiden välinen etäisyys [m]

Kaava 2.4 kertoo, kuinka paljon pyöräkerran on siirryttävä sivuttaissuunnassa tietyn säteisessä kaarteissa, mikäli pyörät eivät luista. Pyörän kartiokkuus vaikuttaa vaadittavaan sivuttaissuuntaiseen siirtymään: pienemmän kartiokkuuden omaava pyörä vaatii suuremman sivuttaissuuntaisen siirtymän kaarteissa. Tämä johtuu siitä, että pienemmän kartiokkuuden omaava pyöräkerta ei kykene kehittämään yhtä suurta vierintäsäde-eroa sivuttaissuuntaista siirtymää kohti. Tällöin pyöräkertaan ei synny tarpeeksi suurta ohjausvoimaa kääntämään pyöräkertaa ja teliä kaartein suuntaiseksi. Kartiokkuuden pieneneminen heikentää siten pyöräkerran ohjautuvuutta kaarteissa.

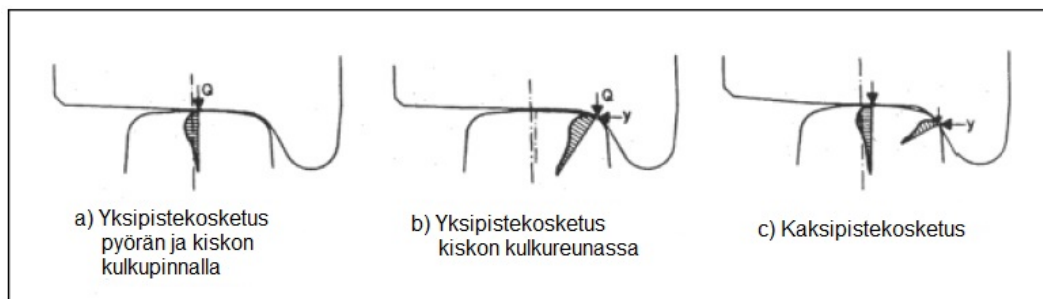
Pyöräkerran sivuttaissuuntaista siirtymää rajoittavat pyörien laipat. Laippakosketusta pyritään välttämään, ja siksi pyöräkerran profiili on muotoiltu siten, että pyörän kartiokkuus kasvaa laippaa kohti kuljettaessa. Tällöin pyöräkerta pystyy kehittämään suuremman vierintäsäde-eron sivuttaissuuntaista siirtymää kohti, ja siksi pyöräkerta ohjautuu tehokkaammin kohti keskiasentoa laippakosketusta lähestyttäessä. Profiilin muodolla pyritään välttämään erityisesti kaarteissa syntyvää laippakosketusta, mutta kaarteiden jyrkentyessä tarpeeksi laippakosketus pääsee silti syntymään. Pyöräprofiilin muoto ja pyörän kartiokkuus vaikuttavat kuitenkin merkittävästi pyöräkerran ohjautuvuuteen ja laippakosketuksen syntymiseen.

Kuvassa 2.3 on esitetty telin riittämättömästä ohjautuvuudesta aiheutuvat voimat telin kulkiessa kaarteissa oikealle. Telin riittämätön ohjautuvuus aiheuttaa kohtauskulman (angle of attack, AOA) ensimmäisen pyöräkerran akselin ja kiskon kontaktikohdan tangenttiin nähden kohtisuoran suunnan välille. Telin ohjautuminen kaarteissa ei ole tarpeeksi tehokasta, jolloin ensimmäisen pyöräkerran vasemman pyörän laippa osuu kiskoon.



Kuva 2.3 Telin riittämättömstä kaarrekäyttäytymisestä aiheutuvat voimat (Korkeamäki 2011).

Laippakosketuksessa pyöräkerran liike muuttuu epästabiiliksi. Pyörän ja kiskon välinen kontakti muuttuu kiskon kulkureunaan ja samalla voi syntyä kaksipistekosketus. Kaksipistekosketuksessa pyörän ja kiskon välinen kontakti jakautuu kahdelle alueelle, jolloin kontaktikohdissa on vierintäsäde-ero. Tästä johtuen toisessa kontaktikohdassa tapahtuu luistoa, joka kuluttaa kiskoa ja pyörää. Kuvassa 2.4 näytetään, miten pyörän ja kiskon välinen kontaktikohta muuttuu pyörän siirtyessä sivusuunnassa.



Kuva 2.4 Pyörän ja kiskon välinen kosketuskohta (Korkeamäki 2011).

Kun pyöräkerta on siirtynyt keskiasennosta sivusuunnassa puolikkaan raidevälyksen verran, syntyy laippakosketus. Laippakosketuksessa pyörän kuormitus voi jakautua kiskossa kahdelle eri alueelle, jolloin kyseessä on kaksipistekosketus.

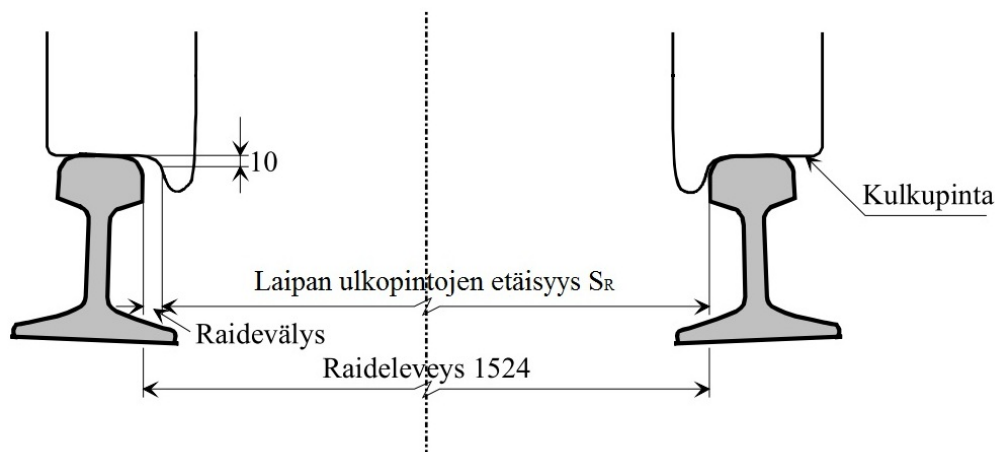
Pyöräprofiili vaikuttaa pyöräkerran ohjautuvuuden lisäksi myös pyörän ja kiskon välisen kontaktikohdan muotoon ja kontaktijännitykseen. Kontaktikohdassa vallitsevaan normaalijännitykseen vaikuttavat pyöräprofiilin lisäksi pyörän halkaisija, kiskoprofiili ja pyöräkuormitus. Suurin pyörä-kisko-kontaktin normaalijännitykseen vaikuttava tekijä on kuitenkin juuri pyörä- ja kiskoprofiilin geometria (Magel et al. 2004).

Pyöräprofiilin muodolla on oleellinen merkitys pyörän ja kiskon välisessä vuorovaikutuksessa, ja siksi myös pyöräprofiilin kuluminen vaikuttaa kaluston kulkudynamiikkaan. Pyörän kulumisella tarkoitetaan yleisesti kaikkia sellaisia pyörän kulkukehän vaurioita, joissa tapahtuu materiaalihäviötä (Lewis & Olofsson 2009). Pyörät voivat kulua monella eri tavalla: niihin voi syntyä esimerkiksi ympyrämäisyyden muotovirheitä, rosoja, aallotusta tai tasoja. Kulumista voi tapahtua myös erityisesti pyörän kulkukehällä (hollow wear), jolloin pyörän kartiokkuus muuttuu epäedulliseksi. (Piiroinen 2010) Pyöräprofiilin ulkoreunalle voi kulumisen myötä muodostua kupera kohta, valelaippa, jolloin pyörä-kisko-kontaktissa voi syntyä valelaipan kosketus (false flange contact). Valelaipan kontaktissa kiskoon kohdistuu suuri pintapaine, joka nopeuttaa kiskon vaurioitumista (Iwnicki 2006).

Pyöräprofiilissa on erotettavissa kaksi erillistä kulumisaluetta: laipan kuluminen ja kulkukehän kuluminen. Näiden eri kulumisalueiden kulumisnopeus riippuu monista eri tekijöistä, kuten pyörä- ja kiskoprofiilin materiaaliominaisuuksista. Laipan kuluminen vaikuttaa pyörän ja kiskon väliseen kontaktikulmaan ja kaksipistekontaktien syntymiseen pyörä-kisko-kontaktissa. Kulkukehän kuluminen vaikuttaa pyörän kartiokkuuteen ja siten ekvivalenttiseen kartiokkuuteen. Yleisesti ottaen kulkukehän kuluminen kasvattaa ekvivalenttista kartiokkuutta, mikä parantaa pyöräkerran ohjautuvuutta, mutta toisaalta vähentää kaluston stabiilisuutta. (Lewis & Olofsson 2009)

### 2.1.2 Pyöräkerran ominaisuudet

Pyöräkerran raideleveysmitta eli laipan ulkopintojen välinen etäisyys määrää yhdessä raidelevyksen kanssa raideväläksen suuruuden. Raideväläys kertoo, kuinka paljon pyöräkerta voi liikkua sivusuunnassa ennen laippakosketusta. Suomessa raideleveys on 1524 mm ja suomalaisessa kalustossa laipan ulkopintojen välinen etäisyys  $S_R$  on 1510 mm. Tästä johtuen raideväläksen nimellismitta on Suomessa suomalaisella kalustolla kuljettaessa  $1524 \text{ mm} - 1510 \text{ mm} = 14 \text{ mm}$ .



Kuva 2.5 Pyöräkerran sijainti raiteella (RATO 2 2010).

Raideväläys määrää pyöräkerran suurimman mahdollisen sivuttaissuuntaisen liikkeen suuruuden. Kun pyöräkerta on liikkunut keskiasemastaan puolikkaan raideväläksen verran sivulle, syntyy laippakosketus.

Myös pyörän halkaisija vaikuttaa pyörän ja kiskon väliseen vuorovaikutukseen ja siten kiskoon kohdistuvaan rasitukseen (Magel et al. 2004). Halkaisijaltaan erikokoiset mutta saman kartiokkuuden omaavat pyörät kehittävät tietyllä sivuttaissiirtymällä aina yhtä suuren vierintäsäde-eron kierrosta kohti (Korkeamäki 2011). Pyörän halkaisijan kasvaessa pyörän kaarreominaisuudet heikkenevät, sillä suurisäteinen pyörä kehittää tarvittavan vierintäsäde-eron hitaammin kuin pienisäteinen pyörä. Siksi suurisäteisen pyörän ohjautuvuus on samansuuruisella kartiokkuudella heikompi kuin pienisäteisen pyörän. Pyörän halkaisija vaikuttaa myös pyörän ja kiskon väliseen kontaktipinta-alaan. Pyörän halkaisijan kasvaessa pyörän ja kiskon välinen kontaktipinta-ala kasvaa ja siten pyörän ja kiskon välinen pintapaine pienenee.

Pyörän ja kiskon materiaalin kovuus ja pinnankarheus vaikuttavat pyörän ja kiskon väliseen pintapaineeseen. Materiaalin kovuuden kasvaessa kontaktipinta-ala pienenee ja pintapaine kasvaa. Tavaraliikenteen vaunuja koskevan yhteentoimivuuden teknisen eritelmän mukaan Suomeen hyväksyttävien tavaravaunujen pyörissä pyörän kulkukehän kovuuden tulee olla vähintään 225 HB (YTE 2006). Holmin kulumisyhtälön 2.5 mukaan kulumisnopeus on kääntäen verrannollinen materiaalin kovuuteen (Kivioja et al. 2007) :

$$\frac{V}{s} = Z * \frac{F_N}{H} \quad (2.5)$$

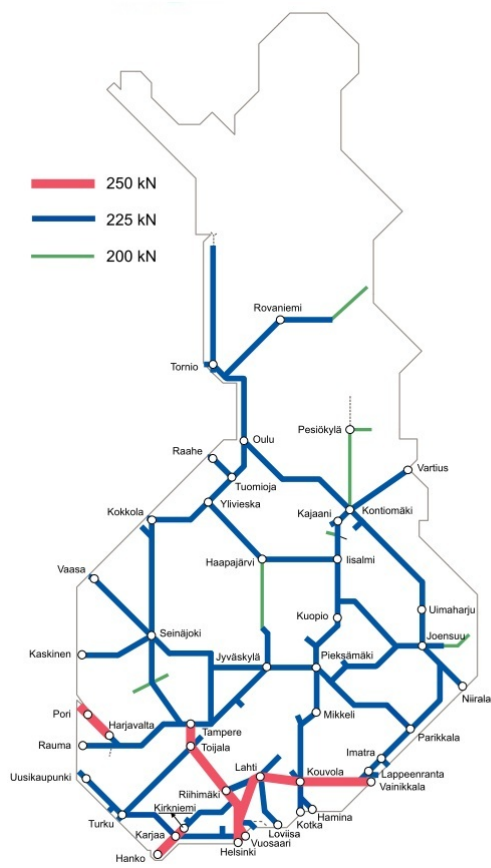
missä

$V/s$  on kulumisnopeus  
 $F_N$  on normaalivoima  
 $H$  on materiaalin kovuus  
 $Z$  on verrannollisuuskerroin

Materiaalin kovuuden kasvaessa pyörä-kisko-kontaktin pintapaine kasvaa, mutta toisaalta kulumisnopeus pienenee.

### 2.1.3 Akselipaino

Rataan kohdistuvien junakuormien rajoittavana tekijänä käytetään yleensä staattista akselipainoa. Akselipainolla tarkoitetaan akselin pyörien kautta rataan välittyvää yhteenlaskettua kuormitusta. Akselipainon suuruus vaihtelee suuresti riippuen siitä, tarkastellaanko henkilö- vai tavaraliikennevaunuja. Henkilöliikenteessä tavallisesti käytetyt akselipainot ovat 12–19 tonnia (120–190 kN), kun Suomessa tavaraliikenteen maksimiakselipainot ovat tavallisesti 20–25 tonnia (200–250 kN). (Korkeamäki 2011) Tavaravaunun akselipaino ei saa ylittää vaunulle hyväksytyjä eikä kullekin päällysrakenneluokalle ilmoitettuja arvoja (Rautatievirasto 2008). Kuvassa 2.6 on esitetty Suomen rataverkon suurimmat sallitut akselipainot. Lisäksi liitteeseen 10 on koottu Liikennevirastossa tehtyihin haastatteluihin perustuva karkea arvio siitä, minkä tyyppistä kalustoa eri rataosuuksilla kulkee. Arvion perusteella voi pohtia Suomen rataosuuksia niillä kulkevan kaluston vaihtelevuuden (henkilö-/tavaraliikenne) näkökulmasta.



Kuva 2.6 Rataverkon suurimmat sallitut akselipainot (Liikennevirasto 2010).

Ratapenkereeseen kohdistuva kuormitus riippuu myös akselien sijainnista, sillä lähellä toisiaan sijaitsevat kuormitukset aiheuttavat yhteisvaikutusta ratapenkereeseen. Staattisen kuorman jakautumiseen kiskoille ja sitä kautta ratapölkyille ja tukikerrokseen vaikuttavat akseliväli teleissä, telien keskinäinen etäisyys vaunussa ja akselien sekä telien keskinäiset etäisyydet peräkkäisissä vaunuissa (Hakulinen et al. 2013).

Akselipainon aiheuttama kuormitus välittyy pyörästä kiskoon pyörä-kisko-kontaktin kautta. Pyörä-kisko-kontaktissa vaikuttava staattinen pyöräpaino on puolet akselipainosta. Pyörän ja kiskon välisiä kontaktialueita voi olla yksi tai useampia, ja kontaktialueet ovat yleensä pinta-alaltaan noin 1–2 cm<sup>2</sup> (Andersson et al. 2007 Salmisen 2013 mukaan).

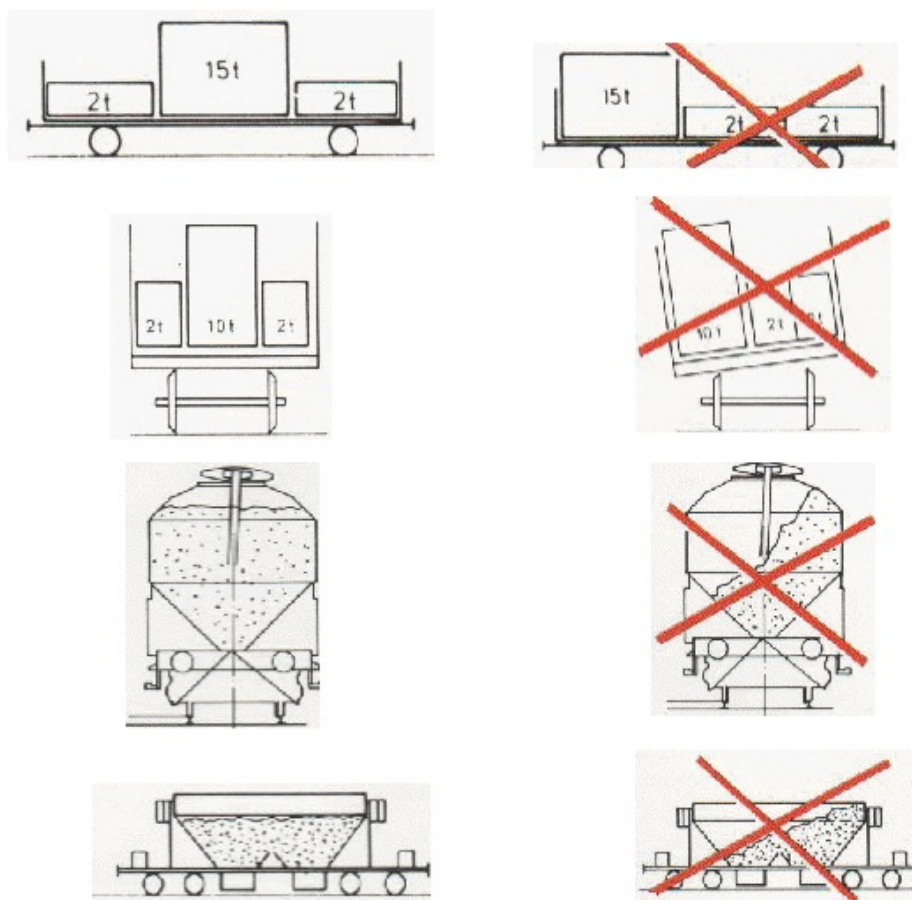
Akselipainon kasvaessa pyörän ja kiskon välinen pintapaine lisääntyy. Pintapaine ei kuitenkaan lisäänty täysin samassa suhteessa lisääntyvän akselipainon kanssa, sillä akselipainon lisääntyminen kasvattaa teräksen kimmoisen muodonmuutoksen myötä myös kontaktipinta-alaa. Teräksen kimmoisen muodonmuutos pyörän ja kiskon kontaktissa aiheuttaa kontaktikohtaan ellipsin muotoisen kontaktialueen, jonka mitat riippuvat kontaktin normaalivoimasta (Esveld 2001). Hertzin kontaktiteorian mukaan pyöräkuorman kaksinkertaistaminen lisää pintapainetta 27 %, ja pyöräkuorman kolminkertaistaminen lisää pintapainetta 44 % (Magel 2004).

Holmin kulumisyhtälön 2.5 mukaan kulumisnopeus on suoraan verrannollinen kontaktissa vaikuttavaan kuormitukseen (Kivioja et al. 2007). Akselipainon lisäys vaikuttaa siis suoraan sekä pyörän että kiskon kulumisnopeuteen.

### 2.1.4 Massakeskipisteen korkeus

Vaunun massakeskipisteen korkeus vaikuttaa vaunun ominaisvärähtelymuotoihin, erityisesti vaunun upper center roll ja lower center roll -värähtelyliikkeisiin. Nämä värähtelyliikkeet ovat yhdistelmä vaunun sivuttaissuuntaista liikettä ja pyörimisliikettä vaunun pituusakselin suunnassa. (Hakulinen et al. 2013) Vaunun massakeskipisteen korkeus vaikuttaa kyseisten värähtelymuotojen ominaistajuuksiin, eli niihin taajuuksiin, jotka herättävät vaunun roll-värähtelyliikkeet.

VR:n kuormausohjeiden mukaan (VR Transpoint 2013) kuorma on tehtävä mahdollisimman matalaksi. Lisäksi kuorman painopiste on pyrittävä saamaan keskelle vaunua, jotta kaikki pyörät kuormittuisivat tasaisesti. Kuvassa 2.7 on esitetty kuormituksen oikeaoppinen jakautuminen.



Kuva 2.7 Kuormituksen jakautuminen (VR Transpoint 2013).

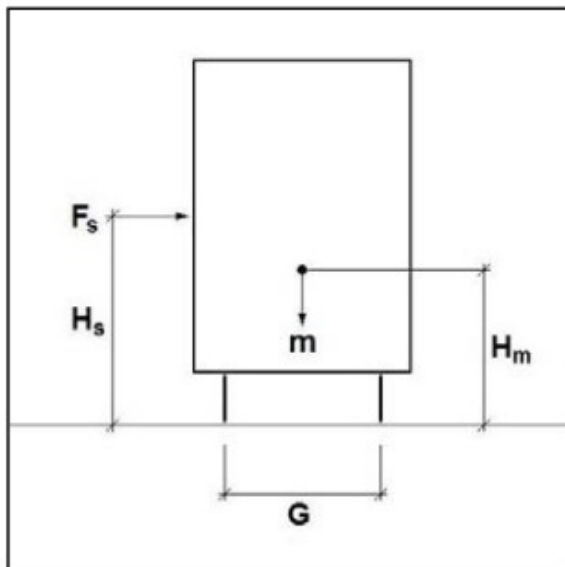
Kuvasta 2.7 huomataan, että kuorman painopiste on pyrittävä saamaan keskelle vaunua sekä vaunun pituus- että sivusuunnassa. Kuormauksessa on lisäksi huomioitava seuraavat seikat:

- suurinta sallittua akselipainoa ei saa ylittää
- 2-akselisella vaunulla akselipainojen suhde ei saa ylittää arvoa 2:1
- telivaunulla telipainojen suhde ei saa ylittää arvoa 3:1
- sivusuunnassa epätasaisesti kuormitetuilla pyörillä ei pyöräpainojen suhde saa ylittää arvoa 1,25:1.

Kuormausohjeissa ei ole määräyksiä kuormituksen korkeussuuntaiseen jakautumiseen liittyen. Kuorma on kuitenkin tehtävä mahdollisimman matalaksi, jolloin kuorman korkeussuuntainen painopiste muodostuu todennäköisesti vaunun keskikohdan alapuolelle.

Vaunun kuormauttumalla tarkoitetaan sitä tilaa, jonka sisällä avovaunussa olevan kuorman tulee pysyä vaunun ollessa keskiasennossa suoralla tasaisella raiteella. Kuormauttuma on korkeussuunnassa maksimissaan 5300 mm kiskon pinnasta ylöspäin. (VR Transpoint 2013) Mikäli avovaunu kuormattaisiin täysin tasaisesti koko tilavuudeltaan, muodostuisi vaunun massakeskipiste noin 2650 mm:n korkeudelle.

Kun vaunun massakeskipiste on sekä pituus- että sivusuunnassa täysin keskellä, pyörät kuormittuvat staattisessa tilanteessa tasaisesti. Vaunuun voi kuitenkin kohdistua sivuttaissuuntaisia voimia, jotka aiheuttavat pyörien keventymistä. Australiassa on tutkittu vaunun raiteilta suistumista sivutuulen vaikutuksesta (Simes 2011). Kuvassa 2.8 on tarkasteltu pyörien keventymistä sivutuulen vaikutuksesta:



Kuva 2.8 Sivutuulen vaikutus pyöräkuormiin (Simes 2011).

Kuvassa 2.8

$F_s$  on sivutuulen aiheuttama kuormitus

$H_s$  on tuulen vaikutuksen alaisen pinnan painopisteen korkeus

$G$  on raideleveys

$m$  on vaunun massa

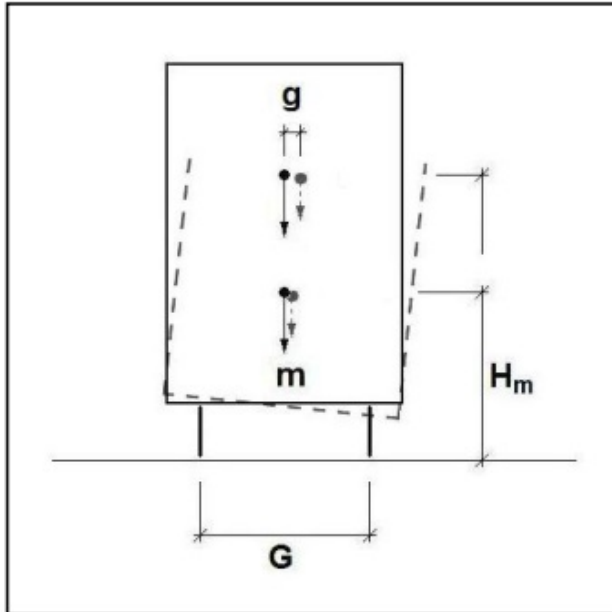
$H_m$  on massakeskipisteen korkeus

Kuvasta 2.8 nähdään, että vaunua kaatava momentti on suuruudeltaan  $M_s = F_s \cdot H_s$ , ja vaunua pystyssä pitävä momentti on suuruudeltaan  $M_v = mg \cdot G/2$ . Vasemmanpuoleisen pyörän keventymisprosentti saadaan laskettua näiden momenttien suhteena kaavalla 2.6:

$$\%Wheel\ unloading = \frac{M_s}{M_v} * 100 = \frac{2 * F_s * H_s}{m * 9.81 * G} * 100 \quad (2.6)$$



Kaavasta 2.6 voidaan huomata, että massakeskipisteen ollessa sivusuunnassa keskellä vaunua ja raidetta, massakeskipisteen korkeus ei vaikuta pyörän keventymisprosenttiin eikä siten raiteelta suistumisriskiin. Todellisuudessa massakeskipiste ei kuitenkaan aina ole täysin keskellä vaunua ja raidetta: esimerkiksi vaunun huono kuormaus, vaunun sivusuuntainen liike ja raiteen kallistus voivat muuttaa vaunun massakeskipisteen sivusuuntaista sijaintia suhteessa raiteen keskikohtaan (kuva 2.9). Tällöin myös vaunun massakeskipisteen korkeus alkaa vaikuttaa pyörän keventymisprosenttiin ja raiteilta suistumisriskiin.



Kuva 2.9 Sivutuulen vaikutus pyöräkuormiin todellisessa tilanteessa. (Simes 2011).

Kuvassa 2.9

$G$  on raideleveys

$m$  on vaunun massa

$H_m$  on massakeskipisteen korkeus

$g$  on massakeskipisteen sijainnin sivusuuntainen muutos

Kuvan 2.9 tilanteessa vasemmanpuoleisen pyörän keventymisprosentti lasketaan kaavalla 2.7 (Simes 2011):

$$\%Wheel\ unloading = \frac{F_s * H_s}{m * 9.81 * (G/2 - g)} * 100 \quad (2.7)$$

Vaunun massakeskipisteen korkeus vaikuttaa massakeskipisteen sijainnin sivusuuntaiseen muutokseen  $g$ . Kaavasta 2.7 selviää, että vaunun massakeskipisteen ollessa sivusuunnassa siirtynyt, massakeskipisteen korkeus vaikuttaa pyörän keventymisprosenttiin.

Tarkastellaan seuraavaksi esimerkkitapauksena tilannetta, jossa epätasaisesti kuormattuun kalustoon vaikuttaa sivutuuli epäedullisesta suunnasta. Vaunu on kallistunut epätasaisen kuormauksen vuoksi suhteessa raiteeseen kulman  $\theta = 5^\circ$ , jolloin massakeskipisteen sijainnin sivusuuntainen muutos  $g$  riippuu vaunun kallistuskulmasta sekä massakeskipisteen korkeudesta,  $g = H_m \cdot \sin\theta$ . Kallistuskulma vastaa vaunun kallistusta kaarteessa, jossa on 150 mm kallistus. Sivutuulen voimakkuus täysin avoimella alueella on  $0.8 \text{ kN/m}^2$  (Heinisuo 2008), ja sivutuulen vaikutuksen alaisena oleva vaunun pinta-ala on tässä esimerkkitapauksessa  $110 \text{ m}^2$ . Tällöin sivutuulen aiheuttamaksi maksimikuormitukseksi saadaan  $88 \text{ kN}$ .

Lasketaan seuraavaksi massakeskipisteen korkeuden vaikutus pyörän keventymisprosenttiin. Sijoitetaan kaavaan 2.7 arvoiksi

$$G = 1524 \text{ mm}$$

$$m = 60 \text{ Mg}$$

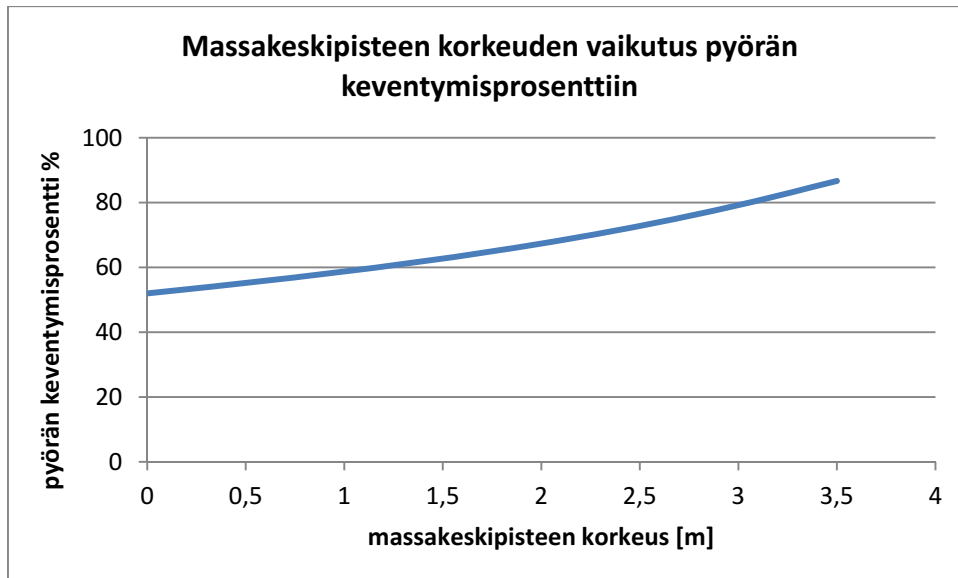
$$F_s = 88 \text{ kN}$$

$$H_s = 2650 \text{ mm}$$

$$\theta = 5^\circ$$

$$g = H_m \cdot \sin\theta$$

Näillä arvoilla lasketut pyörän keventymisprosentin tulokset on kuvattu massakeskipisteen korkeuden funktiona (kuva 2.10).



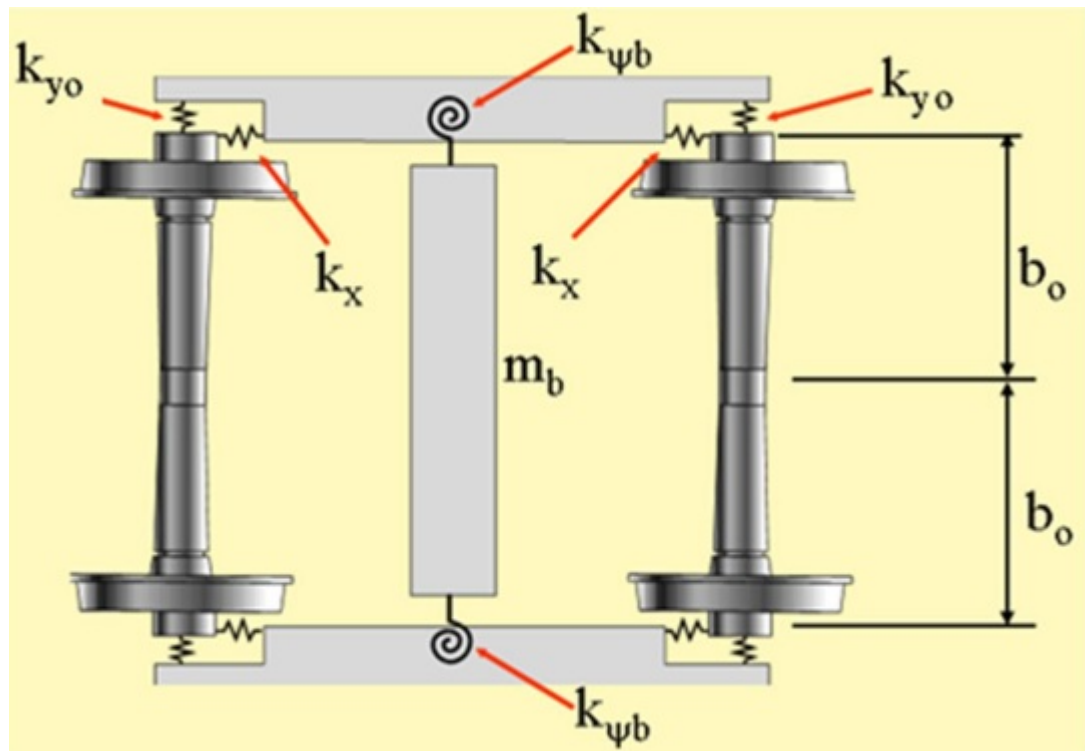
Kuva 2.10 Massakeskipisteen korkeuden vaikutus pyörän keventymisprosenttiin.

Kuvasta 2.10 käy selvästi ilmi, kuinka suuri merkitys tässä esimerkkitapauksessa massakeskipisteen korkeudella on pyörän keventymisprosenttiin. Käytännössä massakeskipisteen korkeus ei todennäköisesti ylitä arvoa  $2650 \text{ mm}$ , joka on täysin tasaisesti ylös asti kuormatun vaunun massakeskipisteen arvioitu korkeus. Tällä arvolla pyörän keventymisprosentti on  $74,6 \%$ . Kuorma on tehtävä mahdollisimman matalaksi, joten vaunun massakeskipiste on todellisuudessa useimmiten selvästi tämän arvon alapuolella. Kun vaunu ei ole lainkaan kallistunut ( $g=0$ ) ja pyörän keventymisprosentti aiheutuu ainoastaan sivutuulen aiheuttamasta kuormituksesta, keventymisprosentiksi saadaan  $52,0 \%$ .

Esimerkitapauksessa vaunu on kallistunut suhteessa raiteeseen kulman  $\theta = 5^\circ$ , jolloin massakeskipisteen korkeus vaikuttaa selvästi pyörän keventymisprosenttiin. Massakeskipisteen sijainnin sivusuuntainen muutos riippuu kuitenkin sekä kallistuskulmasta että massakeskipisteen korkeudesta, ja pienemmällä kallistuskulmalla massakeskipisteen korkeus ei vaikuttaisi enää juurikaan pyörän keventymisprosenttiin. Massakeskipisteen korkeudella on siis merkittävää vaikutusta pyörän keventymisprosenttiin vasta silloin, kun vaunu on raiteeseen nähden selvästi kallistunut ja massakeskipisteen sivusuuntainen sijainti on muuttunut suhteessa raiteen keskikohtaan.

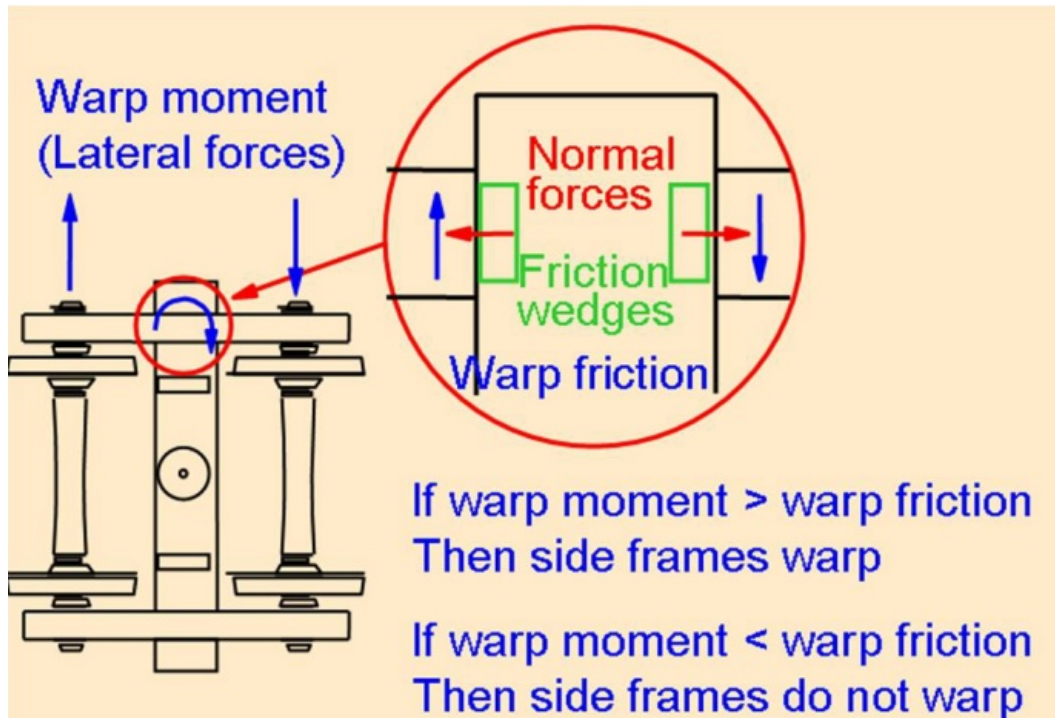
### 2.1.5 Telin kieroutumista vastustava jäykkyys (warp stiffness)

Telin kieroutumista vastustava jäykkyys kuvaa telin sivupalkkien ja keskipalkin välisen kiinnityksen kykyä vastustaa sivupalkkien ja pyöräkertojen kiertymistä telin keskipalkkiin nähden. Tarkastellaan seuraavaksi Hakulisen et al. (2013) esittämää periaatekuvaa telirungosta (kuva 2.11). Kuvassa 2.11 jousi  $k_{\psi b}$  kuvaa juuri telin kieroutumista vastustavaa jäykkyyttä, eli kolmiosisaisen telin tapauksessa telin keskipalkin ja sivupalkin välistä jäykkyyttä. H-runkoisella telillä jousi  $k_{\psi b}$  on jäykkä.



Kuva 2.11 Telirakenne vaakasuunnassa (Hakulinen et al. 2013).

Kolmiosisella telillä keskipalkin ja sivupalkin välinen jäykkyys riippuu kitkajousituksen aiheuttamasta momentista (Hakulinen et al. 2013). Mikäli kolmiosisella telillä jousi  $k_{\psi b}$  ei ole tarpeeksi jäykkä, eli kitkajousitus ei kykene aiheuttamaan tarpeeksi momenttia, sivupalkit ja pyöräkerrat pääsevät kiertymään keskipalkkiin nähden. Kitkajousituksen aiheuttama momentti on esitetty tarkemmin kuvassa 2.12.



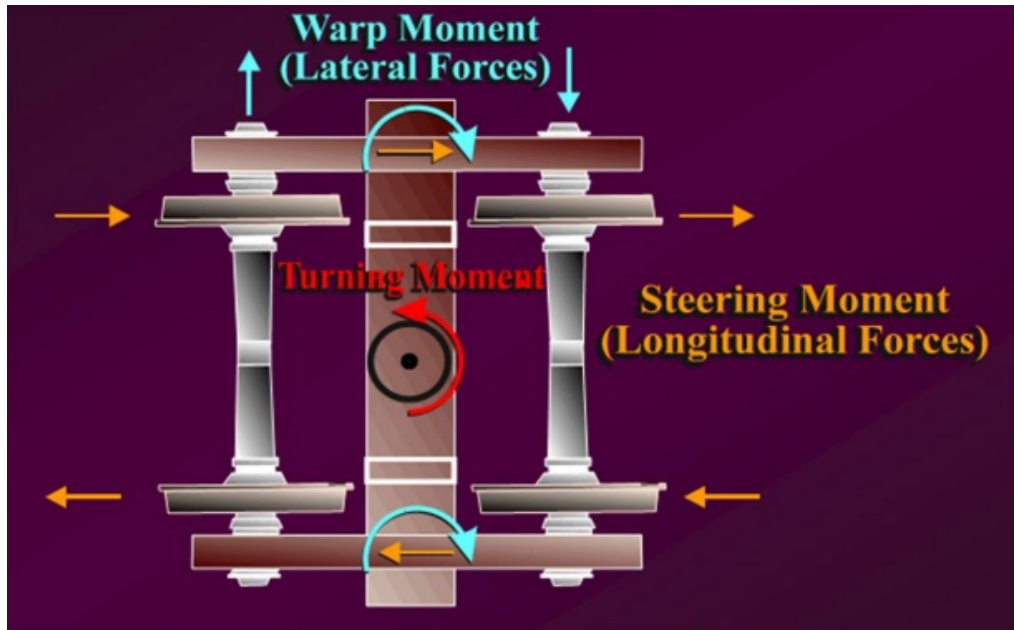
Kuva 2.12 Kitkajousituksen kehittämä telin kieroutumista vastustava momentti (Hakulinen et al. 2013).

Kuvassa 2.12 on esitetty, miten kolmiosaisen telin keskipalkin ja sivupalkin välinen kitkaliitos kehittää telin kieroutumista vastustavan momentin. Sivuttaissuuntaiset ohjaisvoimat kohdistavat telin keskipalkin ja sivupalkin liitokseen momentin. Mikäli liitokseen kohdistuva momentti ylittää kitkaliitoksen kehittämän momentin maksimiarvon, kitkaliitos ei pysty enää vastustamaan pyöräkertojen kiertymistä. Jos lisäksi telin ja vaunun välinen kiertovastus ylittää kitkaliitoksen kehittämän momentin, teli kieroutuu. (Hakulinen et al. 2013) Kiertovastuksesta kerrotaan tarkemmin seuraavassa luvussa 2.1.6.

### 2.1.6 Telien ja vaunun välinen kiertovastus (rotational resistance)

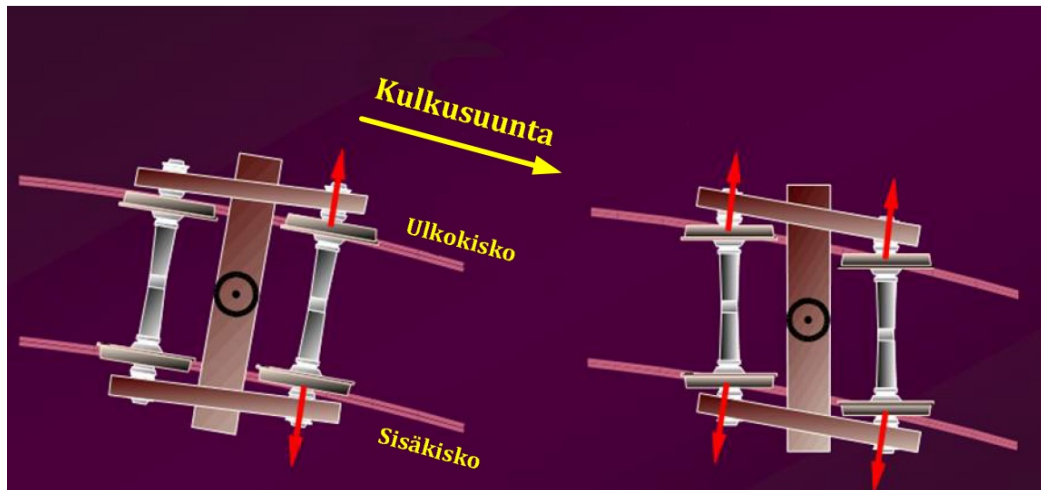
TTCI:n tutkimusten mukaan telien ja vaunun välisellä kiertovastuksella ja pyöräkertojen kiertymistä vastustavalla jäykkyydellä on yhteisvaikutus vaunun kulkuvakauteen ja kaarrekäyttäytymiseen (Korkeamäki 2011). Telien ja vaunun välinen kiertovastus toteutetaan yleensä telikeskiön kitkaliitoksen avulla. Telien yrittäessä kiertyä vaunuun nähden telikeskiöön alkaa vaikuttaa kiertomomentti, ja kiertyminen tapahtuu vasta kitkaliitoksen pettäessä. Kitkaliitoksessa ei ole palauttavaa voimaa. (IHHA 2001)

Kuvassa 2.13 on esitetty teliin kohdistuvia voimia. Kuvasta nähdään telin keskipalkin ja sivupalkin liitokseen kohdistuva momentti (warp moment) ja telin keskipalkin ja vaunurungon liitokseen kohdistuva momentti (turning moment). Telin ja vaunurungon väliseen liitokseen vaikuttava momentti aiheuttaa telin kiertymistä vaunurunkoon nähden, mikäli liitokseen vaikuttava momentti ylittää telien ja vaunun välisen kiertovastuksen suuruuden.



Kuva 2.13 Teliin kohdistuvia voimia (Hakulinen et al. 2013).

Mikäli kolmiosaisen telin keskipalkin ja sivupalkin välinen kitkaliitos ei pysty vastustamaan pyöräkertojen kiertymistä, ja lisäksi keskipalkin ja vaunurungon välisen kiinnityksen kiertovastus on suurempi kuin kitkajousituksen kehittämä momentti, teli kiertoutuu. Vastaavaa tilannetta ei voi kehittyä H-runkoisella telillä, sillä H-runkoisella telillä keskipalkin ja sivupalkin välinen liitos on jäykkä. Telin kieroutuessa telin molemmilla pyöräkerroilla on samansuuntainen kohtauskulma, jolloin molemmat pyöräkerrat kohdistavat kiskoihin raidelevyettä leventävän voiman (kuva 2.14).



Kuva 2.14 Vasemmalla kieroutumattoman telin ja oikealla kieroutuneen telin rataan kohdistamat voimat. (Hakulinen et al. 2013)

Raideleveyden on todettu leventyvän erityisesti tilanteessa, jossa kaksi peräkkäistä pyörää kohdistaa kiskoon vaakasuuntaisia voimia. Telin yhden pyörän kiskoon kohdistamat vaakasuuntaiset voimat eivät vielä aiheuta juurikaan sivuttaissiirtymää kiskoon. Sen sijaan kahden peräkkäisen pyörän kiskoon kohdistamat vaakasuuntaiset voimat aiheuttavat yhteisvaikutuksena kiskoon merkittävää sivuttaissiirtymää. (Hakulinen et al. 2013) Telin kieroutuminen aiheuttaa juuri sen, että kaksi peräkkäistä pyörää kohdistaa kiskoon raideleveyttä leventäviä voimia. Raideleveyden leventyminen kiskoon sivuttaissiirtymän vuoksi voi pahimmillaan johtaa kaluston suistumiseen raiteilta. Lisäksi raideleveyttä leventävät voimat kuluttavat sekä kiskoa että pyöriä.

### 2.1.7 Liikkuvan kaluston nopeus

Luvussa 2.1.1 todettiin, että liikkuvan kaluston nopeus vaikuttaa siniliikkeen amplitudin suuruuteen ja siten laippakosketuksen syntymiseen. Kriittisellä nopeudella tarkoitetaan sitä nopeutta, jolla siniliikkeen amplitudin suuruus vastaa raidevälityksen puolikasta ja syntyy laippakosketus. Kriittisen nopeuden saavutettuaan juna alkaa liikkua epästabiiilisti. Junan epästabiiili kulku voi tarkoittaa pyöräkerran, telin tai vaunurungon epästabiiilia liikettä (Korkeamäki 2011).

Liikkuvan kaluston kriittinen nopeus riippuu sekä kaluston että raiteen ominaisuuksista. Pyöräkerran kriittinen nopeus saavutetaan sitä aikaisemmin, mitä suurempi pyörä- ja kiskoprofiileista riippuva ekvivalenttinen kartiokkuus on. Vaunurungon kriittiseen nopeuteen vaikuttavat erityisesti telin ja akselin vaakasuuntaiset jousitusominaisuudet. (Korkeamäki 2011)

Kriittiselle nopeudelle voidaan myös tietyin oletuksin johtaa yhtälö, joka kertoo esimerkiksi ekvivalenttisen kartiokkuuden vaikutuksesta kriittiseen nopeuteen. Yhtälössä 2.8 on esitetty kriittisen nopeuden  $v_c$  kaava pyöräkerralle, joka on kiinnitetty jäykään teliin jousilla (TTCI 2005).

$$v_c = \sqrt{\frac{r_0 l_0 (k_\psi + l_0^2 k_y)}{\lambda (I_{zz} + l_0^2 m)}} \quad (2.8)$$

missä

$r_0$  on pyörän kulkuympyrän säde tasapainotilassa

$l_0$  on pyörien kulkuympyröiden välisen etäisyyden puolikas

$k_\psi$  on pyöräkerran kiertymistä rajoittavan jousen kiertojäykkyys

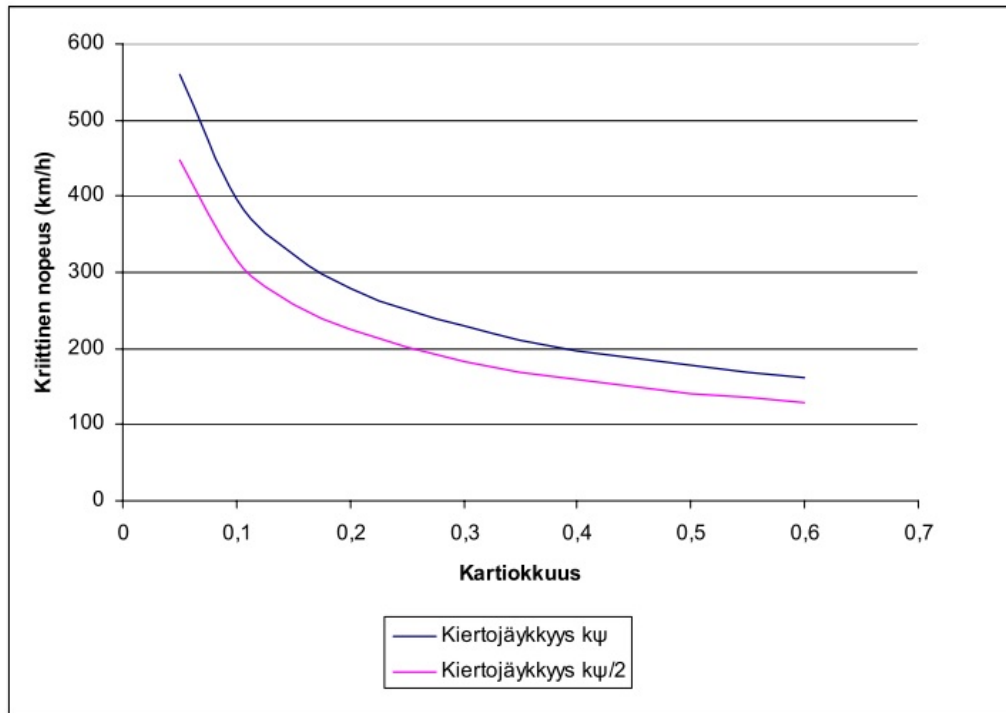
$k_y$  on pyöräkerran vaakasuuntaista liikettä rajoittavan jousen jäykkyys

$\lambda$  on pyöräkerran ekvivalenttinen kartiokkuus

$I_{zz}$  on pyöräkerran hitausmomentti akselin keskipisteen ympäri

$m$  on pyöräkerran massa

Kuvassa 2.15 on esitetty kriittinen nopeus ekvivalenttisen kartiokkuuden funktiona kaavalla 2.8 laskettuna.

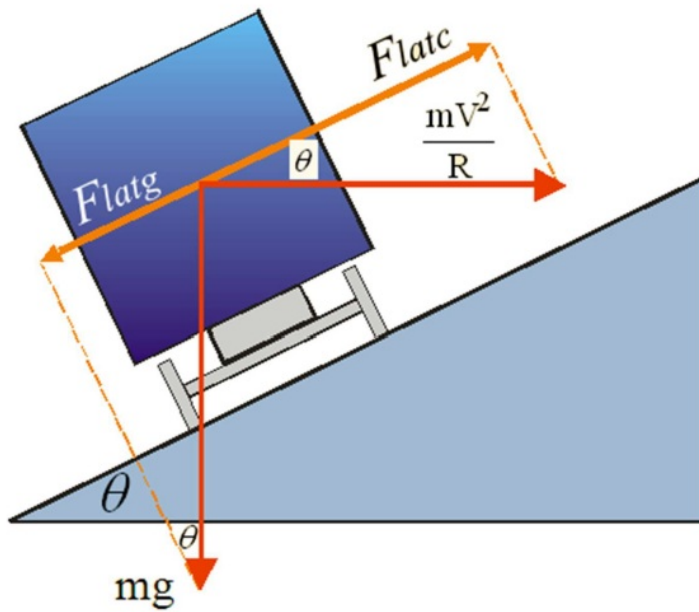


Kuva 2.15 Kriittinen nopeus ekvivalenttisen kartiokkuuden funktiona eri kiertojäykkyyksillä. Muuttujien arvoina on käytetty  $r_o = 0.45\text{ m}$ ,  $l_o = 0.7925\text{ m}$ ,  $k_\psi = 4.0\text{ MNm/rad}$ ,  $k_y = 2.5\text{ MN/m}$ ,  $I_{zz} = 700\text{ kgm}^2$  ja  $m = 1500\text{ kg}$ . (Hakulinen et al. 2013)

Kuvasta 2.15 käy ilmi, kuinka merkittävästi pyöräkerran ekvivalenttinen kartiokkuus vaikuttaa kaluston kriittiseen nopeuteen. Kuvasta 2.15 nähdään myös, miten telikeskiön kiertojäykkyys vaikuttaa kriittiseen nopeuteen.

Kun liikkuva kalusto saavuttaa kriittisen nopeutensa, syntyy pyörä-kisko-kontaktiin laippakosketuksen myötä pyörää ja kiskoa kuluttavia voimia. Laippakosketus tarkoittaa usein sitä, että pyörän ja kiskon välillä on kaksipistekosketus, jolloin toisessa kontaktikohdassa tapahtuu luistoa. Luvussa 2.1.1 käsiteltiin tarkemmin laippakosketuksen vaikutusta kiskon kulumiseen.

Junan nopeudella on kuitenkin suuri vaikutus kiskoon kohdistuviin kuormituksiin jo ennen kriittisen nopeuden saavuttamista. Kiskoon kohdistuvat kuormitukset voidaan jakaa kvasistaattisiin ja dynaamisiin kuormituksiin (Esveld 2001). Kvasistaattisessa tilanteessa liikkuvan kaluston nopeus vaikuttaa erityisesti kaarteessa syntyviin pysty- ja sivusuuntaisiin voimiin. Kalustoon kohdistuu kaarteessa keskeiskiihtyvyydestä aiheutuva voima  $F_{\text{latc}}$ , jonka suuruus riippuu kaluston nopeudesta (kuva 2.16).



Kuva 2.16 Kaarteessa vaikuttavat voimakomponentit (Hakulinen et al. 2013).

Tasapainotilanteessa keskeiskiihtyvyydestä ja gravitaatiokiihtyvyydestä aiheutuvat voimat kumoavat toisensa, jolloin  $F_{latg} = F_{latc}$ . Tällöin toteutuu yhtälö 2.9:

$$mg \sin \theta = \frac{mV^2}{R} \cos \theta \quad (2.9)$$

missä

$m$  on vaunun massa  
 $V$  on vaunun nopeus  
 $R$  on kaarresäde  
 $\theta$  on kallistuskulma

Yhtälöstä 2.9 voidaan johtaa kaarresäteestä ja raiteen kallistuksesta riippuva tasapainonopeus (2.10):

$$V = \sqrt{\frac{gR \sin \theta}{\cos \theta}} \approx \sqrt{\frac{gRD}{G}} \quad (2.10)$$

missä

$D$  on raiteen kallistus  
 $G$  on raideleveys

Kaarteen kallistus ei kuitenkaan voi olla ideaali joka kalustolle, kun kaarteessa liikkuu junia eri nopeuksilla. Mikäli kaluston nopeus ylittää tasapainonopeuden ( $F_{latc} > F_{latg}$ ), kyseessä on kallistuksen vajoaus ja juna kulkee ylibalanssissa. Vastaavasti kaluston nopeuden ollessa vähemmän kuin tasapainonopeus ( $F_{latc} < F_{latg}$ ), kyseessä on liikakallistus ja juna kulkee alibalanssissa. Kallistuksen vajoaus ja liikakallistus vaikuttavat pystysuuntaisten voimien jakautumiseen pyörä-kisko-kontaktissa sekä keskeiskiihtyvyydestä aiheutuvan kompensoimattoman voiman suuruuteen. Ylibalanssissa kulkevan kaluston painopiste on lähempänä ylempää kiskoa, ja siksi ylempi kisko kuormittuu enemmän. Alibalanssissa kulkevan kaluston painopiste on vastaavasti lähempänä alemmaa kiskoa, ja siksi alibalanssissa kulkevat junat kuormittavat enemmän alemmaa kiskoa. (TTCI 2010)

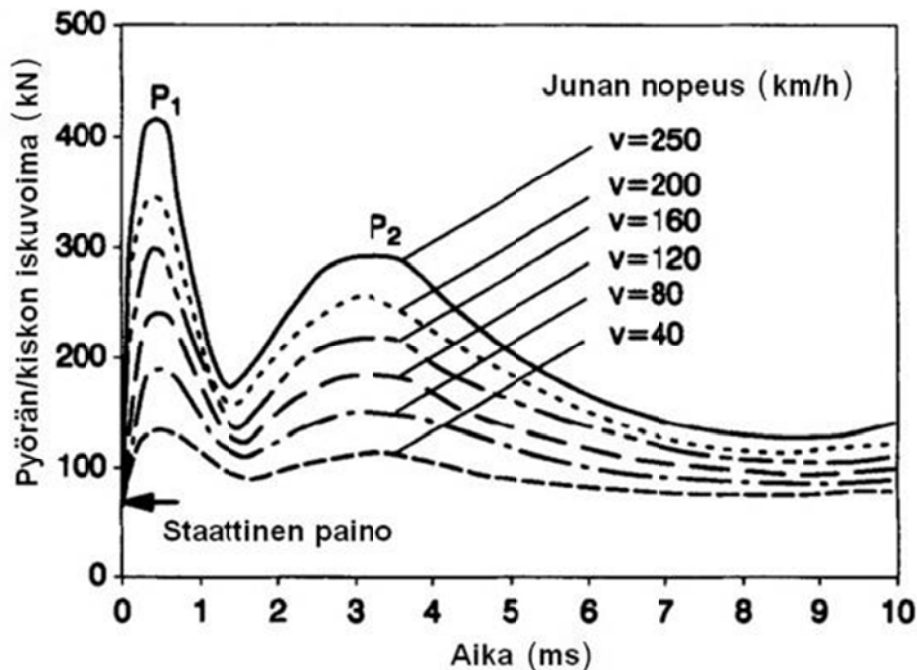


Liikkuvan kaluston nopeus vaikuttaa myös pyörän ja kiskon välisiin dynaamisiin kuormituksiin. Dynaamisia kuormituksia syntyy esimerkiksi kiskon pinnan epäjatkuvuuskohtien, radan jäykkyyksimuutoksien ja lovipyörien vaikutuksesta. Lovipyörän aiheuttama dynaaminen kuormituslisä määräytyy pääasiassa junan nopeuden ja pyörässä olevan loven koon mukaan (Korkeamäki 2011).

Raitteen epäjatkuvuuskohta aiheuttaa junan pyöriin herätteen, jota voidaan kuvailla iskuvoimien  $P_1$  ja  $P_2$  avulla.  $P_1$ -voima on staattisen pyörävoiman ja korkeataajuisen dynaamisen voiman yhdistelmä. Korkeataajuinen dynaaminen voima syntyy epäjatkuvuuskohtissa pyörän ja kiskon liikkua toisiaan kohti.  $P_2$ -voima kuvaa staattisen pyörävoiman ja matalataajuisen dynaamisen voiman yhdistelmää. Matalataajuinen dynaaminen voima syntyy pyörän, kiskon ja ratapölkkyjen liikkua yhtenä kokonaisuutena alaspäin radan alusrakenteessa. Tyypilliset värähtelytaajuudet iskuvoimille ovat (Schmid et al. 2010):

- $P_1$ , taajuus yli 200 Hz
- $P_2$ , taajuus 30–100 Hz

Kuvassa 2.17 on esitetty kiskojaatkosten painumakohtien aiheuttamat iskuvoimat ajan suhteen junan eri nopeuksilla. Kuvasta erottaa selvästi, että iskuvoimista  $P_1$  on suurempi ja lyhytkestoisempi kuin  $P_2$ . Lisäksi  $P_1$ -voima vaikuttaa ennen  $P_2$ -voimaa.



Kuva 2.17 Kiskojaatkosten painumakohdista aiheutuvat  $P_1$ - ja  $P_2$ -voimat (Zhai & Cai 1997).

Kuvasta 2.17 käy ilmi, että iskuvoimien suuruus nousee merkittävästi junan nopeuden kasvaessa. Iskuvoiman ensimmäisen piikin aiheuttaa korkeataajuuksinen  $P_1$ -voima, jota Schmid et al. (2010) kuvailevat yhtälöllä 2.11:

$$P_1 = \alpha V \sqrt{\frac{k_H m_e}{1 + m_e/m_u}} \quad (2.11)$$

Seuraavan piikin aiheuttaa taajuudeltaan matalampi  $P_2$ -voima, jota voidaan kuvata yhtälöllä 2.12 (Schmid et al. 2010):

$$P_2 \approx 0.7 \alpha V \sqrt{k_t m_u} \quad (2.12)$$

Kaavoissa 2.11 ja 2.12

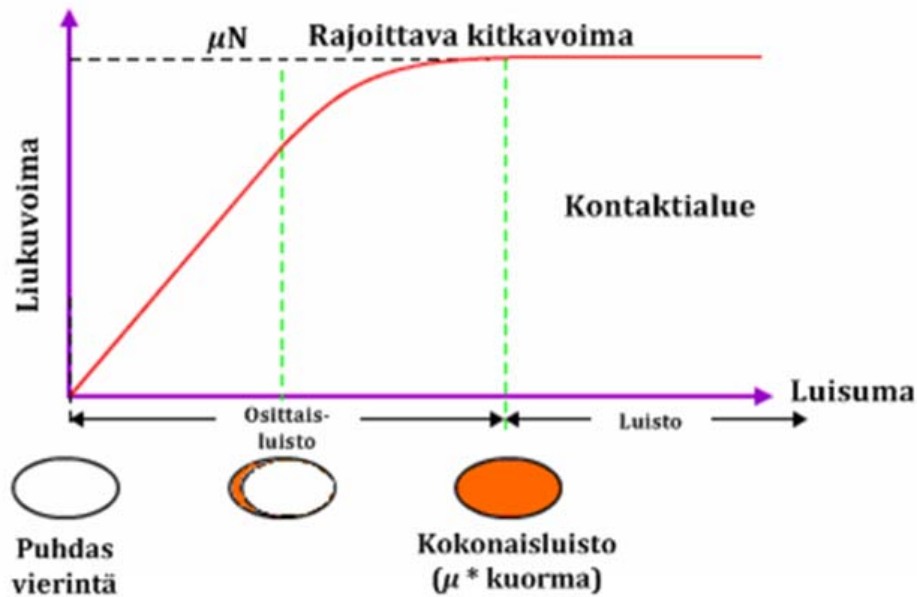
- $\alpha$  on lovikulma
- $V$  on junan nopeus
- $k_H$  on Hertzin kontaktijäykkyys
- $m_e$  on efektiivinen radan massa
- $k_t$  on pyöräkerran yhdistetty jäykkyys
- $m_u$  on vaunun jousittamaton massa

Molemmissa tapauksissa iskuvoimat ovat suoraan verrannollisia junan nopeuteen. Junan nopeus vaikuttaa siis merkittävästi raitteen epäjatkuvuuskohtien aiheuttamien iskuvoimien suuruuteen.

#### 2.1.8 Kulumisen arvioinnissa käytettävä energiefunktio $T_\gamma$

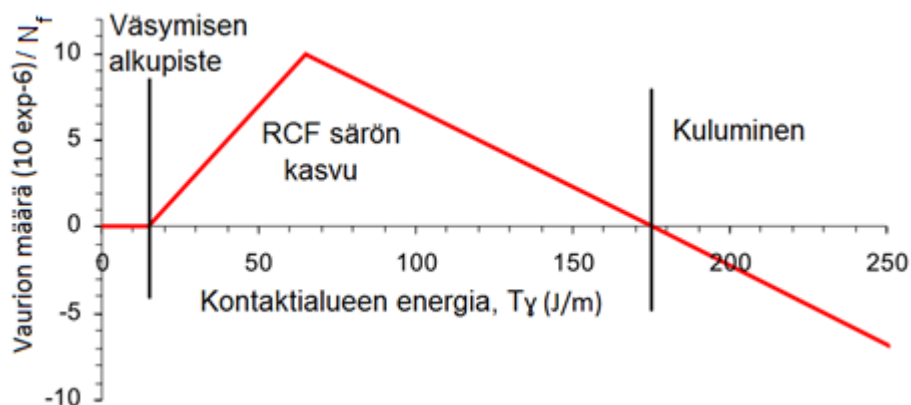
Kiskon kunnan heikentymisen ennustamiseen on kehitetty erilaisia malleja. RSD-malli on Iso-Britanniassa RSSB:n (Rail Safety and Standards Board) kehittämä malli kiskon kulumisen ja vierintäväsytymisen ennustamiseksi. Malli ennustaa kiskon vaurioitumista erityisesti kaarteissa, ja se on todettu suhteellisen tarkaksi ja yhtenäiseksi kenttähavainnoissa. Lisäksi malli on testattu ja verifioitu soveltuvaksi pohjoismaisissa olosuhteissa Ruotsissa (Lewis, Oloffson 2009). Oleellinen parametri mallissa on energiefunktio  $T_\gamma$  (TGamma).

Kaluston liikkeessä raidetta pitkin pyöräminen ei ole täydellistä, vaan aina tapahtuu osittaista luistoa johtuen muun muassa pyöräkerran yhdistävästä akselista, kontaktipintojen geometriasta, pintojen puristumasta ja kohtauskulmasta pyöräkerran ja raitteen välillä. Tietyssä kontaktipisteessä tapahtuva suhteellinen luisuma ( $\gamma$ ) kerrottuna paikallisella liukuvoimalla ( $T$ ) kuvastaa energiaa (TGamma), jonka kiskomateriaali vastaanottaa pyörän ylittäessä sen (ks. kuva 2.18). Liukuvoiman suunta vaikuttaa kiskossa mahdollisesti kehittyvän vierintäväsytymislöilyn suuntaan sillä säröt pyrkivät kehittymään poikittain hetkelliseen liukuvoimaan nähden.



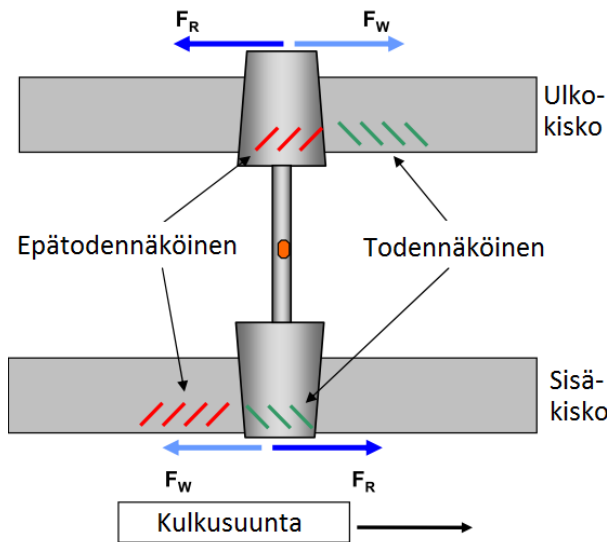
Kuva 2.18 Liukuvoiman ja luisuman riippuvuus ja niiden määrittämä  $T_y$  (Wheelsset fundamentals 2004).

Toistuva energian siirtyminen kiskoon synnyttää siihen plastisia muodonmuutoksia, jotka johtavat kumulatiiviseen vaurioon. Vaurion määrää ja tyyppiä voidaan ennustaa laskemalla kaiken kalustoliikenteen kaikkien pyöräkertojen synnyttämä energiafunktio  $T_y$  rataverkon eri osissa. Tässä yhteydessä energiafunktioista käytetään toisinaan nimiä vauriofunktio (damage energy function) tai vierintäväsytymisen kasvufunktio (RCF growth function). Energiafunktion pysty akseli kuvastaa vaurion määrää (damage index) ja se on dimensioton suure, joka kuvastaa suhdelukua kiskon kokeman rasituksen ja kiskon väsymiskestävyyden välillä. Kontaktikohdassa vaurion määrää voidaan summata kalusto-ohitusten mukaisesti, ja materiaalin voidaan sanoa hajonneen kun vaurion määrä saavuttaa arvon yksi. Kiskoteräksen ominaisuuksista riippuen eri  $T_y$ -arvoilla se väsy ja kuluu, esimerkkinä kuvassa 2.19 esitetty Whole Life Rail Model (WLRM) -mallin mukainen vauriofunktio erälle kiskoteräkselle.  $T_y$  on yleisesti käytetty ja vakiintunut arviointimenetelmä vierintäväsytymiselle Englannissa (Burstow 2005, Burstow 2006, Dembosky et al. 2005, Dembosky et al. 2006).



Kuva 2.19 Tyypillinen vauriofunktio (vierintäväsytymisen kasvufunktio). Muokattu lähteestä Burstow et al (2008).

Vierintäväsyminen ja kuluminen syntyvät tietyillä  $T\gamma$ -arvoilla riippuen teräslaadusta. Tämän lisäksi kokeellisesti on havaittu, että vierintäväsymistä voi syntyä vain silloin kun liukuvoima on samaan suuntaan kuin kaluston kiihdytyksessä (Burstow et al. 2008). Tämä johtuu siitä, että tähän suuntaan syntyvät väsymishalkeamat vangitsevat sisälleen vettä, joka ajaa murtuman kasvua. Kuvassa 2.20 on esitetty, miten tasapainoasemastaan poikkeutettu pyöräkerta aiheuttaa vierintäväsymistä kiskoon ja pyörään johtuen liukuvoimien suunnista.



Kuva 2.20 Liukuvoiman suunnan merkitys RCF:n syntymiseen kiskoihin ja pyöriin kaarteissa. Muokattu lähteestä Mak (2012).  $F_W$  kuvaa pyörän kokemaa voimaa ja  $F_R$  kiskon kokemaa voimaa.

Luisumia ja liukuvoimia voi olla eri suuntiin ja pyöräkerran kääntyminen ohjautumisessa synnyttää myös kiertoliukuvoimaa ja kiertoluisumaa. Kokonaisenergiahäviö saadaan summaamalla kaikkien näiden tulot keskenään yhtälön 2.13 mukaisesti.

$$T\gamma = T_x\gamma_x + T_y\gamma_y + T_z\Omega_x \quad (2.13)$$

missä alaindeksi x vastaa pituussuuntaista ja y poikittaissuuntaista luisumaa tai liukuvoimaa. Alaindeksi z vastaa kiertoluisumaa ja -liukuvoimaa. Viimeisimmät kuitenkin jätetään usein yhtälöistä pois niiden ollessa suhteellisesti hyvin pieniä, jolloin kaava saa yhtälön 2.14 muodon (Hakulinen et al. 2011, Innotrack 2009). Kiertoluisuman aiheuttama energiahäviö voi kuitenkin kasvaa suureksi laippakontaktissa, toisin sanoen jyrkissä kaarteissa tai huonosti ohjautuvalla kalustolla. Vampire-simulointiohjelmisto ottaa kiertoluisuman huomioon osittain, vaikka se ei sisälläkään eksplisiittistä kiertoluisumatermiä. Lateraalien energiahäviön laskennassa kuitenkin huomioidaan lateraalit voimat, jotka syntyvä kiertymisilmiöistä (Burstow 2004).

$$T\gamma = T_x\gamma_x + T_y\gamma_y \quad (2.14)$$

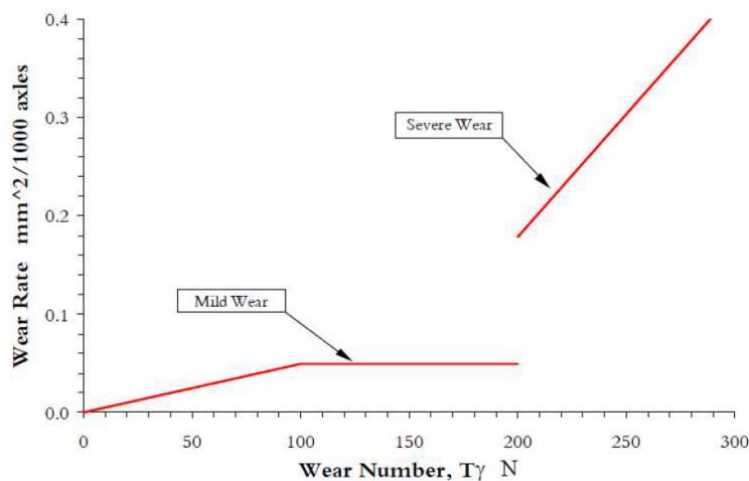
$T\gamma$  voidaan käyttää kulumisluvun laskemiseen kaavan 2.15 mukaisesti. Yhtälö huomioi kiskon pinta-alan, jolle energia on siirtynyt (Innotrack 2009). Energiafunktio ja kulumisluku ovat siis vertailukelpoiset, jos kontaktipinta-ala pysyy vakiona.

$$W_n = \frac{1}{A} (T\gamma) \quad (2.15)$$

missä A on kontaktipinta-ala. Kaavaan on myös ehdotettu yhdistettäväksi kitka-kerrointa yhtälön 2.16 mukaisesti (Iwnicki et al. 2005).

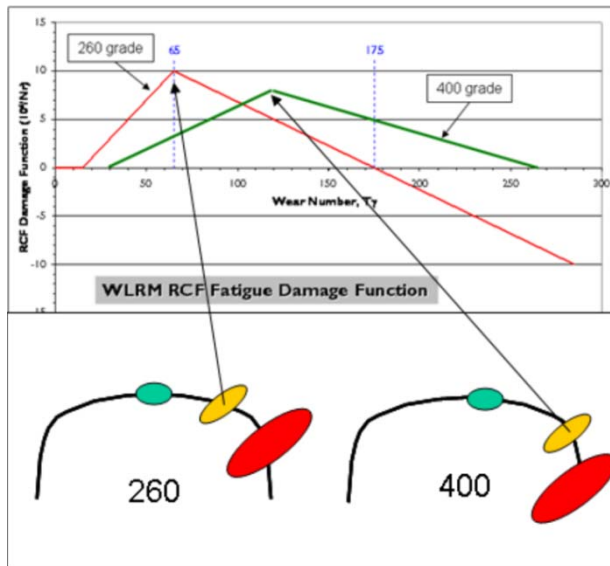
$$W_n = \frac{1}{A} \frac{\mu}{0,6} (T\gamma) \quad (2.16)$$

Kulumisluku kuvastaa kulumisnopeutta, ja sen yksikkönä käytetään usein kulunutta tilavuutta per akseli. Kuvassa 2.21 on esitetty tyypillinen kulumisluvun ja kulumisnopeuden suhdetta kuvastava käyrä. Vähäisen kulumisen alue on epälineaarinen ja vakavan kulumisen alue lineaarinen, ja kahden kulumisalueen välillä on epäjatkuvuuskohta.



Kuva 2.21 Tyypillinen kuvaaja kulumisluvun ja kulumisnopeuden yhteydestä (Burstow et al. 2003).

Yleisesti ottaen kulumisluku kasvaa kontaktikohdan siirtyessä kiskon kulkupinnalta kulkureunalle. Koska RCF syntyy vain keskisuurilla kulumisluvun arvoilla, sen todennäköisin syntymisalue on kiskon kulkureunan pyörityksessä. Tämä kuitenkin riippuu kiskon teräslaadusta, sillä eri teräslaaduilla on kuvassa 2.22 esitetyn mukaisesti erilaiset vauriofunktiot. Kuvasta käy ilmi, että kovemman teräslaadun kiskon RCF ja kulumisalueet ovat alempana kulkureunalla kuin pehmeämmän teräslaadun. Tämä puoltaa esimerkiksi kovempien teräslaatuja käyttäviä ulkokaarteissa, joissa pyöräkiskokontakti tapahtuu yleensä lähellä kiskon kulkureunan pyöritystä. Täten kontakti ei ole kovemmalla kiskolaadulla kiskoa kuluttavalla alueella.



Kuva 2.22 Eri kiskolaatujen kuluvimmat ja väsyvimmät alueet. Vihreällä alueella  $T_y$  on pieni ja vaurioita ei synny. Keltaisella alueella tapahtuu vierintäväsymistä ja punaisella alueella kulumista. (The Wheel/Rail Interface 2013)

Jos tunnetaan kaluston pyörä-kisko-kontaktin sijainti kiskon profiililla, voidaan kiskon kovuus valita siten, että kulumisluku  $T_y$  on sopivalla alueella kyseisessä kiskon kontaktikohdassa. Sopiva kulumisluku ei ole liian pieni, jolloin vierintäväsyminen ei pääse kulumaan pois. Toisaalta se ei saa olla liian suuri, jolloin kuluminen on suurta. Kolmella erivärisellä kontaktipisteellä kuvastetaan kontaktialueen muotoa ja kokoa (kuva 2.22).

## 2.2 Rataan kohdistettavien keinojen vaikutus kiskorasitukseen

Seuraavissa kappaleissa käsitellään rataa kohdistettavien keinojen vaikutuksia kiskorasitukseen. Rasitukset syntyvät pyörä-kisko-kontaktissa esiintyvien liukumien ja liukuvoimien johdosta. Siksi aluksi käsitellään lyhyesti kyseisiä ilmiöitä.

Liukuvoimat ovat tarpeellisia junakaluston ohjautumisen varmistamiseksi. Pyöräkertaa ohjaavat liukuvoimat kehittyvät pyörän ja kiskon välille luisuman seurauksena (Hakulinen et al. 2011). Luisuma määritellään osittaisluiston ja pyöräkerran kulkunopeuden osamääränä. Osittaisluisto määritellään pyörän ja kiskon välisenä suhteellisenä nopeutena, ja saa arvon 0 puhtaan vierimisen tapauksessa.

Liukuvoimat pyrkivät kääntämään ja siirtämään pyöräkertaa, mutta myös aiheuttavat kulumista ja vierintäväsymistä. Liukuvoimat ovat täten oleellisia ohjautuvuuden kannalta. Myös haitallisia liukuvoimia esiintyy esim. huonosti toimivien telien, kaarteiden, epätäydellisen geometrian, jarrutuksien tai kiihdytyksien seurauksena, mutta seuraavassa pyritään kuvaamaan niitä liukuvoimia, jotka ovat tarpeellisia ohjautuvuuden kannalta.

Pitkittäissuuntaiset liukuvoimat kehittyvät pyörien vierintäsäde-erosta, kun pyöräkerta on poikkeutettu tasapainoasemastaan. Ne aiheuttavat pyöräkertaan ohjausmomentin, joka pyrkii kiertämään pyöräkertaa kohti raiteen keskilinjaa aiheuttaen kohtauskulman raiteen suuntaan nähden (Iwnicki 2003, Wickens 2003). Kiertyneellä pyöräkerralla on kohtauskulma radan kanssa. Tämä kohtauskulma synnyttää sivusuuntaista luisumaa, joka ei sinällään edesauta ohjauksessa, vaikka on tarpeen pitkittäissuuntaisten liukuvoimien synnyttämiseksi.

Kun pyöräkerta palaa kohti keskilinjaa ja ylittää sen, poikittaisuuntainen liukuvoima siirtää pyöräkertaa edelleen pois tasapainoasemastaan, näin jälleen synnyttäen pitkittäissuuntaiset liukuvoimat. Kontaktin ollessa kiskon kulkureunan pyörityksessä / pyörän laipalla, on myös kiertoluisuma suurin. Kiertoluisumassa pinnat kiertyvät toistensa suhteen, ja ilmiö on haitallinen pyörä-kisko-kontaktin pintojen kestävyydelle, vaikka poikittaisuuntainen ja radan suuntainen luisuma ovat suuremmassa vastuussa kulumisesta ja väsymisestä.

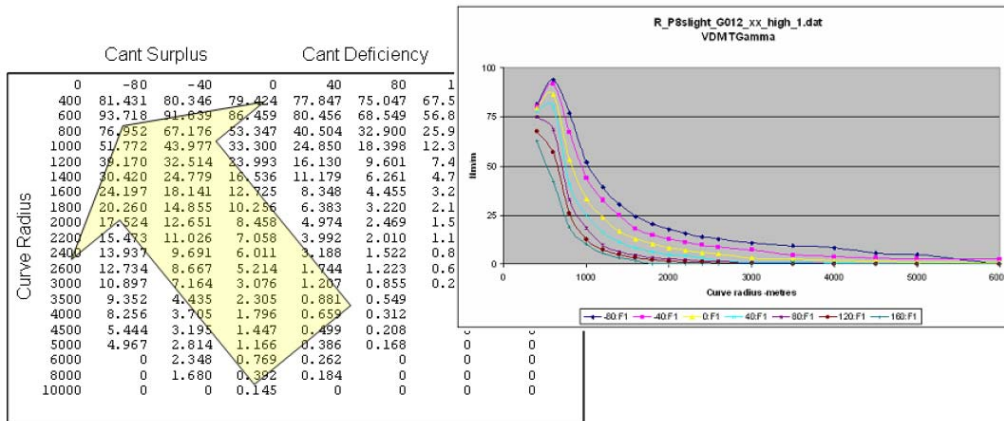
### 2.2.1 Raiteen kallistus

Radan kaarteet pyritään mitoittamaan suurille vakiokaarresäteille, mutta aina tämä ei ole mahdollista. Kaarresäteen pienentyessä raidetta kallistetaan enemmän matkustajien mukavuuden ja tasaisen radan vaakakuorman saavuttamiseksi. Kallistus toteutetaan nostamalla ulkokiskoa. Ihanteellinen kallistus olisi tasapainokallistus todelliselle junanopeudelle (RATO 2 2010) poikittaisten voimien vähentämiseksi. Yleensä kuitenkin käytetään raiteen tasapainokallistusta loivempaa normaalkallistusta kaarteiden mitoitusnopeudelle. Koska kaarteissa kulkee kuitenkin junia eri nopeuksilla, on raiteen kallistus määriteltävä kompromissina koko liikenteen tarpeiden mukaan. Tasapainokallistus pyritään määrittämään junapainoilla painotetulle junien keskinopeudelle, jonka jälkeen varmistetaan, että kallistuksen vajoaus ei ylitä maksimiarvoa nopeimmilla junilla ja että liikakallistus ei ole liian suuri hitaille junille.

Kallistuvakoriset junat, kuten Pendolinot, voivat ajaa kaarteisiin suuremmalla nopeudella kuin mitä raiteen kallistus sallii. Korin kallistumisella pystytään nimittäin vähentämään matkustajien tuntemaa epämukavuutta. Radan kokemiin voimiin kallistuvalla korilla on kuitenkin päinvastainen vaikutus, sillä menetelmä kasvattaa radan kokemia rasituksia (Esveld 2001).

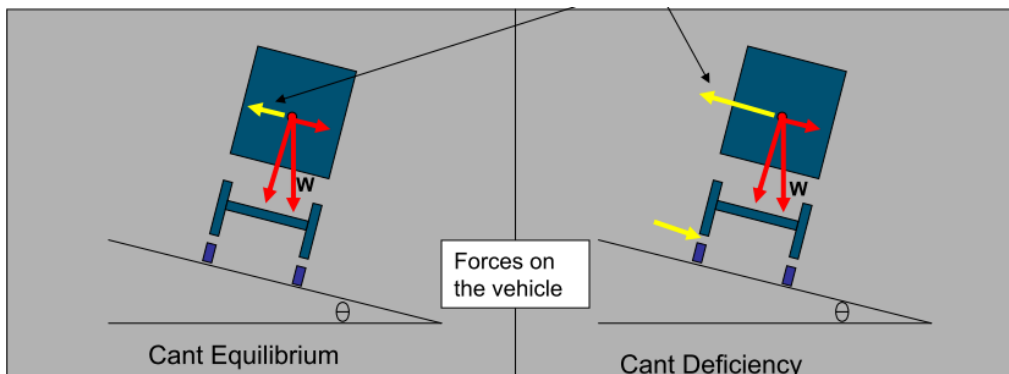
### Kallistuksen vajoaus

Track-Ex on helppokäyttöinen työkalu kiskojen vierintäväsymisen ja kulumisen ennustamiseen sekä kiskonhionnan tarpeen selvittämiseen (Dembosky 2012). Ensimmäinen versio Track-Ex -ohjelmasta kehitettiin Britanniassa vuonna 2005. Ohjelman synnyttämät vauriomatriisit erilaisille kalustoille antoivat ymmärtää, että kallistuksen vajoaus kaarteissa vähensi kiskorasituksia. Ennen sitä Britannian rautatie-teollisuudessa oli ollut tietoa suuren kallistuksen vajauksen hyödyistä, koska vanhempien radansuunnitteluoppaiden mukaan se auttoi telejä ohjautumaan. Rata-insinöörit olivat huomanneet, että vähentämällä kallistusta kiskojen vaurioituminen näytti vähenevän, kuva 2.23. (Dembosky 2012)



Kuva 2.23 *Track-Ex ohjelman kalustokohtaiset vauriomatriisit osoittavat, että liikkallisuus on hyvin haitallista kiskoille. Taulukosta havaitaan Ty-arvon laskevan kallistuksen vajuuksella. (Greenwood 2010, Dembosky 2012)*

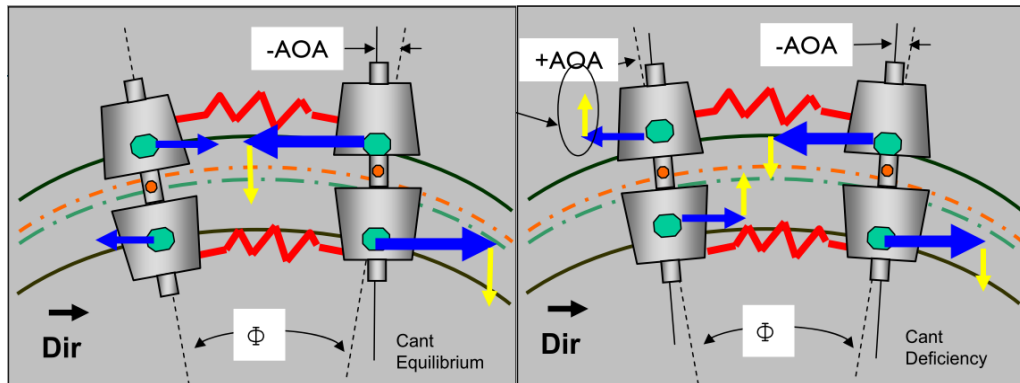
Koska pyörän kohtauskulmalla rataan nähden on suuri merkitys kiskon kulumiselle, raiteen kallistuksen vajuusta voidaan käyttää oikaisemaan teliä kaarteissa vähentäen kohtauskulmaa (kuva 2.25). Tämä nostaa lateraalivoimia pyörä-kisko-kontaktissa, mutta simulaatioiden ja mittausten mukaan kuluminen ja vierintäväsyminen vähenevät kaluston kohtauskulman pienentyessä rataan nähden (kuva 2.24) (Mak 2012).



Kuva 2.24 *Kallistuksen vajuus lisää pyörä-kisko-kontaktin lateraalivoimia (Mak 2012).*

Lateraalivoimien nousun johdosta kallistuksen vajuusta käytettäessä täytyy kuitenkin varmistaa ratarakenteen kestävyys poikittaissuunnassa sekä ottaa huomioon riski junan suistumiselle.

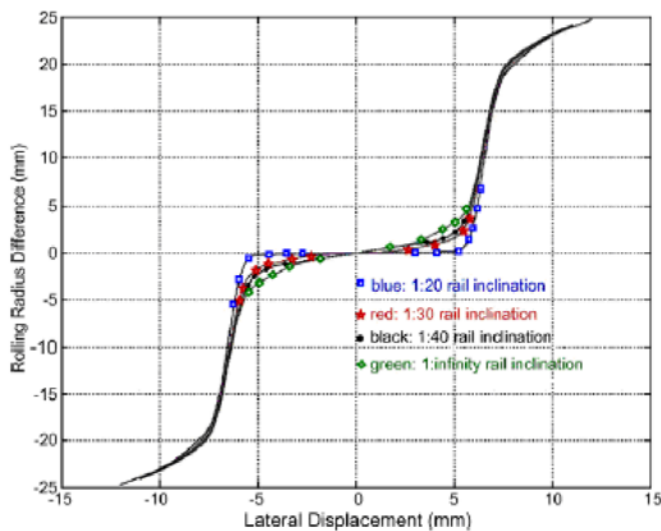




Kuva 2.25 Kallistuksen vajuus pienentää pyörän kohtauskulmaa radan suhteen aiheuttamalla telin taimmaiseen pyöräkertaan lateraalien voiman ulko-kaarteeseen päin (Mak 2012).

### 2.2.2 Kiskon kallistus

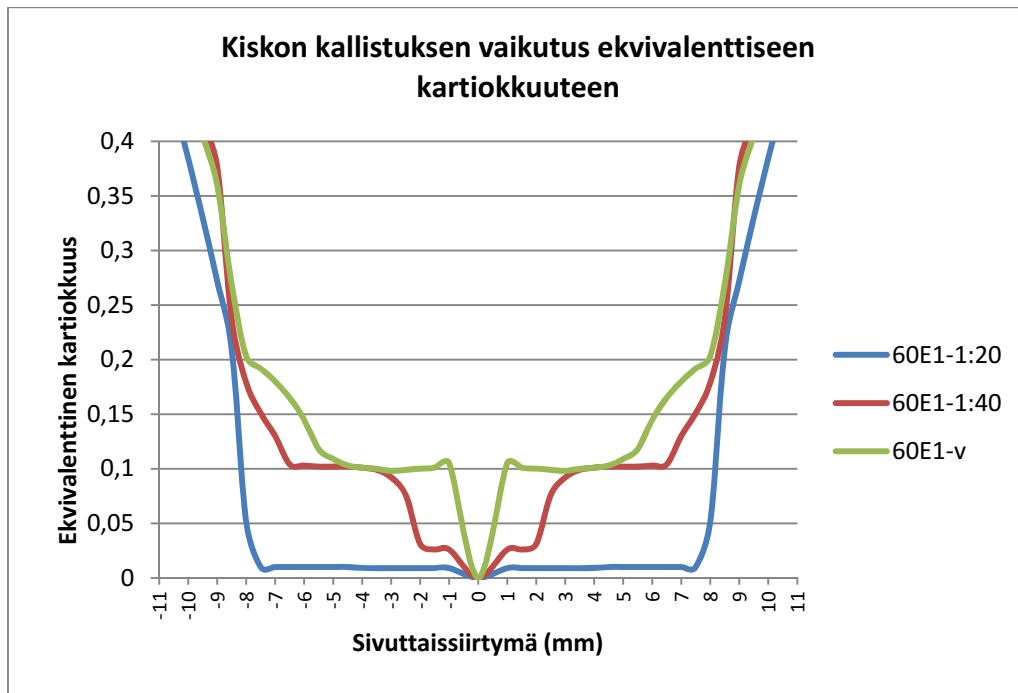
RATO 2:n mukaan Suomessa käytetty kiskon kallistus on 60E1 ja 54E1 kiskoille 1:40 ja muille kiskoille 1:20. Nykyisellään rataverkon kiskoista noin 80 % on 60E1 tai 54E1 kiskoja. Kiskon kallistuksella on merkittävä vaikutus pyörä- ja kiskoprofiilin kehittämään kulkumatkaeroon (Jahed et al. 2008). Kuvassa 2.26 esitetään Suomessa käytössä olevan, RATO 21:ssä määritellyn UIC S1002 -pyöräprofiilin ja nykyisen 60E1-kiskoprofiilin kehittämää kulkumatkaeroa erilaisilla kiskokaltevuuksilla. Kuvan 2.26 mukaan UIC S1002 -pyöräprofiili menettää kykynsä ohjautua kaarteissa ilman laippakosketusta, mikäli 60E1 -kiskon kallistus on 1:20. Kuvasta voidaan päätellä, että mitä kallistetumpi kisko on, sitä pienemmän kulkumatkaeron pyörä- ja kiskoprofiili kykenee kehittämään.



Kuva 2.26 Kiskon kallistuksen vaikutus sivuttaissiirtymän kehittämään kulkumatkaeroon (Jahed et al. 2008).

Toisaalta joidenkin simulaatiotuloksien mukaan kiskon kallistus parantaa kaarrominimuksia vähentäen vaadittavaa sivuttaissiirtymää kaarteissa, säilyttäen silti kaluston stabiilin kulun (Bettaieb 2008). Kallistuksen on myös sanottu kasvattavan pyörän kohtauskulmaa radan suhteen kaarteissa, joka puolestaan saattaa lisätä kiskorasituksia.

Eriävien näkemysten johdosta asiaa tarkasteltiin simulaatiolla, jossa käytettiin Suomessa käytössä olevaa S1002-pyöräprofiilia ja 60E1-kiskoprofiilia kolmella eri kallistuksella. Tulokset on esitetty kuvassa 2.27. Tulosten mukaan kartiokkuus pääsääntöisesti kasvaa mitä pystysuoremmassa kisko on, mutta hyvin suurilla sivuttaissiirtymän arvoilla kallistetut kiskot voivat saada suurempia kartiokkuuden arvoja kuin suorassa olevat kiskot. Tämä saattaa olla syynä Bettaieb (2008) saamiin ristiriitaisiin simulaatiotuloksiin kiskon kallistuksen vaikutuksesta. Toinen syy saattaa olla tutkimuksessa käytetyt hyvin suuret kallistuksen arvot, jopa 1:4.



Kuva 2.27 Kiskon kallistuksen vaikutus kartiokkuuteen kallistuksilla 1:20, 1:40 ja vertikaali.

Kiskon kallistuksen tarkalla arvolla ei ole Schmid et al. (2010) mukaan suurta merkitystä. Osittain tämä johtuu siitä, että kiskojen kallistusta on hyvin vaikea saada tarkkaan tavoitearvoon, johtuen kiskonvalmistuksen ja asennuksen toleransseista. Jos kiskon kallistuksen tavoitearvo on 1:20, toleransseista johtuva todellinen arvo on välillä 1:40 ja 1:13. Tavoitearvon ollessa 1:40, todellinen kallistuksen arvo on 1:20 ja pystysuoran välillä (Schmid et al. 2010). Schmid et al. (2010) kertoo kartiokkuuden yleensä kasvavan, kun kiskon kallistusta vähennetään. Tämä johtuu siitä, että tällöin pyörä kulkee kulkureunan pyörityksellä; vaikutus on samanlainen kuin raidelevyyden kaventamisella.

Tietyissä tapauksissa voidaan kallistaa vain toista kiskoja. Tätä kutsutaan differentiaalikallostukseksi (Parsons et al. 2000). Tämä lisää pyörien kehittämää vierintäsäde-eroa, ja sillä on sama vaikutus kulkuominaisuuksiin kuin niin sanotuilla Anti Head Check (AHC) -profiileilla; saadaan aikaan myös erilasten kiskon kallistusten käytöllä kaarteissa. Tällä saadaan siis lisättyä vierintäsäde-eroa pyörien välille.

### 2.2.3 Kiskoprofiili

Kiskojen tehtävänä on kantaa pyöräkuorma ja jakaa se pölkyille, kestää kaluston aiheuttamat vertikaalit ja lateraalit kuormitukset, kestää kontaktijännitykset joita kalusto aiheuttaa, luoda hyvä geometrinen pyörä-kisko-kontakti, mahdollistaa kiskojen asennus, huolto ja vaihto sekä kestää lämpötilanvaihtelut ja sääolosuhteet (Schmid et al. 2010). Kiskoprofiililla voidaan vaikuttaa kontaktijännityksiin ja pyörä-kisko-kontaktin geometriaan, mutta pyöräprofiili on yhtä merkitsevässä asemassa.

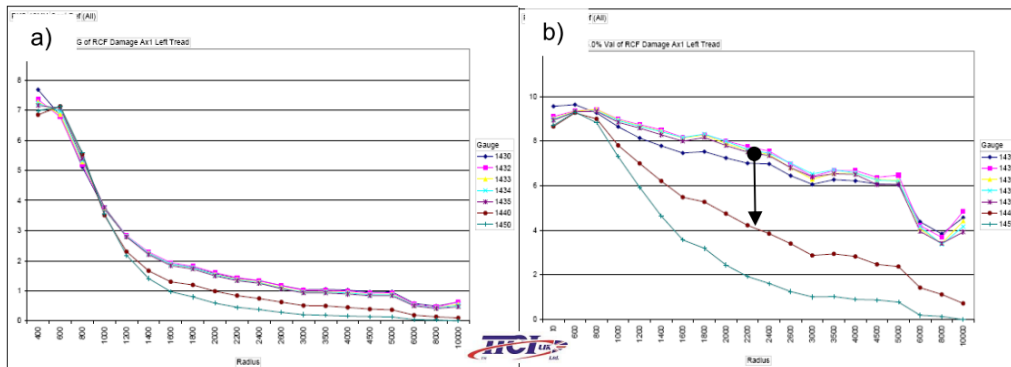
Kiskojen pystykuluminen lisää ekvivalenttista kartiokkuutta ja siten laskee kaluston kriittistä nopeutta (Schmid et al. 2010). DB Netz, Saksan rautateiden infrastruktuuri-virasto on kehittänyt 60E1-kiskosta paremmin kulutusta kestävä version 60E2, jossa kartiokkuus ei muutu yhtä voimakkaasti kulumisen funktiona. Profiili pystyy myös estämään tai hidastamaan väsymismurtumien kasvua ja vähentää kaluston epästabiilisuutta. Monissa muissa maissa on alettu myös käyttää 60E2-profiilia. Suomessa kiskoja hiottaessa voidaan käyttää profiilia 60E2, kun paikallinen nopeus on yli 160 km/h (Kiskonhionnan tekniset toimitusehdot 2001).

Vierintäväsymisongelman vähentämiseksi on myös kehitetty Anti Head Check -profiili (AHC). Profiili voidaan toteuttaa kiskonhionnalla, jolloin kustannukset ovat luokkaa 5 % kiskonvaihdosta (Lewis et al. 2009). Hionnan tarkoituksena on siirtää kontaktikohtaa kiskon kulkureunalta kiskon selälle, sillä head check tapahtuu 7–12 mm alueella kiskon sisäreunasta kiskon selkää kohti (Dollevoet 2010). Sama vaikutus kuin Anti Head Check -profiileilla saadaan aikaan myös erilaisten kiskon kallistusten käytöllä kaarteissa. Tällä saadaan siis lisättyä vierintäsäde-eroa keski-asehasta poikkeutetulle pyöräkerralle. Myös erilaisia epäsymmetrisiä (asymmetrisiä) kiskoprofiileja voidaan käyttää, jolloin kaarteiden eri kiskoihin valitaan keskenään erilaiset profiilit. Tavallisesti tämä tehdään kiskonhionnalla, jossa ulkokiskon kulkureunan pyörästystä ja sisäkiskon ulkoreunaa hiotaan kontaktikohdan siirtämiseksi ja kasvattamiseksi. Profiilia tärkeämpää on kuitenkin pyörä-kisko-kontakti kokonaisuutena, joten käytettävät kiskoprofiilit tulisi valita sen mukaan, millaisia pyöräprofiileja käytetään. Täten maista, joissa pyöräprofiilit eroavat UIC-standardeista, ei ole hyötyä siirtää kehitettyjä kiskoprofiileja maihin, joissa kaluston pyörät ovat UIC-standardin mukaisia.

### 2.2.4 Raideleveys ja sen levitys

Raideleveyden kasvattaminen kaarteissa vähentää ulkokiskojen sivukulumista (Povilaitiené et al. 2006, Plotkin et al. 1997, Nikiforov et al. 1995, Karpuschenko et al. 1996), mutta toisaalta yleensä vähentää ekvivalenttista kartiokkuutta (Schmid et al. 2010). Ekvivalenttisen kartiokkuuden väheneminen ei kuitenkaan ole välttämättä haitallista, sillä pyöräkerralla on tällöin enemmän tilaa siirtyä sivusuunnassa. Raideleveyttä voidaan RATO 2:n mukaan kasvattaa kaarteissa, joiden kaarresäde on alle 220 m. Raiteen levitys kaarteissa tehdään siirtämällä sisäpuolista kiskojonoa kaarteiden keskipisteeseen päin. Suurimmillaan raideleveys on alle 150 metrin kaarresäteen kaarteissa, joissa raideleveys on 1540 mm. Toisaalta kuvasta 3.4 kaarresäteen jakaumasta voidaan havaita, että rataverkolla ei esiinny juuri lainkaan alle 220 metrin kaarresäteen kaarteita. Siten rataverkolla ei pitäisi olla kaarteiden raideleveyden levityksiäkään.

Suomessa tilannetta monimutkaistaa kaluston erilaiset pyöräkerran leveydet itäisen yhdysliikenteen ja kotimaisen kaluston välillä. Tämän johdosta vaihteissa on jouduttu tekemään kompromisseja raideleveyden suhteen.



Kuva 2.28 Kvasistaattinen ja dynaaminen Ty eri kaarresäteillä ja raideleveyksillä. Nuolen osoittamassa kohdassa nähdään raju pudotus kiskon vaurioitumisindeksissä, kun raideleveyttä kasvatetaan (Burstow et al. 2008).

Simulaatioiden mukaan raideleveyden kasvattaminen vähentää dynaamista Ty-arvoa merkittävästi loivemmissa kaarteissa (kuva 2.28). Jyrkissä kaarteissa, joissa kaarresäde on alle 800 m, siitä ei ole merkittävää apua (Burstow et al. 2008, Dembosky et al. 2011). Ty-arvon dynaaminen osuus pienenee merkittävästi, mutta kvasistaattinen Ty ei juuri muutu. Tämän johdosta ilmiö ei ole havaittavissa yksinkertaisella päättelyllä, vaan sen havainnointiin vaaditaan dynamiikkaohjelmistoa. Tämän johdosta Suomen säädökset raideleveyden kasvattamisesta vain äärimmäisen jyrkissä kaarteissa eivät tunnu mielekkäiltä. Dynaaminen Ty kuvastaa dynaamisesta käyttäytymisestä johtuvaa rasitusta.

## 2.2.5 Radan jäykkyys

Radan jäykkyys kuvaa radan kykyä vastustaa muodonmuutoksia. Ratatekniikassa jäykkyys jaetaan yleensä pystysuuntaiseen, poikittaissuuntaiseen ja pituus-suuntaiseen jäykkyyteen. Radan pystysuuntainen jäykkyys muodostuu radan yksittäisten rakenneosien jäykkyyksistä, kun taas poikittainen jäykkyys liittyy enemmänkin pölkkyjen kiinnittymiseen radan tukikerrokseen. Radan riittävä poikittainen jäykkyys on tärkeää esimerkiksi jatkuvakiskoraiteen kaarteissa, joissa lämpöjännitykset ja kaluston aiheuttamat dynaamiset voimat voivat olla suuria poikittaissuunnassa. Lisäksi suoralla radalla kaluston hunting-liike aiheuttaa suuria poikittaissuuntaisia voimia (Vickers 1992). Pituussuuntainen jäykkyys kuvaa pölkkyjen ja tukikerroksen välistä jäykkyyttä, mutta kiskon kiinnityksillä on siinä myös merkittävä osuus. Jäykkyydellä kuvataan elastisella alueella tapahtuvia muodonmuutoksia, eikä oteta kantaa pysyvien muodonmuutosten syntymiseen. Radan kokonaisjäykkyys vaikuttaa ratakomponenttien kokemiin rasituksiin. Jos radan pystysuuntainen jäykkyys on korkea, muodonmuutokset ovat pieniä. Toisaalta tällöin pyörä-kisko- ja pölkky-sepeli-kontaktissa vaikuttavat voimat ovat suurempia, joka voi aiheuttaa ratakomponenttien väsymistä ja kulumista. Alhainen pystysuuntainen jäykkyys lisää ratakomponenttien muodonmuutoksia, mutta vähentää pyörä-kisko-kontaktissa esiintyviä voimia (Berggren 2009). Jäykkyydelle voidaan määrittää optimiarvo tai -alue, jolla radan toiminta on optimoitu rasitusten kannalta (Peltokangas et al. 2013).

Radan pituussuunnassa vaihteleva pystysuuntainen kokonaisjäykkyys on ongelmallista epäjatkuvuuskohdissa syntyvien iskukuormien johdosta. Tällainen tilanne toteutuu usein esimerkiksi siltojen, tasoristeysten, kiskonjatkosten ja vaihteiden ympäristössä. Tämä nopeuttaa varsinkin päällysrakenteiden vaurioitumista (Banimahd et al. 2012, Peltokangas et al. 2013). Pölkkyt voivat dynaamisten kuormien ja tukikerroksen vajoamisen takia myös menettää kontaktin tukikerrokseen epäjatkuvuuskohdissa (Thompson, Woodward 2004). Lisäksi jäykkyysero saattaa aiheuttaa junalle värähtelyherätteen, jolloin paikallisen jäykkyyseron vaikutukset ulottuvat myös etäämmälle jäykkyyden epäjatkuvuuskohdasta (Peltokangas et al. 2013). Jäykkyyden muutoskohdissa esiintyvät kuormitukset hienontavat raidesepeäliä, ja voivat johtaa pölkkyjen alle kehittyvien tyhjätilojen syntyyn. Hienontunut raidesepeäli pahimmillaan johtaa veden kerääntymiseen tyhjätilaan, ja toistuvan kuormituksen alla tapahtuvaan raidesepeälin pumppausilmiöön. Tällöin tyhjätilassa olevan veden huokosvedenpaine aiheuttaa hiovan massan toistuvan liikkeen, joka lisää raidesepeälin hienonemista (Nurmikolu 2004).

Radan jäykkyyden muutokset ovat ongelmallisia, ja niitä voidaan yrittää tasata esimerkiksi käyttämällä pohjaimia ja/tai aluslevyjä (Dahlberg 2010). Tällöin luonnollisesti radan jäykkyys myös vähenee, sillä lisäämällä rataa päällekkäisiä kerroksia, ne kaikki vaikuttavat kokonaisjäykkyyteen laskevasti. Radan jäykkyys kasvaa Suomessa talvella merkittävästi johtuen joustavien elementtien, kuten aluslevyjen joustavuuden vähenemisestä kylmissä lämpötiloissa, sekä mahdollisen kosteuden jääytymisestä esimerkiksi pohjamaassa.

### 2.2.6 Radan vaimennus

Kiskokaluston mallinnus- ja simulointiohjelmistojen tulosten luotettavuus riippuu pitkälti oikeiden rataparametrien, kuten jäykkyyden ja vaimennuksen, valinnasta (Singh et al. 2004). Jäykkyys vaikuttaa värähtelyilmiöissä ensisijaisesti taajuuteen kun taas vaimennus vaikuttaa värähtelyn jatkuvuuteen. Ratamaailmassa käytetään termejä staattinen jäykkyys ja dynaaminen jäykkyys. Nimi dynaaminen jäykkyys kuvaa nopeusriippuvuutta; vaimentava elementti ei ehdi esimerkiksi puristua nopean kuormituksen aikana. Vaimennus on usein myös hyvin lämpötilariippuvaista. Rakenteen vaimennus on kuitenkin sen säätelevistä tekijöistä tärkeimpiä. Vaimennuksen analysointia ja mittausta varten käytetään erilaisia vaimennusmalleja. Nämä eivät kuitenkaan kuvaa välttämättä todellista fysikaalista energian häviämisen mekanisme. Malleja ovat:

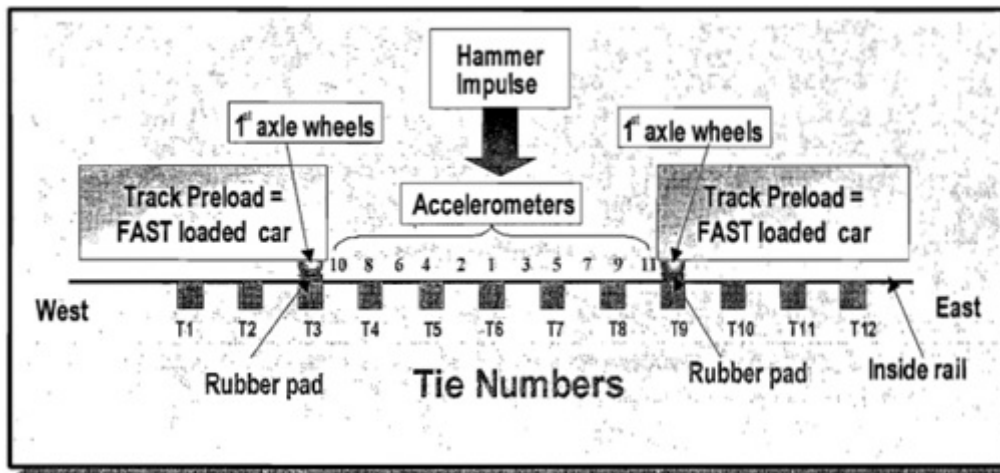
- viskoottinen vaimennus (vaimennusvoima verrannollinen nopeuteen)
- hystereettinen vaimennus (vaimennusvoima verrannollinen siirtymään)
- Coulombin vaimennus (vaimennusvoima on vakio).

Eri osissa rataa vaikuttaa erilaisia vaimentavia tekijöitä. Vaimennusta voidaan lisätä radan eri osiin. TTCI on kehittänyt kolme konseptia optimaalisen radan vaimennuksen saavuttamiseksi (Singh et al. 2004). Nämä ovat:

- Aluslevyn suunnittelu. Aluslevylle voidaan valita valmistusvaiheessa haluttu vaimennus.
- Muokatut kiskonkiinnitykset. Kiskonkiinnitykseen itsessään voidaan kehittää sisäistä vaimennusta.
- Muokatut ratapenkereet. Pohjamaahan voidaan myös lisätä vaimennusta.

Suomessa on havaittu puupölkkyraiteiden painumien palautumisen olevan hitaampaa kuin betonipölkkyraiteilla (Raidejaosto 1970). Saman lähteen mukaan puupölkyn ominaisuudet dynaamisen kuormituksen alaisena ovat paremmat kuin betonipölkyn. Hidas palautuminen kertoo puupölkyn vaimentavista ominaisuuksista.

Risteysten alla vaimennuksen lisääminen tai optimointi vähentää pyörä-kisko-kontaktista aiheutuvien korkeataajuisien herätteiden aiheuttamia vaurioita (Singh et al. 2004). Tulosten perusteella tyypillisen sepeliradan vaimennus on vain 1/6 optimista. Risteyksen vaimennuksen optimoinnilla saavutetaan 20 % alemmat maksimivoimat. Pohjamaan vahvistusmenetelmät voivat myös lisätä vaimennusta. Optimaalinen vaimennus on likipitään sama laajalle alueelle radan jäykkyysiksi (Singh et al. 2004).



Kuva 2.29 Radan vaimennuksen ja jäykkyyden mittaamiseen iskuvasaramittaus on paras menetelmä (Singh et al. 2004).

Suoraa menetelmää dynaamisen jäykkyyden tai vaimennuksen mittaamiseen ei ole. Taajuusvastefunktion tietty tapaus, reseptanssi, on dynaamisen jäykkyyden käänteisluku, joka on myös taajuuden funktio. Taajuusvastefunktiota kutsutaan reseptanssiksi, kun siinä määritetään sisäänmenovoiman ja ulostulokihtyvyyden välistä taajuusvastefunktiota. Dynaaminen jäykkyys on tarkkaan ottaen sisäänmenovoiman ja ulostulosiirtymän välisen taajuusvastefunktion käänteisluku (Schwarz et al. 1999). Tällainen taajuusvastefunktio voidaan määrittää esimerkiksi iskuvasaramittauksella, jossa iskuvasaran iskuvoimaa ja sen synnyttämän herätteen aiheuttamia siirtymiä mitataan samanaikaisesti. Kuvassa 2.29 esitetään, miten radan taajuusvastefunktio mitataan. Radan esikuormitus täytyy toteuttaa esimerkiksi keskimääräisellä kalustoyksiköllä ennen mittausta. Rata anturoidaan kiihtyvyyssantureilla pysty- ja/tai vaakasuuntaan esimerkiksi pölkkyjen kohdalta ja välistä, sekä mahdollisesti myös kiskonkiinnitykset anturoidaan. Lisää radan vasteen mittaamisesta voi lukea lähteestä Singh et al. (2004).

### 2.2.7 Voitelu

Kiskojen ja pyörien kulumista pyritään vähentämään voitelemalla niiden kontaktipintoja. Voiteluun voidaan käyttää rataan kiinnitettyjä kiinteitä voitelulaitteita, erillisiä voiteluajoneuvoja tai kalustoon kiinnitettyjä, mukana kulkevia voitelulaitteita. Yleisenä suuntauksena on siirtyminen radanvarsilaitteista kalustoon kytkettäviin laitteisiin, ja näin kulujen siirtäminen radanpitäjältä liikennöitsijälle (Tomeoka et al.

2002, Suda et al. 2005, Lewis et al. 2009). Toisaalta esimerkiksi Ruotsissa Malmbanan-radalla käytetään edelleen kiinteitä voitelulaitteita kaikissa alle 600 metrin kaarresäteen kaarteissa. Kiinteät laitteet vaativat paljon huoltoa ja talveksi ne täytyy poistaa aurasikaluston tieltä. Yleisiä ongelmia ovat tukkiutuminen ja jäätyminen (Larsson-Kråik 2009).

Koska eri maissa on hyvin erilaisia käsityksiä voitelusta, niitä käydään tässä joidenkin asiaa tutkineiden maiden osalta läpi. Käsitykset vaihtelevat esimerkiksi siitä, kannattaako voitelua tehdä suoralla vai kaarteissa sekä siitä, voidellaanko ulko- vai sisäkiskoa. RATO 11 (2002) mukaan kiskon voitelulaitteiden tehtävänä on estää kaarteiden ulkokiskon kulkureunan ja pyörän laipan kulumista. Voitelulaitteita voidaan käyttää kaarteissa, joissa havaitaan voimakasta ulkokiskon kulumista ja joissa käytettävät nopeudet ovat suhteellisen pieniä. Kiskon voitelulaite sijoitetaan siirtymäkaaren alueelle joko kaarteiden molempiin päihin tai pääliikennesuunnan mukaan kaarteiden alkuun (RATO 11 2002). Junien kulkudynamiikka on suunniteltu siten, että pyörän laippa olisi kosketuksessa kiskoon vain vaihteissa ja jyrkissä kaarteissa, joten voitelua tarvitaan nimenomaan näille alueille ja vain ulkokiskolle (Piironen 2010).

Australiassa ja Yhdysvalloissa pyörä-kisko-kontaktin voiteluun suhtaudutaan hieman samaan tapaan kuin Suomessa. Australialaisen näkemyksen mukaan kiskonvoitelua tulisi käyttää vain kaarteiden ulkokiskoissa ja ainoastaan laippakontaktin syntyessä (Marich 2009). Yhdysvalloissa voitelua käytetään myös ulkokiskoissa, mutta myös suoralla rataosuudella sen energiaa säästävän vaikutuksen vuoksi. Kaarteissa ja suoralla voitelu vähentää energiankulutusta 50%. Lisäksi nopeus, jossa kiertoheilautelu (hunting) alkaa, kasvaa voitelun seurauksena (Toma et al. 2002). Yhdysvaltalaisen käsityksen mukaan vain toisen kiskon (ulkokiskon) voitelu voi olla haitallista, sillä suuret kitkakertoimen erot kasvattavat kohtauskulmaa radan kanssa.

Japanissa voitelua käytetään kaarteiden sisäkiskoissa vähentämään sisäkiskon aallonmuodostusta, pyörien kulkureunan pystysuoraa kulumista, kiskon kulkureunan kulumista ja pyörien kirskuntaa (Ishida 2009). On ehdotettu, että sisäkiskon voitelu kaarteissa vähentäisi myös laipan nousun riskiä ja sitä kautta suistumisriskiä (Ishida et al. 2001). Japanissa on tehty yhdistettyjä mittauksia ja simuloitteja voitelun vaikutuksesta kitkakertoimiin ja voimiin pyörä-kisko-kontaktissa. Testiratana toimi 160 metrin kaarresäteen kaarre. Neljää eri vaihtoehtoa testattiin: ei voitelua, sisäkiskon kulkupinnan voitelu, ulkokiskon kulkureunan voitelu sekä yhdistetty voitelu kummallekin kiskolle. Lateraalit voimat pienenevät sisä- ja ulkokiskolla jopa 60 % voitelemalla sisäkiskon kulkupinta, kun taas muilla vaihtoehdoilla ei saatu suotuisia tuloksia (Ishida et al. 2006). Edes kummankin kiskon voitelu ei pienentänyt lateraaleja voimia verrattuna voitelemattomaan tilanteeseen. Voitelemattoman tilanteen kitkakertoimet siirtyivät arvosta 0,5 arvoihin 0,2 ja 0,6 sisä- ja ulkokiskoille, kun sisäkisko voideltiin. Voiteluaineena käytettiin Japanissa yleisesti radanvarsi-voitelupisteissä käytettävää voiteluainetta. Japanissa on myös tutkittu vain toisen kiskon voitelun vaikutusta jarrutusmatkaan (Ishida 2009). Tutkimuksen mukaan toisen kiskon voitelulla ei ole merkittävää vaikutusta jarrutusmatkaan. Myös junan aiheuttama melu laski noin 10 dB sisäkiskon voitelulla kaarteissa.

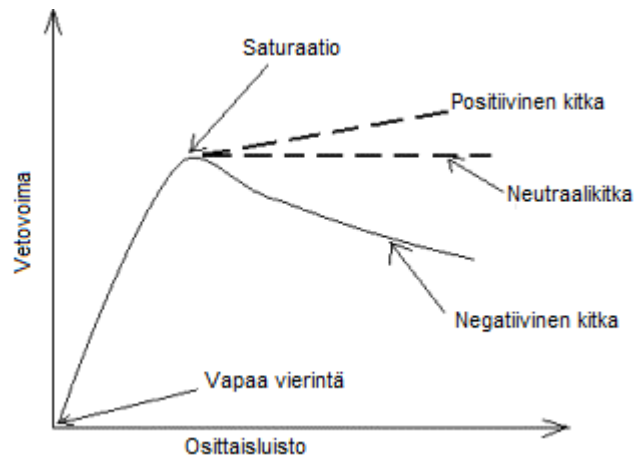
Voitelun aiheuttamat ongelmat liittyvät ympärilyöntien lisääntyneeseen mahdollisuuteen, väsymisen lisääntymiseen kiskoissa ja pyörissä (väsyminen lisääntyy kun kulumisen vähenee), heikentyneeseen ohjautuvuuteen kaarteissa (ohjausvoimat eivät pääse kehittymään) sekä kiskojen likaantumiseen voiteluaineen kerätessä pölyä ja likaa (Marich 2009, Ishida 2009). Voitelu liitetään myös suistumisriskiin (Chattopadhyay et al. 2011), mutta myös käänteisesti, ulkokiskon voitelun katsotaan vähentävän suistumisriskiä (Sarunac et al. 2007) ja toisaalta japanilaisen näkemyksen mukaisesti sisäkiskon voitelu vähentää suistumisriskiä (Ishida 2009). Voitelu ei yleensä pidennä hätäjarrutusmatkaa, sillä hätäjarrutukseen liittyy yleensä automaattinen kiskonhiekoitustoiminto (Lewis 2009). Voitelu kuitenkin kiihdyttää jo alkaneiden murtumien kasvua (Esveld 2001).

### 2.2.8 Kitkan hallinta

Pyörä-kisko-kontaktin liiallinen kitka kasvattaa leikkausvoimia ja siten kulumista. Toisaalta liian alhainen kitka voi saada pyörät liukumaan pyörimisen sijasta, joka myös heikentää ohjautuvuutta. Kitkaa siis tulisi alentaa kuivan pyörä-kisko-kontaktin arvosta, mutta myöskään liian alhainen arvo ei ole hyväksi. Standardin *SFS-EN 16028:2012 (Railway applications. Wheel/rail friction management. Lubricants for trainborne and trackside applications)* mukaan kitkanhallinnalla tarkoitetaan pyörän laipan tai kiskon kulkureunan pyöristykseen voitelua, ja toisaalta myös kitkan muutosta kiskon tai pyörän kulkukehällä. Toisen määritelmän mukaan kitkanhallinnan tehtävä on kolmiosainen: vähentää kitkaa pyörän laipan ja kiskon kulkureunan pyöristykseen välisessä kontaktissa, luoda keskimääräinen kitka pyörän kulkukehän ja kiskon kulkupinnan välisessä kontaktissa tavaravaunuille ja toisaalta kehittää suuri kitka pyörän kulkukehän ja kiskon kulkupinnan välisessä kontaktissa vetureille (IHHA 2001).

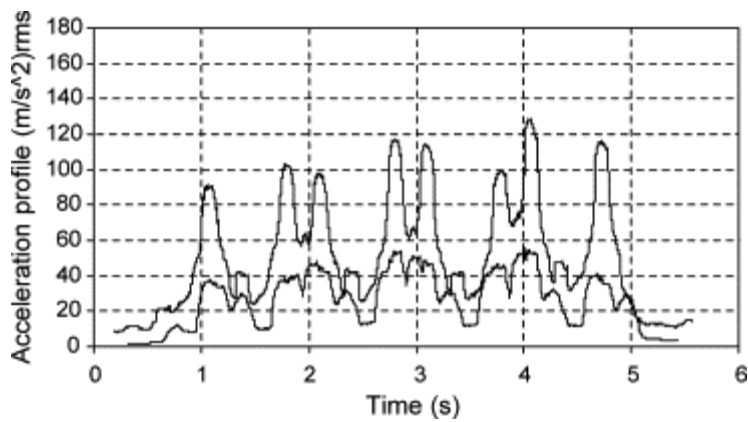
Markkinoilla on laaja tarjonta kitkanhallintaan tarkoitettuja tuotteita. Niiden tarkkaa sisältöä ei kuitenkaan yleensä kerrota. Kaikessa todellisessa vierintäkontaktissa esiintyy osittaisluistoa. Kitkanhallinnan päätavoite on luoda pyörä-kisko-kontaktille positiivinen kitka-osittaisluistokäyrä. Tällä tarkoitetaan sitä, että osittaisluiston kasvaessa kitkakertoimen tulisi myös kasvaa (Egana et al. 2005, Lewis et al. 2009). Asiaa on havainnollistettu kuvassa 2.30. Ilman kitkanhallintaa osittaisluiston saavuttaessa saturaatioarvon, kaluston maksimi vetovoima ei enää kasva, vaan laskee. Tämä muodostaa ongelman, sillä sama vetovoima tai kitkan arvo mahdollistaa kaksi eri osittaisluiston arvoa. Tilanne voi johtaa resonanssiin, jossa osittaisluisto värähtelee kahden eri arvon välillä. Ilmiö on havaittavissa korkeana äänenä, pyörän kirskuntana sekä kiskojen vaurioitumisena.





Kuva 2.30 Pyörä-kisko-kontaktin osittaisluistokäyriä kitkahallinnalla (positiivinen kitka) ja ilman (negatiivinen kitka)

On osoitettu, että kitkanhallinnan oikealla soveltamisella voidaan vähentää erittäin tehokkaasti kulumista ja korrugaatiota (Suda et al. 2005). Kiskosta mitatut pysty- ja poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet laskevat voimakkaasti kitkanhallinnan onnistuessa (Egana et al. 2005). Kuvassa 2.31 esitetään kaartein sisäkiskon värähtelykiihtyvyyden RMS-arvon muutosta kitkanhallinnalla ja ilman. Kuvasta voidaan havaita vertikaalin kiihtyvyyden pienentyvän 50–70 % kitkanhallinnalla.



Kuva 2.31 Sisäkiskon pystysuuntainen RMS-kiihtyvyys kitkanhallinnalla (alempi signaali) ja ilman. (Egana et al. 2005)

## 2.3 Kiskorasitusten synnyttämät erityiset ongelmat

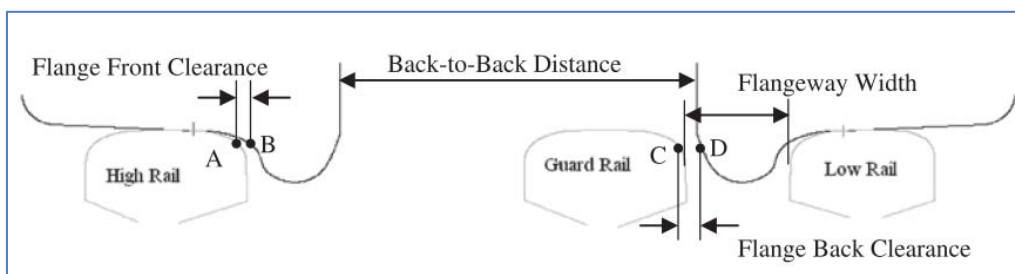
### 2.3.1 Ulkokiskon sivukuluminen pienisäteisissä kaarteissa

Sadeghi et al. (2006) tutkivat radan geometrian parametrien vaikutusta kiskojen kulumiseen kokeellisesti. Tutkimuksen mukaan ulkokiskon sivukulumista kaarteissa lisää raiteen liiakallistus ja liian leveä tai kapea raideleveys. Toisen näkemyksen mukaan leveämpi raideleveys vähentää ulkokiskon sivukulumista (Povilaitiené et al. 2006). Raideleveyden kasvattaminen vähentää  $T\gamma$ -arvoa, joka suoraan viittaa kulumisen vähenemiseen (Burstow et al. 2008, Dembosky et al. 2011). Sivukuluminen johtuu joidenkin näkemysten mukaan laippakontaktista, ja Suomessa sitä esiintyy eniten itärajalta, jossa kulkee paljon raskasta kalustoa (Piironen 2010). Toisten näkemysten mukaan pienisäteisen kaarteiden ulkokiskon sivukuluminen johtuu suurista sivuttaisvoimista ja luistosta (Kauppinen 2011). Sivukulumista voidaan myös mahdollisesti vähentää kallistuksen vajauksella, (ks. luku 2.2.1).

Kiskojen kulumista voidaan vähentää myös voitelulla tai kitkanhallinnalla (ks. luvut 2.2.7 ja 2.2.8). Kiskon kovuuden kasvattaminen myös vähentää kulumista, mutta saattaa lisätä vierintäväsymistä ja vähentää sitkeyttä, jolloin kiskon murtuminen on todennäköisempää (Kauppinen 2011). Pienisäteisten kaarteiden ulkokiskoissa väsyminen on kuitenkin harvinaista, ja Malmbanalla tehtyjen tutkimusten mukaan kovemman UIC 1100 -teräslaadun käyttöikä on kaarteissa pidempi kuin UIC 900A-teräslaadun (Nielsen et al. 1999). Tämä johtuu korostuneesta kulumisesta kaarteissa.

Epäsymmetristen kiskoprofiilien käytöllä voidaan vähentää ulkokiskon sivukulumista. Tämä voidaan tehdä kiskonhionnalla, jossa ulkokiskon kulkureunaa hiotaan kontaktikohdan siirtämiseksi ja kasvattamiseksi.

Suojakiskoja voidaan käyttää pienisäteisissä kaarteissa ulkokiskon sivukuluminen estämiseksi (Jenks 2007). Tällöin vastakiskon kaltainen suojakisko kiinnitetään sisäkaarteeseen puolelle (kuva 2.32). Suojakisko asennetaan siten, että pyöräkerralla on yhtä suuri välys ulkokiskolla A-B kuin suojakiskolla C-D. Suomessa, jossa käytetään kahden eri pyöräkerran leveyden kalustoa, voi suojakiskon käyttö olla haasteellisempaa, mutta toisaalta sama ongelma esiintyy jo nyt vaihteissa.



Kuva 2.32 Suojakiskon asentaminen kaarteeseen (Jenks 2007).

### 2.3.2 Sisäkiskon pystykuluminen pienisäteisissä kaarteissa

Sadeghi et al. (2006) tutkivat radan geometrian parametrien vaikutusta kiskojen kulumiseen kokeellisesti. Tutkimuksen mukaan sisäkiskon pystykulumista kaarteissa lisää raiteen liikakallistus ja kapea raideleveys. Liikakallistusta saattaa esiintyä yleisimmin esimerkiksi sekaliikenne radoilla, joilla liikkuu kalustoa eri nopeuksilla. Pienisäteisissä kaarteissa esiintyy eniten niin sanottua valelaippakontaktia erityisesti kasvatetulla raideleveydellä, mutta tämä ilmiö aiheuttaa lähinnä kiskon väsymistä (Kauppinen 2011).

Kiskon kulumisen kaarteissa määrittää suurelta osin pituus- ja sivusuuntaisen luiston suuruus ja pyörä-kisko-kontaktin kitkakerroin (Guidelines.. 2001). Näistä kitkakerroimeen voidaan vaikuttaa voitelulla ja kitkanhallinnalla. Luvussa 2.2.7 käsitellään sisäkiskon voitelua ja siitä saatuja positiivisia tuloksia

Epäsymmetristen kiskoprofiilien käytöllä voidaan vähentää sisäkiskon pystykulumista. Tämä voidaan tehdä kiskonhionnalla, jossa sisäkiskon ulkoreunaa hiotaan kontaktikohdan siirtämiseksi ja kasvattamiseksi.

### 2.3.3 Vierintäväsyminen suurisäteisissä kaarteissa

Vierintäväsymistä voi esiintyä kaarteiden ulko- tai sisäkiskossa. Ulkokiskon vierintäväsyminen syntyy telin ohjaavan pyöräkerran toimesta sillä toisen pyöräkerran ulompi pyörä ei yleensä kehitä riittävän suurta energiafunktiota Ty vierintäväsymisen synnyttämiseksi (Mak 2012). Sisäkiskon vierintäväsyminen puolestaan syntyy telin toisen pyöräkerran sisemmän pyörän toimesta (Burstow et al. 2008). Sisäkiskon vierintäväsymiselle tyypillinen kiskonpinnan lohkeilu johtuu ohjaavan ja toisen pyöräkerran yhteistoiminnasta, jossa toinen pyöräkerta aiheuttaa vierintäväsymistä ja ohjaava pyöräkerta irrottaa sälöjä väsyneestä pinnasta. Vierintäväsymiseen voi vaikuttaa pyörä- ja kiskoprofiileilla, raiteen kallistuksella, vähentämällä kaluston kiertojäykkyyttä sekä kaarresäteillä. Myös kiskonvoitelulla voidaan energiafunktiota Ty pienentää niin, ettei vierintäväsyminen synny nopeasti. Japanilaisten kokeilut sisäkiskon voitelusta ovat antaneet hyviä tuloksia ulkokiskon vaurionmuodostumisen ehkäisemiseksi (ks. luku 2.2.8).

### 2.3.4 Aallonmuodostus kaarteissa sisäkiskossa

Aallonmuodostus eli korrugaatio ilmenee suhteellisen säännöllisinä muodostelmina kiiltäviä korkeampia kohtia ja tummia matalampia kohtia kiskojen kulkupinnalla. Se nostaa kaluston aiheuttamia dynaamisia kuormia, rikkoo rata- ja kalustokomponentteja ja aiheuttaa melua. UIC:n määrelehdessä 712 (UIC Leaflet 712 2002) se on jaoteltu lyhyeen ja pitkään korrugaatioon. Lyhytaaltoisen korrugaation aallonpituus on 30–80 mm ja pitkäaaltoisen 80–300 mm. Ratahallintokeskuksen julkaisemassa kiskonhionnan teknisissä toimitusehdoissa (Kiskonhionnan tekniset toimitusehdot 2001) kiskon aaltoisuus jaetaan kolmeen aallonpituusalueeseen: rihlat (30–100 mm), lyhyet aallot (100–300 mm) ja pitkät aallot (300–1000 mm).

Korrugaation aallonpituus määräytyy värähtelevän systeemin ominaistaajuuden ja kaluston nopeuden mukaan seuraavasti (Grassie 2009):

$$L_{Corr} = v / f_s$$

jossa  $L_{Corr}$  on korrugaation aallonpituus,  $v$  on kaluston nopeus ja  $f_s$  on korrugaation aiheuttaman värähtelyn ominaistaajuus.

Seuraavassa esitellään erilaisia korrugaatiotyyppejä ja pohditaan, voisivatko ne aiheuttaa Suomen rataverkolla ilmennyttä aallonmuodostusta suurisäteisten kaarteiden sisäkiskoissa.

Korrugaatiolle on löydetty tutkimuksissa kuusi erilaista tyyppiä, jotka poikkeavat toisistaan syntymätavan, aallonpituuden, syntypaikan tai vauriomekanismin muodoissa (Grassie 2009). Näistä kahta tyyppiä ei esiinny kaarteiden sisäkiskoissa. Tyypit on esitetty taulukossa 2.1. Heavy haul-, light rail- ja muu P2-korrugaatio johtuvat P2-resonanssista, jossa vaunun jousittamaton massa ja rata värähtelevät esimerkiksi geometriavirheen herättämänä. Ero näiden kolmen välillä on vauriomekanismi.

Taulukko 2.1. Korrugaatiotyypit, niiden sijainnit, vauriomekanismit ja taajuusalueet.

Tyyppi	Syntymekanismi	Missä esiintyy	Vauriomekanismi	Taajuusalue (Hz)
Heavy haul	P2-resonanssi	Suoralla tai kaarteissa	Plastinen virtaus	50–100
Light rail	P2-resonanssi	Suoralla tai kaarteissa	Plastinen taipuminen	50–100
Muu P2-korrugaatio	P2-resonanssi	Suoralla tai kaarteiden ulkokiskossa	Kuluminen	50–100
Rutting	Vetoakselien 2.vääntövärähtelymuoto	Kaarteiden sisäkiskossa	Kuluminen	250–400
Pinned-pinned-resonanssi	Pinned-pinned-resonanssi	Suoralla tai kaarteiden ulkokiskossa	Kuluminen	400–1200
Trackform-specific	Trackform-specific	Suoralla tai kaarteissa	Kuluminen	-

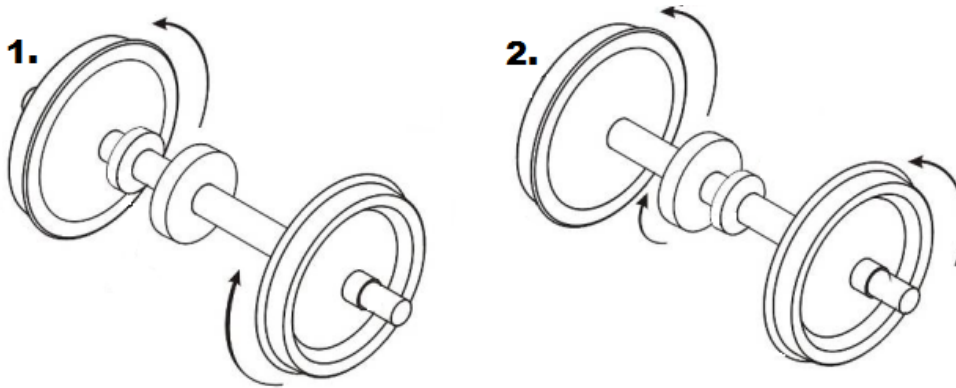
Heavy haul -korrugaatiota esiintyy radoilla, joilla pyöräkuormat ovat suuria (yli 15 tonnia) ja nopeudet matalia ja yhdenmukaisia. Korrugaatiotyyppi on tunnettu pisimpään ja sen tutkimus on tapahtunut lähinnä Australiassa (Mair 1977, Mair et al. 1984, Marich et al. 1986). Tutkimusten mukaan ilmiö on yleisin ulkokiskossa, mutta sitä voi esiintyä myös sisäkiskossa sekaliikenteen radoilla. Siellä missä heavy haul -korrugaatiota esiintyy sisäkiskossa, esiintyy myös voimakasta plastista virtausta kiskon kulkupinnalta sisäkaarteeseen päin. Tyypillinen aallonpituus on 200–300 mm ja liikenteellä on tyypillisesti paikalla vakionopeus, joka on alle 60 km/h. Sisäkiskon heavy haul -korrugaatio edellyttää kyseisen kaluston nopeudelle liikakallistusta, jonka johdosta sisäkiskolle tuleva pyöräkuorma on suurempi kuin ulkokiskolle.

Light rail -korrugaatiota esiintyy nopeammilla radoilla, joilla on kevyet kiskot ja sen tyypillinen aallonpituus on yli 500 mm (Grassie 2009). Ilmiö on yleinen alle 50 kg/m radoilla ja sitä esiintyy jossain määrin myös 53 kg/m kiskoilla. 60 kg/m kiskossa ilmiötä ei ole havaittu (Grassie 2009). Korrugaatio johtuu P2-resonanssin aiheuttamien kuormituspiikkien aiheuttamista plastisista taipumista kiskoissa. Sitä esiintyy lähinnä kiskoteräslaaduilla, joilla on suuri vetolujuus mutta alhainen myötöraja. Tämän johdosta korrugaatiotyyppi ei myöskään aiheuta plastista virtausta kiskon kulkureunalla. Grassien mukaan (1989) light rail -korrugaatiota ovat aiheuttaneet raskaat veturit (pyöräkuorma 11 tonnia), joilla on suuri jousittamaton massa.

Muu P2-korrugaatio ilmenee silloin, kun korrugaation syntymekanismi on P2-resonanssi, mutta kyseessä ei ole heavy haul- tai light rail -korrugaatio. Muu P2-korrugaatio on yksi merkittävimpiä ja yleisimpiä korrugaation syitä (Grassie 2009). Vauriot voivat olla erityisen pahoja silloin, kun pyöräkertojen vääntöväärhtelyn ominaistaajuus sijoittuu suurin piirein samalle taajuudelle. Muuta P2-resonanssia voidaan yrittää vähentää joustavilla raiteilla, kovilla kiskoteräksillä ja vähentämällä jousittamatonta massaa. Grassien (2009) mukaan hänen aiemmat tutkimuksensa näyttivät osoittavan metrolinjoilla yleisesti esiintyvän korrugaation syyksi pyöräkertojen vääntöväärhtelyä, mutta myöhemmin hän ymmärsi ongelman olevan itse asiassa muu P2-korrugaatio.

Pinned-pinned-resonanssissa kisko värähtelee ratapölkkyjen välillä kiskonkiinnikkeiden toimiessa lähes staattisina aaltoliikkeen solmukohtina. Täten värähtelyn aallonpituus on kaksi kertaa pölkkyväli. Kiskon värähtely johtaa pyörien jaksottaiseen luistamiseen, jonka seurauksena kiskon pinta kuluu aaltomaiseksi. Värähtelyn taajuus määräytyy lähinnä peräkkäisten ratapölkkyjen välisen matkan ja kiskon taivutusjäykkyyden perusteella (Grassie 2009). Ilmiöstä käytetään myös nimitystä ulvovat kiskot (roaring rails), ja se liitetään yleensä nopeaan ja kevyeen liikenteeseen suorilla rataosuuksilla tai loivissa kaarteissa, missä ei tapahdu laippakontaktia.

Rutting-korrugaatio on lähinnä kaarteiden sisäkiskoissa esiintyvä kiskovauriotyyppi (Grassie 1993). Sitä voi esiintyä myös suoralla, jos kiihdyttävä vetovoima tai jarrutus on suurta. Epäjatkuvuuskohtat kiskoissa, kuten hitsit, herättävät värähtelyn ja toistuvat värähtelyt kohdistuvat samoihin kohtiin kiskolla kasvattaen kumulatiivisesti aaltomaisuutta. Vuosituhannen vaihteessa Pohjois-Amerikassa tehdyissä tutkimuksissa kaarteiden sisäkiskoissa yleisen korrugaation syyksi todettiin rutting-korrugaatio (Grassie et al. 1998, Brickle et al. 1998). Rutting-korrugaatio syntyy kun vetosuhte (tangentialisen ja normaalivoiman suhde, T/N) on lähellä kitkarajaa ja toinen pyörä luistaa ja pyöräkerran akselin vääntöväärhtely ajaa toisen pyörän niin sanottuun stick-slip-värähtelyyn. Yleensä telin ensimmäisen pyöräkerran ulkokiskon puoleinen pyörä luistaa, sillä kaarteessa siihen kohdistuu suurin tangentialinen voima. Lisäksi ulkokiskoa saatetaan voidella kaarteessa. Junan vetovoima lisää tangentialista voimaa ulkokiskossa ja laskee sitä sisäkiskossa, lisäten tangentialisen voiman eroa pyöräkerran pyörissä, pahentaen värähtelyä. Pyörän luistaessa oskilloivasti liukuminen kuluttaa kiskoa hyvinkin nopeasti. Rutting-korrugaatioissa pyöräkerta värähtelee toisen vääntöväärhtelymuodon mukaisesti, kuva 2.33.



Kuva 2.33 Pyöräkerran ensimmäinen ja toinen vääntöväärhtelymuoto.

Hyväksi havaittu menetelmä rutting-korrugaation vähentämiseen on kitkahallinta-aineiden käyttö. Tällöin kitkakerroin pyritään saamaan arvon 0,35 tuntumaan, jolloin se on riittävä vetovoiman tai jarrutuksen kehittämiseen, mutta riittävän alhainen estääkseen stick-slip-värähtelyn (Grassie 2009). Yhdysvalloissa FAST (Facility for Accelerated Service Testing) on kokeillut ongelmaan menestyksekkäästi ulkokiskon kulkureunan voitelua, ja todennut myös kovemman kiskoteräksen auttavan ongelmaan jonkin verran (Devine et al. 1982). Japanissa sisäkiskon korrugaatiota on pyritty torjumaan sisäkiskon voitelulla jyrkissä kaarteissa (Ishida 2009) Tutkimuksissa voideltiin sisäkiskoja 300 metrin kaarresäteen kaarteissa, ja 300 MGT kumulatiivisella kuormalla korrugaatioita ei syntynyt (Ishida et al. 2002). Epäsymmetrinen kiskonhionta ulko- ja sisäkiskolle voi myös auttaa jonkin verran, jos sillä saadaan keinotekoisesti lisättyä vierintäsäde-eroa kaarteissa. Myös kaluston mekaaniset ratkaisut auttavat ongelmaan, kuten paremmin ohjautuvat telit esimerkiksi alhaisen kiertojäykkyyden johdosta. Vääntöväärhtelyvaimentimia on myös kehitetty junan akseleihin, joiden tarkoituksena on laskea kyseisen värähtelyn amplitudia, muttei poistaa sitä (Grassie 1998, Collette et al. 2008).

### 2.3.5 Vaihteen risteyskumuminen

Raidelevydelle 1524 mm (suomalaisvalmisteinen kalusto) ja raidelevydelle 1520 mm (venäläisvalmisteinen kalusto) valmistettujen pyöräkertojen ero aiheuttaa kompromissiratkaisuja erityisesti risteys-vastakiskosovituksissa. Venäläisen ja suomalaisen kaluston pyöräkertojen laippojen välisen etäisyyden ero on 5 mm. Vaihteet on mitoitettava siten, että molemmat pyöräkertatyyppit kulkevat turvallisesti ja mahdollisimman tasaisesti (RATO 4 2012). Mangaaniteräs kovettuu vasta liikenteen alla lopulliseen kovuuteensa ja tämän takia uusissa mangaaniristeysissä on jatkuvasti pursetta, joka on hiottava pois (RATO 14 2013). Risteysten kärkien kulumisen, joskus jopa lohkeamisen, aiheuttaa myös paljon kunnossapitoa. Parhaiten kulumisen pysyy kurissa säännöllisellä hionnalla, mutta lopulta kärki on hitsattava (Kosonen 2011).

Vaihteissa olevissa risteysissä on havaittu voimakasta kulumista, erityisesti Allegro-reitin varrella. Vaihteiden tulisi olla sellaisia, että vaihteen kaari päättyy ennen risteystä, sillä tämän on todettu vähentävän kulumista (Kälvälä 2013). Venäläiset pyörät kuluttavat erityisesti vastakiskoja ja sen tukikiskoja, kun taas suomalaiset pyörät kuluttavat erityisesti risteystä (Kälvälä 2013).

Kansainvälisen rautatieliitto UIC:n Innotrack-tutkimusohjelmassa tutkittiin erilaisia risteysalueen geometrian muunnelmia, joilla pyrittiin minimoimaan pyörän pystysuuntainen liike sen siirtyessä siipikiskolta risteuksen kärjelle. Siten kärjen iskukuormitus pienenee. Tutkimuksessa testattiin seuraavia risteysalueen geometrisia ratkaisuja:

- Risteuksen kärjen ja siipikiskon välistä laippauraa pienennettiin, jotta pyörä siirtyisi siipikiskolta kärjelle kohdassa, jossa kärjen poikkileikkausala on suurempi.
- Risteuksen kaltevaa kärkeä muutettiin suorasta kaltevuudesta käyräksi, jolloin pienennettiin pyörän pystysuuntaista liikettä risteuksen kärjelle siirtymisen jälkeen (vastavaihteen suuntaan ajettaessa).
- Siipikiskoa korotettiin ja se muotoiltiin uudestaan, jotta se toimii paremmin kuluneen pyörän tapauksessa.

Tutkimuksen mukaan risteuksen kärjen iskukuormitusta voitiin pienentää tehokkaimmin pölkyn ja kiskon väliin asennettavien joustavien välilevyjen avulla. Yksikään suunnitteluratkaisuista ei johtanut kuormituksen vähenemiseen kaikilla tutkituilla profiileilla. Toimivin suunnitteluratkaisuista oli siipikiskon korottaminen yhdessä joustavien välilevyjen kanssa. (Innotrack 2009) Suomessa risteysvastakiskosovituksessa pyöränkulkua on optimoitu jo pitkään korottamalla siipikiskoa. Ulkomailla käytetympi menetelmä on kärjen madaltaminen ja siipikiskon pitäminen normaalin kulkupinnan tasossa (Kälvälä 2009).

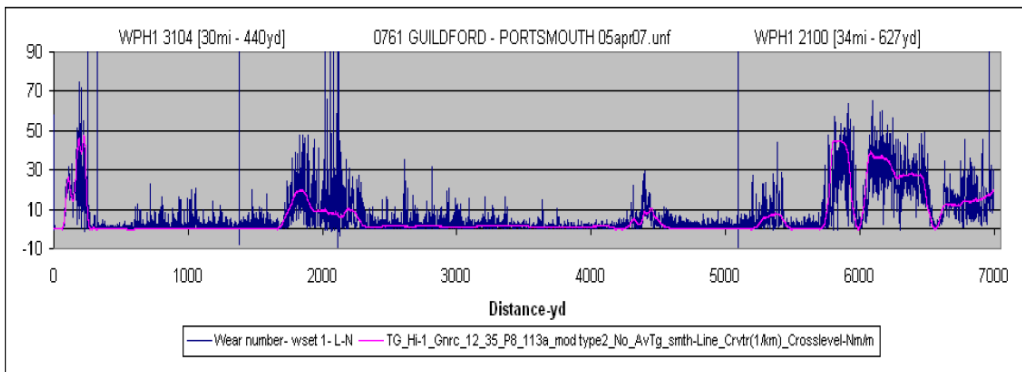
## 2.4 Track-Ex

Track-Ex on Network Rail:n kehittämä työkalu, joka kehitettiin alun perin vierintäväsymisen ennustamiseen vuonna 2005. Kimmokkeen työ sai Hatfieldin junan onnettomuudesta vuonna 2000, kun vierintäväsymisen johdosta kiskoa murtui junan alla pitkältä matkalta. Aluksi vierintäväsymistä tutkittiin mm. Vampire-monikappale-simulointiohjelmalla yksittäisten vaurioituneiden kaarteiden osalta pyörä-kisko-kontaktin voimien määrittämiseksi. Myöhemmin havaittiin, että pyörä-kisko-kontaktin liittyvä energia ( $T_y$ ) kuvaa paremmin vierintäväsymistä kuin pyörä-kisko-kontaktin voimat, ja Track-Ex kehitettiin hyödyntämään tätä löydöstä. Myöhemmin Track-Ex -työkalua on laajennettu myös kiskon kulumisen arviointiin, kulujen arviointiin radan kunnossapidossa sekä esimerkiksi raporttien luontiin (Dembosky 2012).

Track-Ex hyödyntää laskennassaan kalustokohtaisia vauriomatriiseja (VDM, Vehicle Damage Matrix), jotka lasketaan Vampire-simulointiohjelmistoa käyttäen. Matriisit koostuvat pystysarakkeesta kaarteiden säteelle ja vaakasarakkeesta kallistuksen vajaukselle. Jokaisessa taulukon alkiossa on kiskon vaurioitumista kuvaava  $T_y$ -arvo. Näin eri kalustoyksiköille on määritelty kiskoa vaurioittava indeksi kaikille kaarresäteen ja kallistuksen yhdistelmille.

Vampire käyttää syötteenä radan geometriatiedostoja (TRGM, Track Geometry File), joista kallistukset ja kaarresäteet käyvät ilmi. Seuraavassa kuvataan lyhyesti muutoksia neljässä Track-Ex ohjelmiston sukupolvessa (Dembosky 2012). Ensimmäisissä versioissa laskenta perustui vain TRGM-tiedostoihin, eikä lyhytjaksoisia radan muutoksia radan suunnassa tai raidelevydessä huomioitu. Ensimmäistä versiota kutsuttiin kvasistaattiseksi Track-Ex:ksi. Toisena julkaistussa versiossa pyrittiin arvioimaan kvasidynaamisia pyörä-kisko-voimia. Toisin kuin

Vampire, jossa käytetään kompleksisia yhtälöitä dynaamisten voimien määrittämiseen, Track-Ex arvioi kvasidynaamisia voimia AL35-tiedostojen mukaan. AL35 on yksi Network Rail:n radan laadun indekseistä ja se kuvaa radan suuntavirheitä 35 metrin välein. Tämä dynaamiseksi kaarevuudeksi kutsuttu lisäys aiheuttaa Ty-tuloksiin piikkejä, jotka ovat suurin piirtein oikeita suuruudeltaan ja aallonpituudeltaan, mutta usein väärässä vaiheessa ja joskus virheellisiä. Tästä johdosta Track-Ex ohjelmaa kutsutaan 80/20 ohjelmaksi, jolla tarkoitetaan sitä, että tyypillisiin simulointiohjelmistoihin verrattuna sillä saavutetaan 80 % tuloksista 20 % vaivannäöllä (kuva 2.34).



Kuva 2.34 Ty-estimaatit Vampire-simulointiohjelmistolla (sininen) ja kvasi-staattinen tulos Track-Ex, versio 1 -ohjelmalla (punainen), (Dembosky 2012).

Kolmannessa versiossa muutoksena Track-Ex -ohjelmistoon tuloksista on haluttu pois tulosten vaihevirheet verrattuna Vampire-ohjelmiston tuloksiin, koska Track-Ex-ulos tuloa on käytetty kustannusmalleissa, joissa radan vaurioitumista arvioidaan 20 metrin osuuksissa. Näissä tarkoissa malleissa vaihevirheet voivat sotkea tuloksen. Vaihevirheiden korjaamiseen on käytetty AL35-tiedostomuodon derivaattaa tai johdannaista, jossa ilmoitetaan AL35-muutos yksikkömatkalla. Tämä lisäsi merkittävästi Track-Ex-ohjelmiston tarkkuutta. Tämä johtuu lähinnä seuraavista tekijöistä:

Mallinuksissa on selvinnyt, että ainakin brittiläisellä kalustolla dynaaminen Ty koostuu lähinnä radansuuntaisesta eikä niinkään lateraalista voimasta tai energiasta. Radansuuntainen energia pyörä-kisko-kontaktissa puolestaan muodostuu lähinnä vierintäsäde-erosta. AL35 ei ole staattinen mitta, vaan enemmänkin värähtelevä poikittainen nopeus, mikä aiheuttaa oskillaatiota vierintäsäde-erossa. Tästä syystä AL35:n derivaatta on poikittainen kiihtyvyyden, joka on karkeasti suhteellinen vierintäsäde-eron muutokseen, ja siten myös radansuuntaisiin voimiin ja niihin yhdistettyyn Ty-energiähäviöön.

Neljännessä Track-Ex-ohjelman versiossa radan geometriavirhesyötteenä käytetään radan geometriavirheiden derivaattaa ideaalisen reitin suhteen yhdistämällä AL35- ja raideleveys-syötetiedostot. Tällä saadaan realistisempi kuvaus pyörä-kisko-kontaktista. Tällä hetkellä ohjelman kehityksessä pyritään skaalaamaan derivaattojen amplitudia paremmin yhteensopiviksi Vampire-simulointiohjelmiston tuloksiin nyt kun vaiheongelmat on korjattu.



Rata/Kalustoanalyysi (Route/Fleet Analysis, RFA) on Track-Ex -ohjelmiston oleellisin työkalu. Sillä voidaan laskea rataosalle vauriodata jokaisen reittiä käyttävän kalustoyksikön osalta ja skaalata nämä datat kalustoyksiköiden määrään perustuen ja yhdistää datat suureksi vierintäväsytymisen vaurioindeksiksi (Grand Damage Index, GDI). Myös yksittäisten kalustoryhmien aiheuttamia vaurioita voidaan tarkastella erikseen. Track-Ex sisältää Network Railin määrittämät referenssiarvot GDI:lle vierintäväsytymisen osalta; kevyt, keskimääräinen, suuri ja vakava. GDI on skaalattu siten, että se näyttää tuloksenaan vaurioita, jotka syntyvät yhden vuoden jälkeen olettaen, että kiskot olivat alussa uusia.

Valittavissa on erilaisia optioita, kuten kiskoteräslaatu, Anti Head Check -kiskoprofiili ja kiskonvoitelu. GDI:n tapaan on olemassa myös indeksit kiskon kulumiselle (GWI) ja Anti Head Check -profiilin tapauksessa profiilin menetykselle (GGI).

### 3 Kaluston ja radan välisen vuorovaikutuksen mallinnus

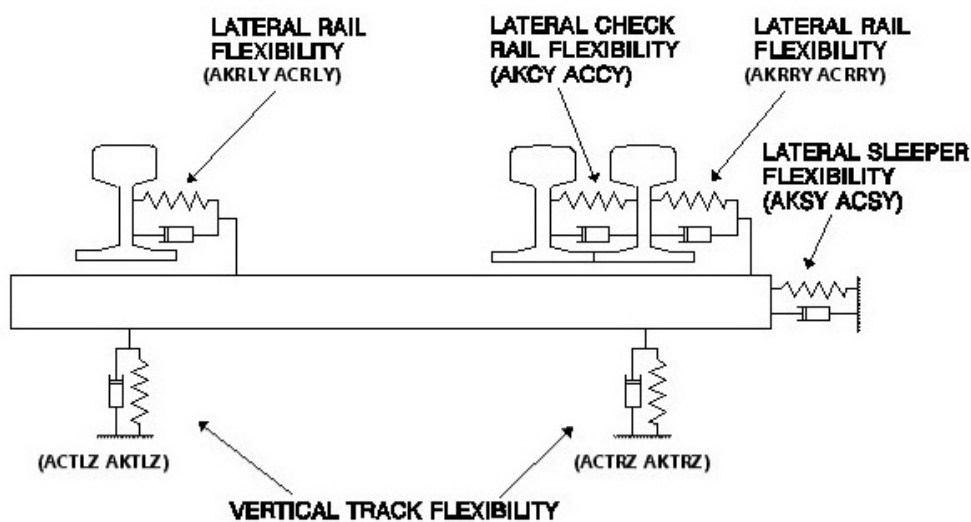
Junakalustoa voidaan mallintaa usealla eri tavalla, ja sopivan mallinnustavan valinta riippuu aina siitä, mitä tietoja mallinnuksen avulla halutaan selvittää. Tässä raportissa mallinnus on tehty monikappaledynamiikkaa (Multibody Dynamics, MBD) käyttävällä Vampire Pro -ohjelmalla. Monikappaledynamiikka kuvaa mekaanisen systeemin dynaamista käyttäytymistä. Malli koostuu massoista, jotka on kytketty toisiinsa erilaisilla liitoksilla, kuten jousilla ja vaimentimilla.

#### 3.1 Rata

Kaluston ja radan välisen vuorovaikutuksen mallinnuksessa sekä kaluston että radan parametreilla on vaikutusta saatuihin tuloksiin. Radan osalta mallille annetaan tieto radan jäykkyyks- ja vaimennusparametreista, käytetystä kiskoprofiilista sekä radan geometriasta, kuten esimerkiksi kaarteista ja kallistuksista. Lisäksi tavoitteena on antaa mahdollisimman todenmukainen kuva raiteen laadusta, eli esimerkiksi raiteen epätasaisuuksista ja geometriapoikkeamista. Näistä osa-alueista kerrotaan tarkemmin luvuissa 3.1.1–3.1.4.

##### 3.1.1 Radan jäykkyyks- ja vaimennusparametrit

Radan jäykkyyttä voidaan muuttaa radan parametrien avulla. Mallinnukseen käytetys- sä rautatiedynamiikkaohjelmassa radan parametreina voidaan ilmoittaa raiteen pystysuuntainen jäykkyys ja vaimennus, ratapölkyn vaakasuuntainen jäykkyys ja vaimennus sekä kiskon ja ratapölkyn välinen vaakasuuntainen jäykkyys ja vaimennus (kuva 3.1).



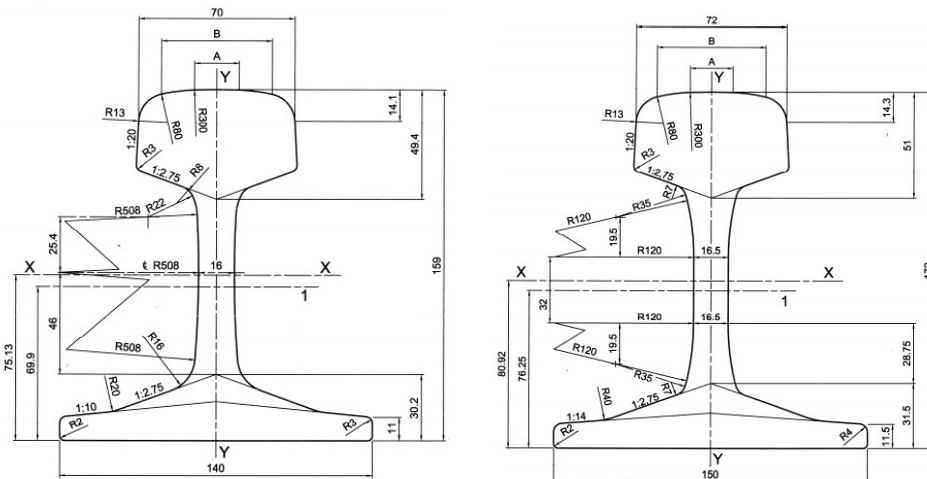
Kuva 3.1 Radan parametrit (Minnis 2011).

Kuvasta 3.1 huomataan, että raiteen pystysuuntainen jäykkyys ja vaimennus annetaan yhtenä kokonaisarvona koko systeemille. Jäykkyys- ja vaimennusarvot voivat kuitenkin olla eriävät vasemman ja oikean kiskon kohdalla, ja lisäksi arvoja saa muutettua radansuuntaisen etäisyyden mukaan.

Tyypillisiä radan jäykkyyden epäjatkuvuuskohtia ovat esimerkiksi vaihdealueet ja sil-  
lat. Mallissa radan jäykkyyttä saadaan muutettua muuttamalla rataparametreja ra-  
dansuuntaisen etäisyyden mukaan. Parametrimuutoksilla saadaan testattua erilaisten  
radan jäykkyyksarvojen lisäksi myös jäykkyyksmuutoksien vaikutusta kaluston dynaa-  
miseen käyttäytymiseen ja rataan kohdistuviin dynaamisiin kuormituksiin. Mallinnuk-  
sissa käytettyjen parametrien arvot on esitetty myöhemmin luvussa 4.4.

### 3.1.2 Kiskoprofiilit

Tässä mallissa kiskoprofiileina käytetään eri kuluneisuusasteen omaavia 54E1-kisko-  
profiileja ja vertailun vuoksi joissakin tarkasteluissa mukana on myös kiskoprofiili  
60E1 (kuva 3.2).

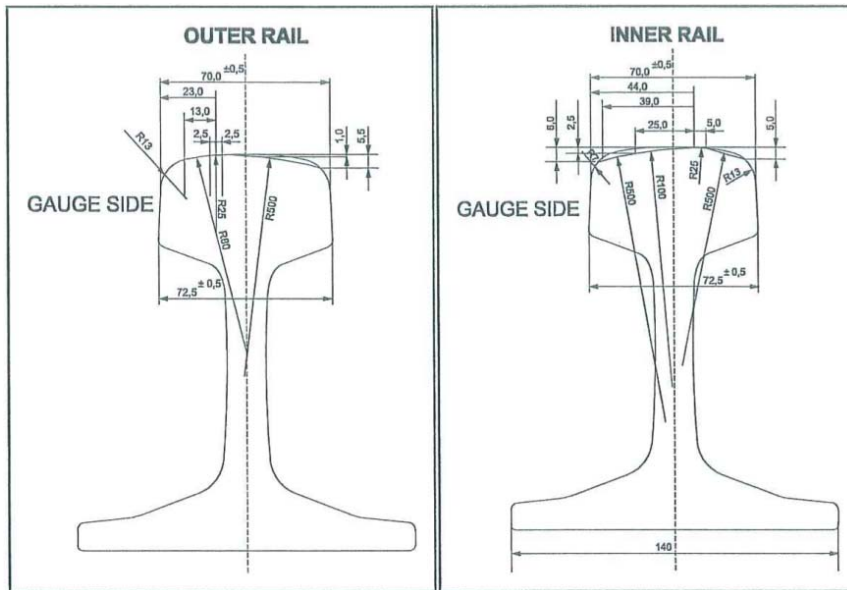


Kuva 3.2 Kiskoprofiili 54E1 vasemmalla ja 60E1 oikealla (SFS-EN 13674-1:2011).

Kiskoprofiili voidaan mallintaa profiilin geometriatiedoista vasemman ja oikean kiskon koordinaattipareina. Kiskoprofiilin vaakasuuntaiset koordinaatit annetaan suhteessa raiteen keskikohtaan, ja raiteen raideleveys määräytyy laskennallisesti näiden koordinaattien perusteella. Raideleveyttä eli kiskoprofiilien vaakasuuntaista etäisyyttä voidaan kuitenkin muokata myös jälkikäteen. Tärkeintä kiskoprofiilien määrittämisessä on antaa vasemman ja oikean puoleisten kiskoprofiilien keskinäiset pysty- ja vaakasuuntaiset etäisyydet oikein. Koordinaattipareja täytyy ilmoittaa tarpeeksi laajalta alueelta, jotta pyörä-kisko-kontakti voidaan laskea koko kontaktialueelta. Kiskoprofiili voidaan ottaa mallin käyttöön myös suoraan MiniProf-laitteella mitatuista kiskoprofiileista. Tällä menetelmällä mallin käyttöön saadaan todellinen, kulunut kiskoprofiili.

Tässä projektissa kuluneet kiskoprofiilit saadaan muokkaamalla MiniProf-mittalaitteella mitattuja kiskoprofiilitiedostoja. Näin saadaan tehtyä mahdollisimman realistisesti kuluneita kiskoprofiileita, joissa kuluminen on lievää, voimakasta tai erittäin voimakasta.

Lisäksi mallinnuksessa haluttiin tarkastella kaarteissa käytettävää Anti Head Check (AHC) -kiskoprofiilia, jossa kiskot on hiottu epäsymmetrisesti. Kiskoprofiilit ovat kuvan 3.3 mukaisesti erilaiset ulko- ja sisäkiskolle.



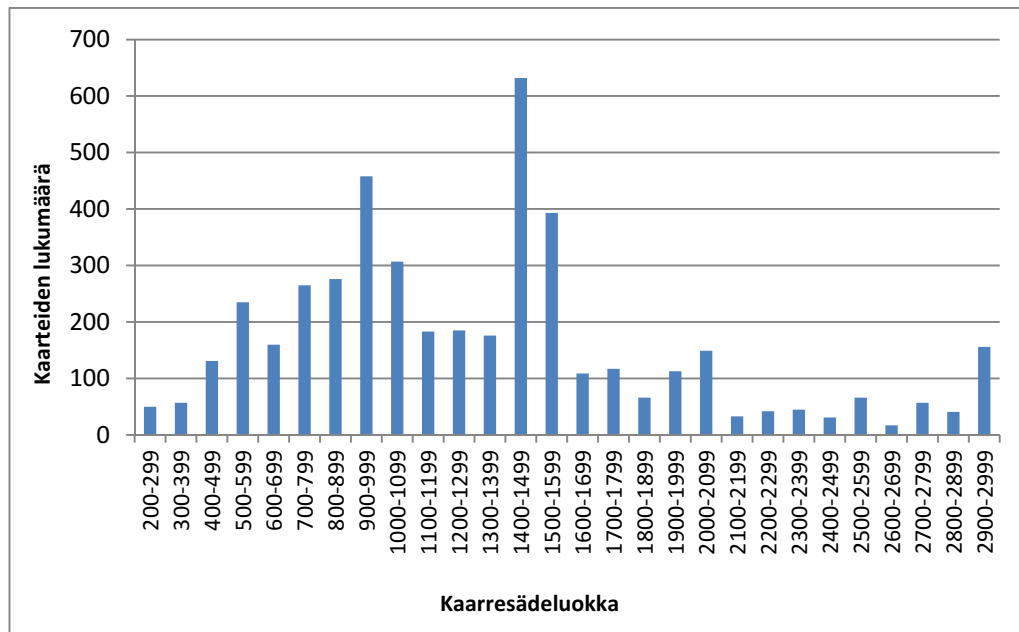
Kuva 3.3 Epäsymmetrisesti hiottu AHC-kiskoprofiili (Finnish rail administration 2005).

AHC-kiskoprofiileita on olemassa erilaisia, mutta tämän projektin simuloinneissa käytetyt AHC-kiskoprofiilit ovat nimenomaan kuvan 3.3 mukaiset.

### 3.1.3 Kaarteet ja raiteen kallistukset

Kaarre muodostuu yleisimmin ympyränkaaresta ja ympyränkaaren molemmissa päässä olevista siirtymäkaarista. Siirtymäkaari vähentää kiskoon kohdistuvia kuormituksia ja parantaa matkustusmukavuutta. Junaan kohdistuva poikittaiskiintyvyys muuttuu suoran radan nolla-arvosta kaarteessa vaikuttavaan vakioarvoon siirtymäkaaren pituisella matkalla. Ilman siirtymäkaarta muutos tapahtuisi pistemäisesti ympyränkaaren alkupisteessä. (Taimela 2012)

Yleisin Suomessa käytetty siirtymäkaaren muoto on klotoidi, jossa kaarevuus  $1/R$  muuttuu lineaarisesti kuljettuun matkaan verrattuna. Toinen Suomessa käytössä oleva siirtymäkaari on muodoltaan 4.asteen käyrä, ja sitä kutsutaan Helmertin siirtymäkaareksi. Helmertin siirtymäkaaressa geometrian muutos tapahtuu pääasiassa siirtymäkaaren keskiosalla, ja raiteeseen kohdistuvat voimat ovat siellä suuremmat kuin klotoidissa. (Taimela 2012) Rataverkolla on geometriarekisterin tietojen mukaan 5553 kpl klotoidin muotoista siirtymäkaarta, 180 kpl 4. asteen käyrän muotoista siirtymäkaarta, 3539 kpl kaarretta, 2408 vaihdetta ja 4296 kpl suoraa rataelementtiä. Suomen rataverkolla esiintyvät kaarteet on esitetty kuvassa 3.4.



Kuva 3.4 Kaarteiden lukumäärä kaarresäteisiin lajiteltuna Suomen rataverkolla.

Poikittaiskiihtyvyyden haittavaikutuksia voidaan pienentää siirtymäkaarien lisäksi raiteen kallistuksella. Tasapainokallistuksessa matkustajiin ei tietyllä junan nopeudella kohdistu lainkaan poikittaiskiihtyvyyttä. Tämä voi kuitenkin tuntua matkustajista epämiellyttävältä, joten kaarteissa käytetään yleensä normaalikallistusta, joka jättää kompensoimatta osan poikittaiskiihtyvyydestä. Jos kaarteissa käytetään kallistusta, on kaarteissa silloin aina myös siirtymäkaaret.

Liitteeseen 11 on kerätty raiteiden kallistusten ja kaarresäteiden jakaumia oleellisilta rataosilta. Lisäksi kaavioihin on piirretty laskennallisen mitoituksen nopeuksia kuvaavat käyrät, joista voidaan arvioida, mille nopeusalueille eri rataosat on suunniteltu. Kaavioista käy ilmi, että kallistamattomia osia esiintyy useilla rataosilla. Nämä voivat olla matalan nopeuden alueita tai esimerkiksi lähellä asemalaitureita. Myöskään vaihtealueilla ei kallistuksia käytetä. Tiedot perustuvat rataverkon geometriarekisteriin.

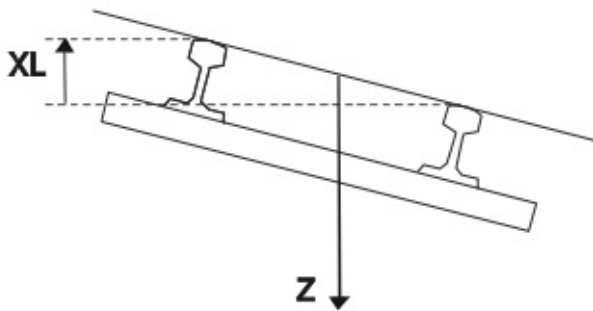
Kaarteen mitoituksessa suurinta mahdollista nopeutta rajoittaa kallistuksen vajuksen raja-arvot. Liitteessä 12 on esitetty taulukoita kallistuksen vajuksen jakautumisesta rataosittain. Punaiset pisteet esittävät kallistuksen vajuusta tavanomaisen junan nopeudella, ja siniset pisteet 60 km/h tarkastelunopeudella.

Kaarteen mitoitusnopeuden tulee olla sellainen, että kallistuksen vajuksen maksimiarvo ei ylity. Kallistuksen vajuksen minimiarvo eli liikakallistus ei saa myöskään alittua yleensä 60 km/h nopeudella (Taimela 2012). Yli 120 km/h nopeudella D- ja C<sub>2</sub> -päällysrakenneluokan raiteilla on matkustajaliikenteessä maksimi kallistuksen vajuus 130 mm. Muissa tapauksissa sepeliraiteilla maksimi kallistuksen vajuus on 105 mm. Soraraitteilla maksimi kallistuksen vajuus on 73 mm. Kallistuksen vajuksen minimiarvo 60 km/h tarkastelunopeudella on -105 mm ja suositeltava minimiarvo on -73 mm. Täten liitteessä 12 esitettyjen pistejoukkojen tulisi sijoittua välille -73 mm - +73 mm suosituksen mukaisesti. Vastaavasti ehdottomat raja-arvot ovat 105 mm ja -105 mm.

Raiteen kallistus muuttuu suoran radan nolla-arvosta ympyränkaaren kallistuksen arvoon kallistusviisteessä. Suorassa kallistusviisteessä muutos tapahtuu lineaarisesti. Kallistusviiste tehdään samalle kohdalle siirtymäkaaren kanssa, jolloin raiteen kallistus muuttuu samassa kohdassa raiteen kaarevuuden kanssa. (Taimela 2012). Kallistusviisteiden jyrkkyyden mitoituksen raja-arvot perustuvat käytännön kokemuksen perusteella vakiintuneihin arvoihin ja niille ei ole suoraa geometrista laskennallista perustetta (Taimela 2012). Jyrkässä kallistusviisteessä vaarallisin tilanne on kaksiakselinen vaunu, jossa akseliväli on pitkä. Tällöin toinen pyöräkerta voi nousta kiskon päälle johtuen radan kieroudesta.

Liitteessä 13 on esitetty kallistusviisteiden viistekertoimien taulukoita rataosittain. Taulukoissa viistekertoimet on jaoteltu nopeusluokittain, sillä kallistusviisteiden raja-arvot riippuvat lineaarisesti nopeudesta. Raja-arvot, suositeltava minimi  $n = 10V$ , minimi  $n = 8V$  ja lupa-arvo  $n = 6V$ , on merkitty suorina kuvaajiin. Suuri viistekerroin tarkoittaa hitaasti kallistuvaa siirtymäkaarta. Kallistusviisteellä on tämän lisäksi vakioidut raja-arvot, pääraiteilla sen tulee olla yli 400 ja sivuraiteilla yli 300.

Radan geometriamallissa raiteen kaartet ja kallistukset lisätään radan geometriatiedostoon, jossa halutut geometriatiedot ilmoitetaan radansuuntaisen etäisyyden funktiona. Näitä geometriatietoja ovat kaarresäteiden ja kallistuksien lisäksi raiteen pystysuuntainen poikkeama ja vaakasuuntainen kulmapoikkeama (kink angle). Tämän projektin geometriamalleissa käytetään erilaisia kaarresäteitä ja kallistuksia, mutta siirtymäkaarena käytetään aina klotoidia. Kallistus ilmoitetaan geometriamallissa raiteen rotaatioliikkeenä raiteen keskipisteen ympäri, joten toisen kiskon noustessa ylöspäin toinen kisko laskee alaspäin (kuva 3.5).



Kuva 3.5 Raiteen kallistus on positiivinen, kun vasen kisko on oikean kiskon yläpuolella (Vampire Pro 2007).

Kallistus määritetäänkin käytetyssä mallinnusohjelmassa aina kallistuksen ja pystysuuntaisen poikkeaman yhdistelmänä: kallistuksena ilmoitetaan haluttu kallistus, mutta lisäksi geometriatiedostoon lisätään pystysuuntaista poikkeamaa puolet kallistuksen määrästä. Näin saadaan toinen kisko pysymään paikoillaan ja toinen nousemaan kallistuksen verran ylöspäin. Simuloineissa käytetyt kaarresäde- ja kallistusarvot on esitelty luvuissa 5.1.1–5.1.2.

### 3.1.4 Raiteen epätasaisuudet

Raiteen epätasaisuudet ilmoitetaan ohjelmassa raiteen epätasaisuustiedoston avulla. Tiedostoa käyttämällä saadaan siirrettyä raiteesta mitattua oikeaa dataa ohjelman käyttöön. Raiteen epätasaisuuksiin kuuluvat vaakasuuntaiset ja pystysuuntaiset poikkeamat sekä poikkeamat raiteen kallistuksessa, kaarevuudessa ja raidelevydydessä. Yhdessä nämä tiedot kertovat raiteen geometrian laadusta.

Raiteen epätasaisuuksien vaikutusta kaluston käyttäytymiseen tutkitaan simuloimalla eri laatuista rataosuutta. Nämä simuloinneissa käytetyt eri laatuiset rataosuudet on esitelty luvussa 4.3. Nominaalitapauksena simuloinneissa on käytetty epätasaisuustiedostona Vampire-ohjelman track110-rataosuutta. Tiedostossa on kooste asento-poikkeamista ideaalitasaisesta raiteesta rataosuudelta, jossa mitoitusnopeutena on 110 km/h.

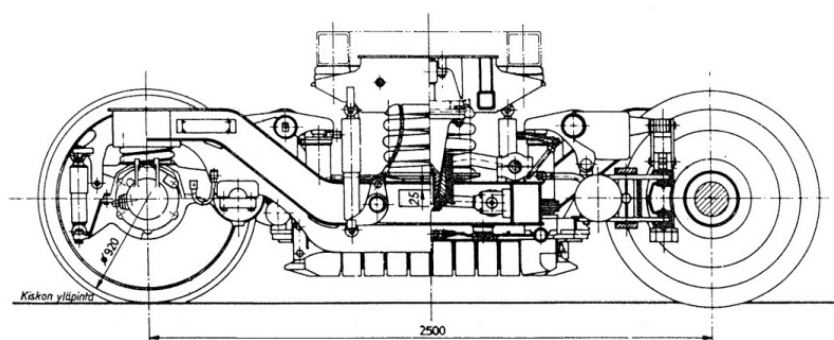
## 3.2 Kalusto

Mallinnukseen on otettu mukaan kolme erilaista kalustoa: Ex-matkustajavaunu, Sp-raakapuvaunu ja itäisen yhdysliikenteen Vok-vaunu. Nämä kalustot poikkeavat ominaisuuksiltaan ja rakenteeltaan selvästi toisistaan, joten oletettavasti myös niiden dynaamisessa käyttäytymisessä on merkittäviä eroja. Mallintamalla saadaan selville erityyppisten kalustojen dynaaminen käyttäytyminen erilaisissa tilanteissa.

### 3.2.1 Kalustotyypit

#### Ex-matkustajavaunu

Matkustajavaunujen esimerkiksi on valittu Ex-vaunu, joka on yksikerroksinen IC-vaunu. Ex-vaunuissa on itseohjautuvat SIG-85-telit (kuva 3.6).



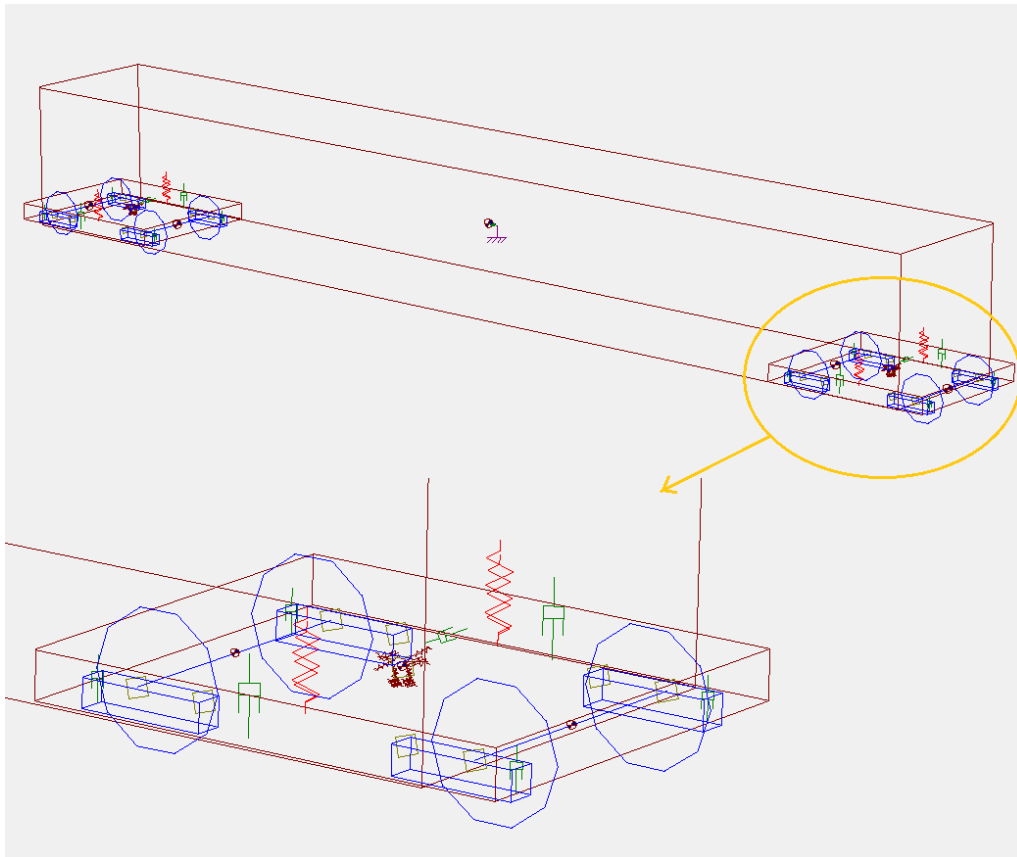
Kuva 3.6 SIG-85 -teli (VR Engineering, sähköpostitiedonannon liite 2010).

Matkustajavaunuissa on primäärijousitus pyöräkertojen ja telin välillä ja sekundäärijousitus telin ja vaunurungon välillä. Ex-vaunun primäärijousituksessa on jousitus jokaisen pyöräkerran keskiön ja telin välillä. Sekundäärijousitus koostuu telin reunoilla olevista sisä- ja ulkojousista, joita on teliä kohti yhteensä neljä kappaletta. Yhdessä SIG-85-telissä on telin ja vaunurungon välillä kaksi pystysuuntaista vaimenninta ja yksi vaakasuuntainen vaimennin. Pyöräkerran ja telin välillä on jokaisen pyöräkerran

keskiön vieressä pystysuuntainen vaimennin. Vaunurunko on kiinnitetty teliin telikeskiön avulla.

Vaunurungon ja telin välinen keskiötappi mallinnetaan neljällä kontaktipisteellä. Jokaisessa kontaktipisteessä on pystysuuntainen eli z-suuntainen jousitus sekä xy-tason kitkavaimennus. Kitkataso ottaa dynaamisen kuormituksensa pystysuuntaisesta jousituksesta. Pystysuuntaisen jousituksen jäykkyys on epälineaarinen siten, että vaunurunko pääsee vapaasti nousemaan ylöspäin (ns. lift-off-elementti). Malleissa z-suunta kuvaa vaunun pystysuuntaa, x-suunta radansuuntaa ja y-suunta sivuttaisuuntaa.

Ex-vaunun mallin rakenne on esitetty kuvassa 3.7.



Kuva 3.7 Ex-vaunun mallin rakennekuva. Telin rakenne on esitetty suurennettuna kuvan alalaidassa.

Ex-vaunun mallinnuksessa käytetyt parametritiedot on esitetty taulukossa 3.1.

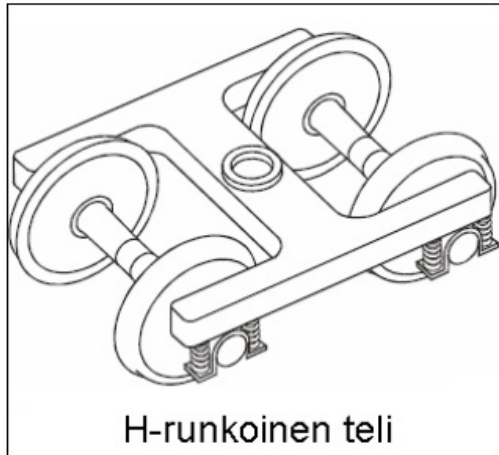


Taulukko 3.1 Ex-vaunun mallissa käytetyt parametritiedot.

<b>Massa- ja sijaintitiedot</b>	Vaunu	Massa	46000 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	107.7 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	2683 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	2652 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	0 m, 0 m, 1.8 m
	Teli	Massa	6380 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	4.2013 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	3.601 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	7.483 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	±9.5m, 0m, 0.6 m
	Pyöräkerta	Massa	1300 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	0.803 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	0.03 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	0.803 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	±8.25 m/±10.75 m, 0 m, 0.46 m
Pyörän halkaisija		920 mm	
<b>Jousitus- ja vaimennustiedot</b>	Pyöräkerran ja telin välinen primäärijousitus	Pystysuuntainen jäykkyys	0.919 MN/m
		Radansuuntainen jäykkyys	31.391 MN/m
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	3.884 MN/m
		Pystysuuntainen vaimennus	0.004 MNs/m
		Radansuuntainen vaimennus	0.015 MNs/m
		Poikittaissuuntainen vaimennus	0.002 MNs/m
		Pystysuuntainen vaimennin	0.005 MNs/m
	Telin ja vaunurungon välinen sekundäärijousitus	Pystysuuntainen jäykkyys	206.6 N/mm (sisäjousi) 250 N/mm (ulkojousi)
		Pystysuuntainen vaimennus	0.0125 MNs/m
		Poikittaissuuntainen vaimennus	0.02 MNs/m
	Telikeskiö	Pystysuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa vaunurungon nousun ylöspäin mutta ei alaspäin
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	5 MN/m
		Kitkataso xy-tasossa (4 kpl)	$\mu=0.2$ $F_{stat}=56.4$ kN
		Vaimennus	$X=Y=Z=0.096$ MNs/m $T=0.013$ MNms/rad $P=W=0.063$ MNms/rad
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa pienen siirtymän
	Telikeskiön reunus	Radansuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, estää liikkeen reunan suuntaan
		Poikittaissuuntainen kitkavaimennus	$\mu=0.35$ $F_{stat}=1$ kN

### Sp-raakapuuvaunu

Suomalaisen tavaravaunun esimerkiksi on valittu neliakselinen Sp-raakapuuvaunu, joka on yleisin Suomen rataverkolle rekisteröity tavaravaunu (Korkeamäki 2011). Sp-vaunun telimalli on H-runkoinen K14-teli (kuva 3.8).

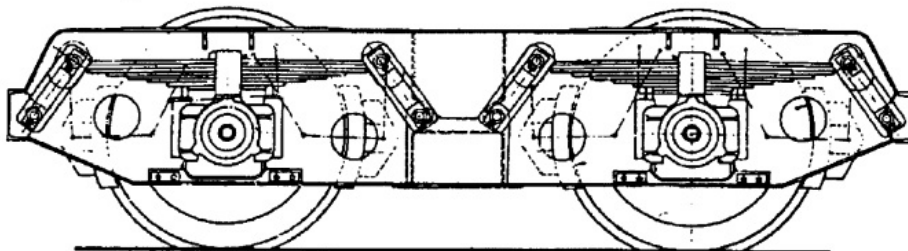


Kuva 3.8 H-runkoinen teli (Korkeamäki 2011).

H-runkoisella telillä on yksiosainen telirakenne, ja sen jousittamaton massa on pienempi kuin esimerkiksi 3-osaisella telillä, sillä jousittamaton massa muodostuu ainoastaan pyöräkerroista.

K14-teli on koottu kokonaan hitsaamalla ja siinä on vapaa akselisovitus, joka antaa mahdollisuuden pyörälle joustaa sivuttaissuunnassa 20 mm sekä pitkittäissuunnassa 6 mm molempiin suuntiin. K14-telin suurin sallittu akselipaino on 20 t ja telin akseliväli on 2000 mm. (Nurmentie 2010) Teli kuuluu UIC-standardin mukaisiin linkkijousitettuihin teleihin, ja siinä toimii ensiöjousituksena lehti- ja linkkijousitus (kuva 3.9). Pyöräkertaan kiinnitetty lehtijousitus on kiinnitetty teliin linkeillä, jotka toimivat eräänlaisena pyöräkerran liikettä vaimentavana heilurina (Korkeamäki 2011). Lehtijousitus toimii telissä pystysuuntaisena jousituksena, ja linkit heilurivaikutuksen kautta sivuttaissuuntaisena ja radansuuntaisena jousituksena (Hoffmann 2008).

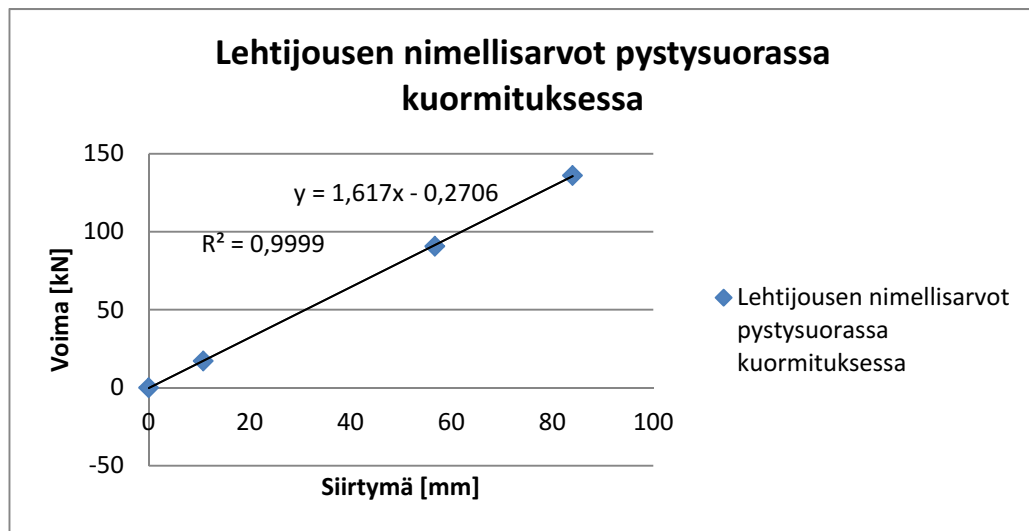
### **link bogie**



Kuva 3.9 Linkkijousitettu teli (Stichel 1999).

Lehtijouset vaimentavat vaunun pystysuuntaista liikettä laattalevyjen välisen kitkan avulla. Lisäksi linkkijousituksessa linkkien pyörivien osien välinen kitka vaimentaa vaunun liikettä. Vaimennus pyöräkertojen ja telin välillä tapahtuu siis ainoastaan kitkan kautta.

Lehtijousituksen pystysuuntainen jäykkyys on kuvan 3.10 mukaan lähes lineaarinen jousivakiolla  $k=1.617$  MN/m.

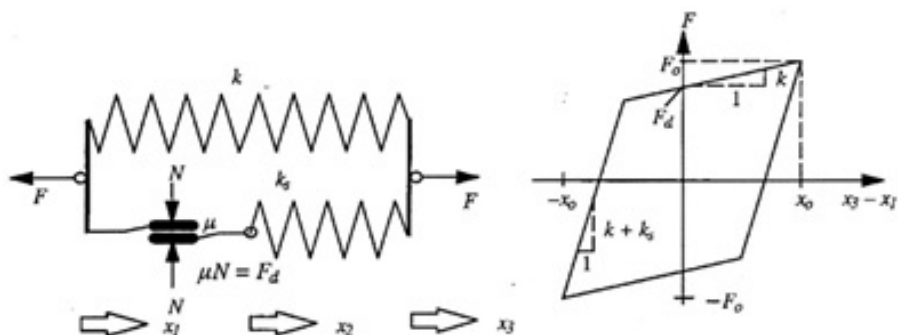


Kuva 3.10 K14-telin lehtijousen voima-siirtymä-kuvaaja pystysuorassa kuormituksessa.

K14-telin primäärijousituksen pystysuuntainen jäykkyys mallinnetaan lehtijousen pystysuoran kuormituksen nimellisarvojen mukaisesti, joten jousitukselle annetaan lineaarinen jousivakio  $k=1.617$  MN/m.

UIC-linkkijousituksessa sivuttaissuuntaiset ja radansuuntaiset siirtymät eivät ole dynaamisesti kytkettyjä toisiinsa. Siksi sivuttaissuuntaista ja radansuuntaista jousitusta voi ajatella erillisinä tapauksina (Matej 2011). Sivuttaissuunnassa pyöräkerta saa joustaa 20 mm ja radansuunnassa 6 mm molempiin suuntiin. Nämä mallinnetaan erikseen epälineaarisilla jousilla.

Linkkijousitetun telin jäykkyyden mittauksissa (Stichel 1999; Jönsson et al. 2006; Molatefi et al. 2007) on havaittu hystereesi-ilmiö sekä pystysuuntaisen, sivuttaissuuntaisen että radansuuntaisen jäykkyyden osalta. Tätä hystereesi-ilmiötä voidaan mallintaa yksinkertaistettuna kitkavaimentimien ja jousien avulla (Stichel 1999). Kuvan 3.11 mukaisella mallilla saadaan aikaiseksi vastaava hystereesi-ilmiö kuin mitä mittauksissa on havaittu.

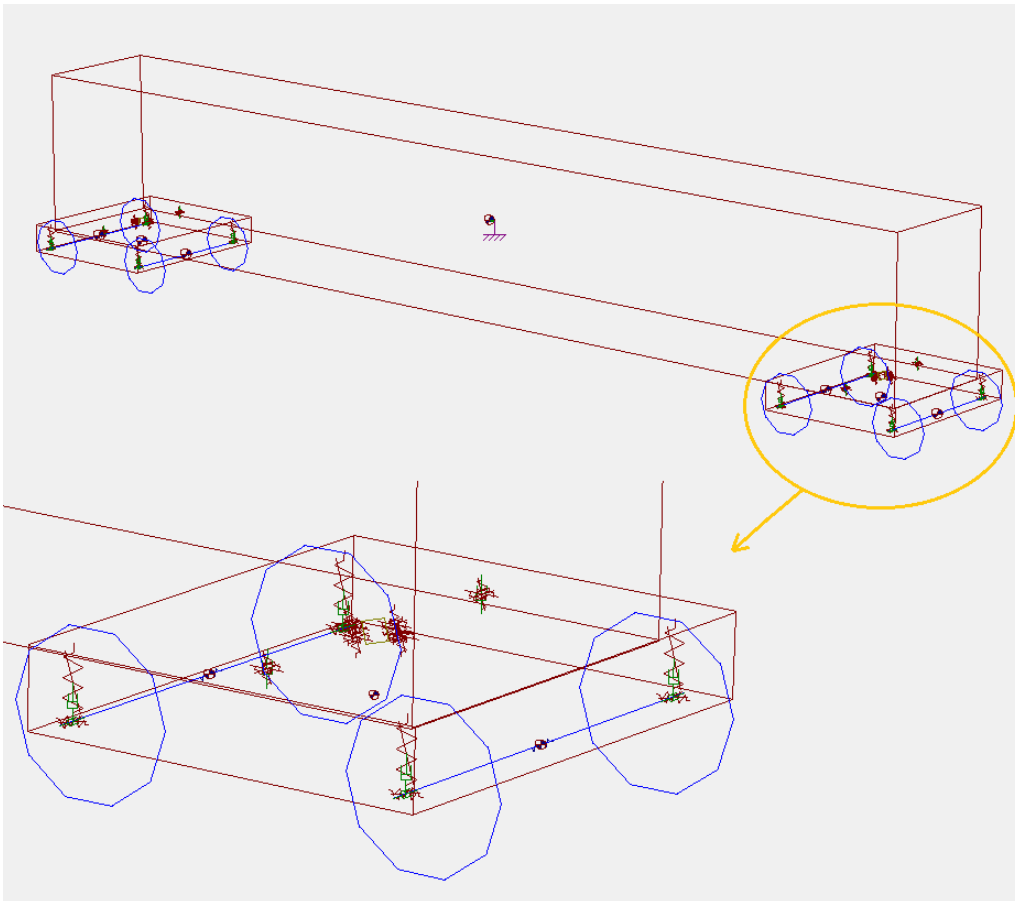


Kuva 3.11 Lehtijousituksen pystysuuntaisten ominaisuuksien ja linkkijousituksen sivuttaissuuntaisten ja radansuuntaisten ominaisuuksien mallintaminen hystereesisilmukalla (Stichel 1999).

K14-telin primäärijousituksen mallinnus voitaisiin siis tehdä x-, y- ja z-suunnissa jousien ja kitkavaimentimien avulla. Edellä kuvatun kaltainen mallinnustapa on kuitenkin melko monimutkainen, ja mallinnusta varten tarvittaisiin paljon parametritietoja. Siksi tässä vaiheessa on päädytty yksinkertaistamaan mallia ja tekemään primäärijousitus ainoastaan jousien ja vaimentimien avulla (kuva 3.12). Primäärijousituksessa käytetään siis epälineaarisia jousia x- ja y-suunnissa ja lineaarisia jousia z-suunnassa. Lisäksi primäärijousituksessa on pystysuuntainen vaimennus.

Suomessa käytössä olevissa K14-teleissä telikeskiön ja vaunurungon välisenä liitoksena on kitkaliitos. Kuten luvussa 2.1.6 todettiin, kitkaliitoksen huonona puolena on palauttavan voiman puuttuminen. Vaunurunko tukeutuu teliin puolipallon muotoisella liitoksella sekä joustavien sivuttaistukien avulla (Korkeamäki 2011). Telikeskiön ja vaunurungon välinen liitos mallinnetaan neljän kontaktipisteen avulla, eli vastaavasti kuin Ex-vaunulla. Joustavien sivuttaistukien mallinnuksessa käytetään jousien ja kitkavaimentimien lisäksi pystysuuntaista vaimennusta.

Sp-vaunun malli on esitetty kuvassa 3.12 ja mallissa käytetyt parametrit on koottu taulukkoon 3.2.



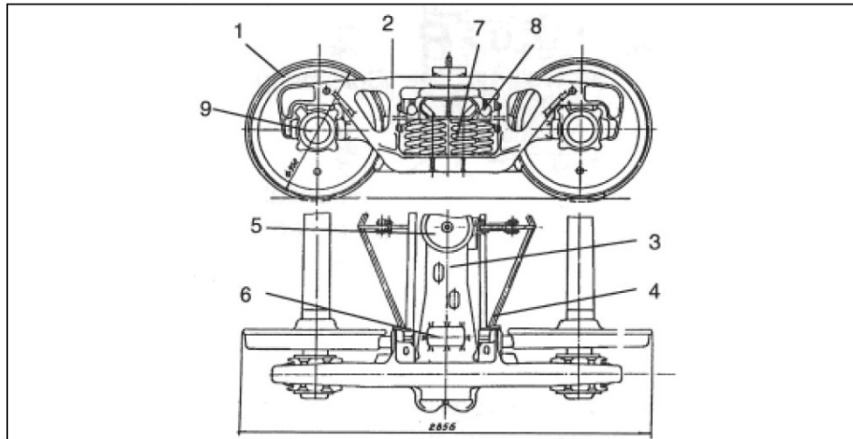
Kuva 3.12 Sp-vaunun mallin rakennekuva. Telin rakenne on esitetty suurennettuna kuvan alalaidassa.

Taulukko 3.2 Sp-vaunun mallin parametritiedot.

<b>Massa- ja sijaintitiedot</b>	Vaunu	Massa	59500 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	95.41 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	2150 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	2154 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	0 m, 0 m, 2.046 m
	Teli	Massa	5100 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	3.358Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	2.879 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	5.982 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	±7.5 m, 0 m, 0.53 m
	Pyöräkerta	Massa	1228 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	0.759 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	0.759 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	±6.5 m/±8.5 m, 0 m, 0.46 m
		Pyörän halkaisija	920 mm
<b>Jousitus- ja vaimennustiedot</b>	Pyöräkerran ja telin välinen primäärijousitus	Pystysuuntainen jäykkyys	1.617 MN/m
		Radansuuntainen jäykkyys	60 MN/m, välys 6 mm
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	60 MN/m, välys 20 mm
		Poikittaissuuntainen jäykkyys pyöräkerran keskellä	0.4 MN/m
		Pystysuuntainen vaimennus	0.002 MNs/m
		Poikittaissuuntainen vaimennus	0.133 MNs/m
	Telikeskiö	Pystysuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa vaunurungon nousun ylöspäin mutta ei alaspäin
		Radansuuntainen jäykkyys	5 MN/m
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	40 MN/m
		Kitkataso xy-tasossa (4 kpl)	$\mu=0.2$ , $F_{stat}=72.94$ kN
		Vaimennus X, Y, Z-suunnissa	0.1091 MNs/m
		Vaimennus T-suunnassa	0.095 MNms/rad
		Vaimennus P-suunnassa	0.148 MNms/rad
		Vaimennus W-suunnassa	0.149 MNms/rad
	Telikeskiön reunus	Radansuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, estää liikkeen reunan suuntaan
		Poikittaissuuntainen kitkavaimennus	$\mu=0.35$ , $F_{stat}=1$ kN
	Sivutuet telin ja vaunurungon välillä	Sijainti (x,y,h)	±7.5 m, ±0.9 m, 0.86 m
		Pystysuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa vaunurungon nousun ylöspäin mutta ei alaspäin
		Pystysuuntainen vaimennus	0.1085 MNs/m
		Kitkataso xy-tasossa	$\mu=0.4$ , $F_{stat}=1$ kN

Itäisen yhdysliikenteen Vok-vaunu

Toiseksi esimerkiksi tavaravaunujen osalta on valittu venäläinen Vok-vaunu, jossa on kolmiosainen 18–100-mallinen teli (kuva 3.13). Kolmiosainen teli koostuu kahdesta sivupalkista ja keskipalkista. Keskipalkki on kiinnitetty sivupalkkeihin jousilla ja kitkaan perustuvilla kiilavaimentimilla, ja sivupalkit lepäävät pyöräkertojen päällä.



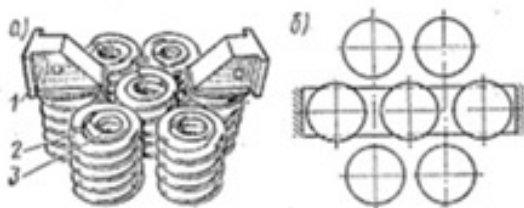
Kuva 3.13 Vok-vaunun kolmiosainen 18-100-telimalli (Korkeamäki 2011).

Kuvassa 3.13 esitetyt kolmiosaisen telin osat ovat (Korkeamäki 2011):

1. pyöräkerta
2. sivupalkki
3. keskipalkki
4. jarruvipu
5. telikeskiö
6. jäykkä sivuttaistuki
7. kannatusjousi
8. kitkakiila
9. laakeripesä

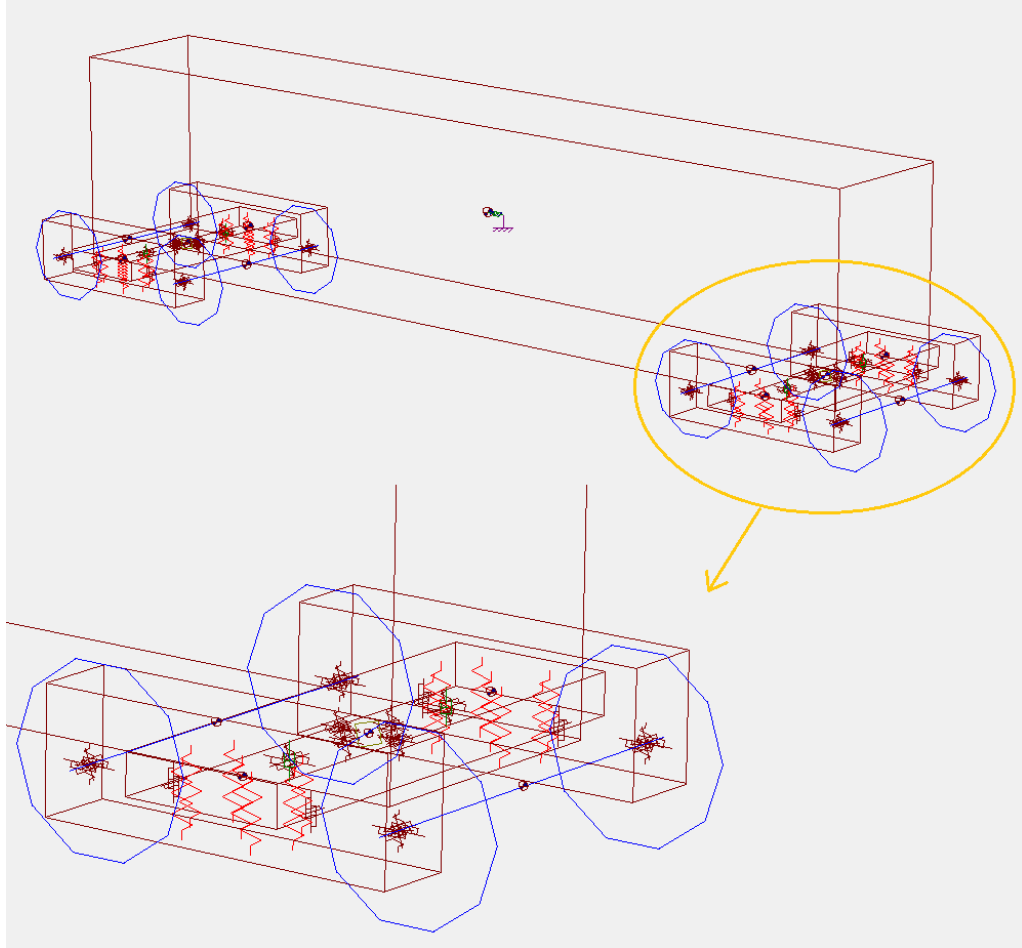
Telin sivupalkit on kiinnitetty jousittamattomasti pyöräkertoihin, ja siksi telillä on suuri jousittamaton massa. Mallissa pyöräkerran ja sivupalkkien välillä on radansuunnassa ja sivuttaissuunnassa lineaarinen jousitus. Pystysuunnassa pyöräkertojen ja sivupalkkien välinen jäykkyys on epälineaarinen siten, että sivupalkit pääsevät nousemaan ylöspäin (ns. lift-off-elementti).

18–100-telimallissa keskipalkin ja sivupalkin välissä on keskipalkin kummassakin päässä seitsemän jousia, joista kaksi on kiilojen alla (kuva 3.14). Kiilan vaimennusominaisuudet perustuvat kiilan ja sivupalkin liukuvien pintojen väliseen kitkaan, joten telin vaimennusominaisuudet muuttuvat kuormituksen mukaan.



Kuva 3.14 3-osaisen telin jousituskaavio (VR Engineering, sähköpostitiedonannon liite 2010).

Keskipalkin ja sivupalkkien välinen kiinnitys mallinnetaan jousilla ja kitkavaimennin-elementeillä. Keskipalkin ja sivupalkin välillä on kummassakin päässä seitsemän jouta ja kitkavaimennus yz-tasossa kahden jousen kohdalla kuvan 3.14 mukaisesti. Mallin kokonaisrakenne on esitetty kuvassa 3.15.



*Kuva 3.15 Vok-vaunun mallin rakennekuva. Telin rakenne on esitetty suurennettuna kuvan alalaidassa.*

Vaunurunko on kiinnitetty teliin tasapohjaisella kitkaliitoksella. Lisäksi telissä on jäykät sivuttaistuet, joihin vaunurunko tukeutuu kaarteissa. Vaunurungon ja telin välinen kitkaliitos mallinnetaan vastaavasti kuin muissakin vaunuissa, eli neljällä kontaktipisteellä. Jokaisessa kontaktipisteessä on pystysuuntainen jousitus sekä xy-tason kitkavaimennus. Kitkataso ottaa dynaamisen kuormituksensa pystysuuntaisesta jousituksesta. Sivutuet mallinnetaan xy-tason kitkavaimennuksella sekä pystysuuntaisella lineaarisella vaimennuksella ja epälineaarilla jousella. Sivutukien jousitus määritellään siten, että vaunurungon massa pääsee sivutukien kohdalla liikkumaan ylöspäin, mutta ei juurikaan alaspäin.

Vok-vaunun mallissa käytetyt parametritiedot on esitetty taulukossa 3.3.

Taulukko 3.3 *Vok-vaunun mallissa käytetyt parametrit.*

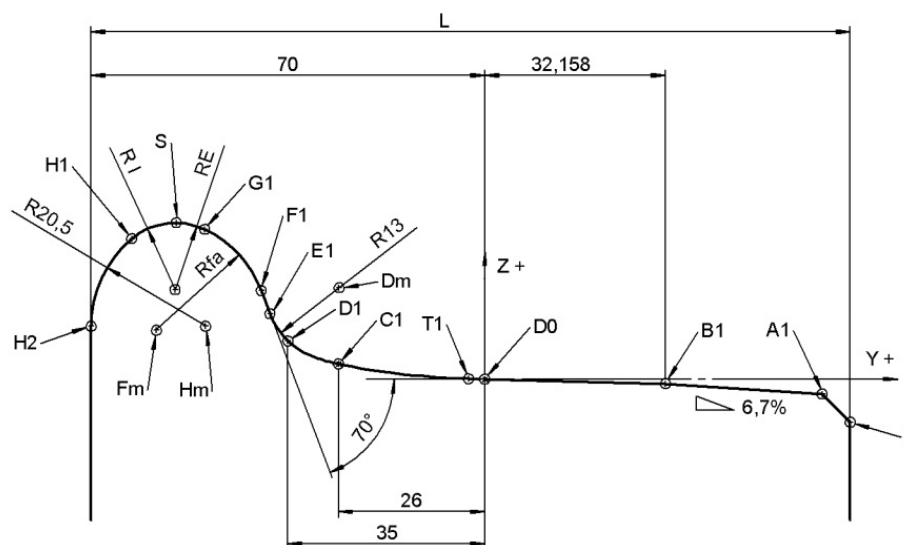
<b>Massa- ja sijaintitiedot</b>	Vaunu	Massa	88 000 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	86.58 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	1101 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	1125 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	0 m, 0 m, 1.6m
	Telin keskipalkki	Massa	3840 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	1.755 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	0.0975 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	1.794 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	±4.325 m, 0 m, 0.6 m
	Telin sivupalkki	Massa	500 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	0.021 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	0.244 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	0.225 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	±4.325m, ±1m, 0.6 m
	Pyöräkerta	Massa	1230 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	0.8143 Mgm <sup>2</sup>
Hitausmomentti z-akselin suhteen		0.8143 Mgm <sup>2</sup>	
Sijainti (x,y,h)		±3.425 m/±5.225 m, 0 m, 0.5 m	
Pyörän halkaisija		957 mm	
<b>Jousitus- ja vaimennustiedot</b>	Pyöräkerran ja telin sivupalkin välinen jousitus	Pystysuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa sivupalkin nousun ylöspäin mutta ei alaspäin
		Radansuuntainen jäykkyys	60 MN/m, vällys 5 mm
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	60 MN/m, vällys 5 mm
		Kitkataso xy-tasossa	$\mu=0.4$ , $F_{stat}=119.74$ kN
	Telin sivupalkin ja keskiöpalkein välinen jousitus	Pystysuuntainen jäykkyys/jousi (yht. 7 kpl)	0.55 MN/m
		Radansuuntainen jäykkyys/jousi (yht. 7 kpl)	0.2 MN/m
		Poikittaissuunt. jäykkyys/jousi (yht. 7 kpl)	0.2 MN/m
		Kiilavaimennus	$\mu=0.4$ , $F_{stat}=13.4$ kN
	Telikeskiö	Pystysuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa vaunurungon nousun ylöspäin mutta ei alaspäin
		Radansuuntainen jäykkyys	5 MN/m
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	40 MN/m
		Kitkataso xy-tasossa (4 kpl)	$\mu=0.2$ , $F_{tot}=107.877$ kN
		Vaimennus X, Y, Z-suunnissa	0.1327 MNs/m
		Vaimennus T-suunnassa	0.033 MNms/rad
		Vaimennus P-suunnassa	0.118 MNms/rad
	Vaimennus W-suunnassa	0.119 MNms/rad	
	Telikeskiön reunus	Radansuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, estää liikkeen reunan suuntaan
		Poikittaissuuntainen kitkavaimennus	$\mu=0.35$ , $F_{stat}=1$ kN
	Sivutuet telin ja vaunurungon välillä	Sijainti (x,y,h)	±4.325 m, ±0.63 m, 0.6 m
		Pystysuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa vaunurungon nousun ylöspäin mutta ei alaspäin
Pystysuuntainen vaimennus		0.1477 MNs/m	
Kitkataso xy-tasossa		$\mu=0.4$ $F_{stat}=8$ kN	



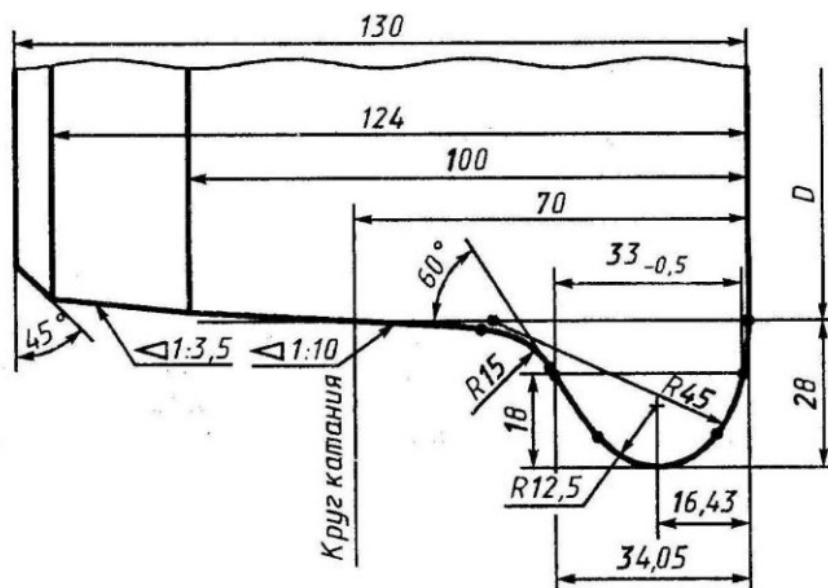
Kalustomallien toimivuus on tarkastettu mallinnusohjelman omien tarkastustyökalujen avulla. Tämän lisäksi mallien luotettavuus tulee tarkistaa vertailemalla kalustomallin käyttäytymistä oikean kaluston käyttäytymiseen. Tulevaisuudessa kalustomalleja onkin tarkoitus kehittää erilaisten tarkistusmittauksien perusteella ja samalla varmistaa, että mallit vastaavat riittävällä tarkkuudella todellisuutta. Tämä kalustomallien verifiointi on tärkeä vaihe mallien kehittämisessä ja se tullaan suorittamaan seuraavan projektin yhteydessä.

### 3.2.2 Pyöräprofiilit

Pyöräprofiilina malleissa käytetään suomalaisen kaluston osalta S1002-pyöräprofiilia (kuva 3.16). Itäisen yhdysliikenteen Vok-vaunulla pyöräprofiilina käytetään venäläistä pyöräprofiilia (kuva 3.17).

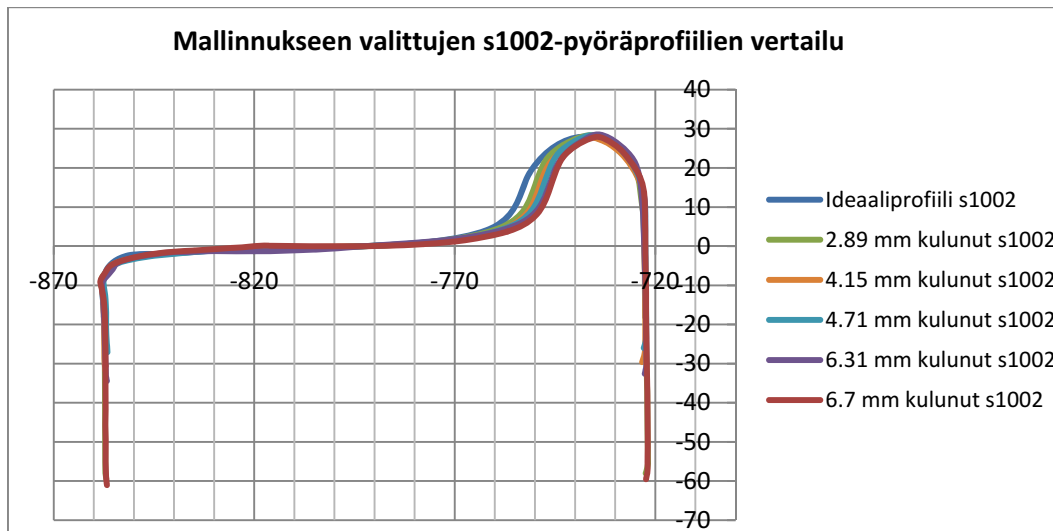


Kuva 3.16 S1002-pyöräprofiilin mitat (SFS-EN 13715 2011).



Kuva 3.17 Venäläinen pyöräprofiili (OSJD-ERA Contact Group 2011).

Mallinnuksessa on tarkoitus käyttää s1002-pyöräprofiilien osalta sekä uutta vastaavaa profiilia että kuluneita profiileita. Venäläisestä pyöräprofiilista käytössä on vain uutta vastaava, kuvan 3.17 mukainen profiili. Luvussa 2.1.1 kerrottiin, kuinka pyöräprofiilin kulumisen vaikuttaa kaluston kulkuominaisuuksiin. Kulumisen vaikutusta kaluston dynaamiseen käyttäytymiseen tarkastellaan siksi myös mallinnuksen avulla. VR mittaa pyöräprofiilien koordinaatteja, ja näiden mittaustietojen avulla mallinnukseen saatiin mukaan useita todellisia kuluneita s1002-pyöräprofiileita. Kuvassa 3.18 on esitetty mallinnukseen valitut kuluneet s1002-pyöräprofiilit.



Kuva 3.18 Mallinnuksessa käytetyt kuluneet s1002-pyöräprofiilit.

Kuvasta 3.18 voidaan huomata, että alkuvaiheessa mallinnukseen on otettu mukaan useita erilaisia kuluneita s1002-pyöräprofiileita. Näiden profiilien avulla on testattu pyöräprofiilin kuluneisuuden vaikutusta esimerkiksi ekvivalenttiseen kartiokkuuteen, josta kerrotaan tarkemmin seuraavassa luvussa 3.3.

### 3.3 Ekvivalenttinen kartiokkuus

Pyöräkerran ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoon vaikuttavat todellisen pyöräprofiilin lisäksi myös todellinen kiskoprofiili, kiskon kallistus ja raideleveys (Esveld 2001). Sekä pyöräprofiilin että kiskoprofiilin kulumisen vaikuttavat siis ekvivalenttiseen kartiokkuuteen ja siten kaluston kulkuominaisuuksiin. Tässä luvussa tarkastellaan erilaisten kisko- ja pyöräprofiilyhdistelmien tuottamaa ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoa. Tarkasteluiden avulla saadaan käsitys siitä, kuinka suuri vaikutus esimerkiksi pyöräprofiilin kulumisella on ekvivalenttiseen kartiokkuuteen.

Tässä yhteydessä kiskoprofiilit on jaoteltu kiskon sivukuluneisuuden ja pyöräprofiilit laipan kuluneisuuden perusteella. Todellisuudessa myös profiilien kulumismuoto vaikuttaa ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoon, joten esimerkiksi kuluneen pyörän kulukehän muoto olisi hyvä huomioida tarkasteluissa. Tässä vaiheessa tyydytään kuitenkin tarkastelemaan profiileita ainoastaan pyörän laipan sivukuluneisuuden määrän perusteella.

Suunnittelua varten määritetyt ekvivalenttisen kartiokkuuden raja-arvot löytyvät Liikuvan kaluston YTE:stä 2008/232/EY. Ekvivalenttisen kartiokkuuden raja-arvot laskeaan normaalitilanteessa (raideleveys 1524mm ja laipan ulkopintojen etäisyys 1510 mm) pyöräkerran sivuttaisliikkeen amplitudille  $y = 3$  mm. Tämän johdosta tässäkin tarkastelussa keskitytään erityisesti ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoihin pyöräkerran sivuttaisliikkeen amplitudin ollessa 3 mm.

Jotta kaluston kulku pysyisi stabiilina, ekvivalenttisen kartiokkuuden arvon tulisi olla alle 0.4. Lisäksi ohjautuvuuden säilyvyyden vuoksi ekvivalenttisen kartiokkuuden arvon olisi hyvä olla yli 0.1. (Esveld 2001) Ekvivalenttisen kartiokkuuden raja-arvoihin on kuitenkin yleensä määritetty vain ylärajat. Tämä johtunee siitä, että yleisesti ottaen liian suuri ekvivalenttinen kartiokkuus aiheuttaa enemmän ongelmia kuin liian pieni ekvivalenttinen kartiokkuus (Berg 2013). Standardissa SFS-EN 14363 on määritetty ekvivalenttisen kartiokkuuden ylärajat eri nopeusluokissa (taulukko 3.4). Ekvivalenttisen kartiokkuuden keskiarvo 100 metrin tarkastelumatkalla ei saa ylittää taulukossa 3.4 mainittuja ylärajoja.

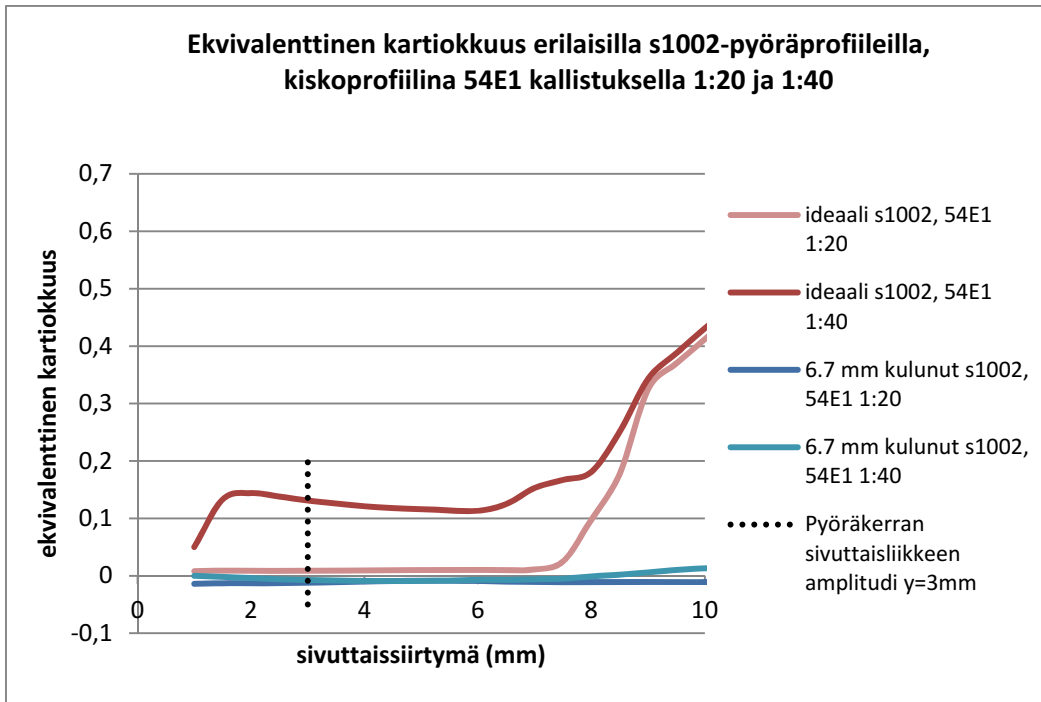
Taulukko 3.4 Ekvivalenttisen kartiokkuuden ylärajat testiradalle standardissa SFS-EN 14363.

Sallittu nopeus	Ekvivalenttinen kartiokkuus
$V \leq 140$ km/h	$\lambda_e \leq 0.50$
$140$ km/h $< V \leq 200$ km/h	$\lambda_e \leq 0.40$
$200$ km/h $< V \leq 230$ km/h	$\lambda_e \leq 0.35$
$230$ km/h $< V \leq 250$ km/h	$\lambda_e \leq 0.30$
$250$ km/h $< V \leq 280$ km/h	$\lambda_e \leq 0.25$
$280$ km/h $< V \leq 350$ km/h	$\lambda_e \leq 0.15$

Taulukosta 3.4 huomataan, että nopeusalueella  $140$  km/h  $< V < 200$  km/h ekvivalenttisen kartiokkuuden ylärajaksi on määritetty juuri 0.4.

Ekvivalenttisen kartiokkuuden raja-arvot on määritetty myös raideleveyden, kiskon hamaran profiilin ja kiskon kallistuksen suunnitteluarvoille. Näiden parametrien tulee olla sellaiset, että kun tietyt pyöräkerrat mallinnetaan kulkemaan kyseisellä rataosuudella, ekvivalenttisen kartiokkuuden arvot eivät ylitä raja-arvoja. (Trafi 2013) Toisaalta ekvivalenttisen kartiokkuuden raja-arvot määritetään myös pyörän profiilin suunnitteluarvoille. Tällöin suunniteltu pyöräprofiili mallinnetaan kulkemaan raiteesta otetun edustavan näytteen yli. Mallinnustuloksista tarkastetaan, että ekvivalenttisen kartiokkuuden arvot eivät ylitä raja-arvoja. (YTE 2011)

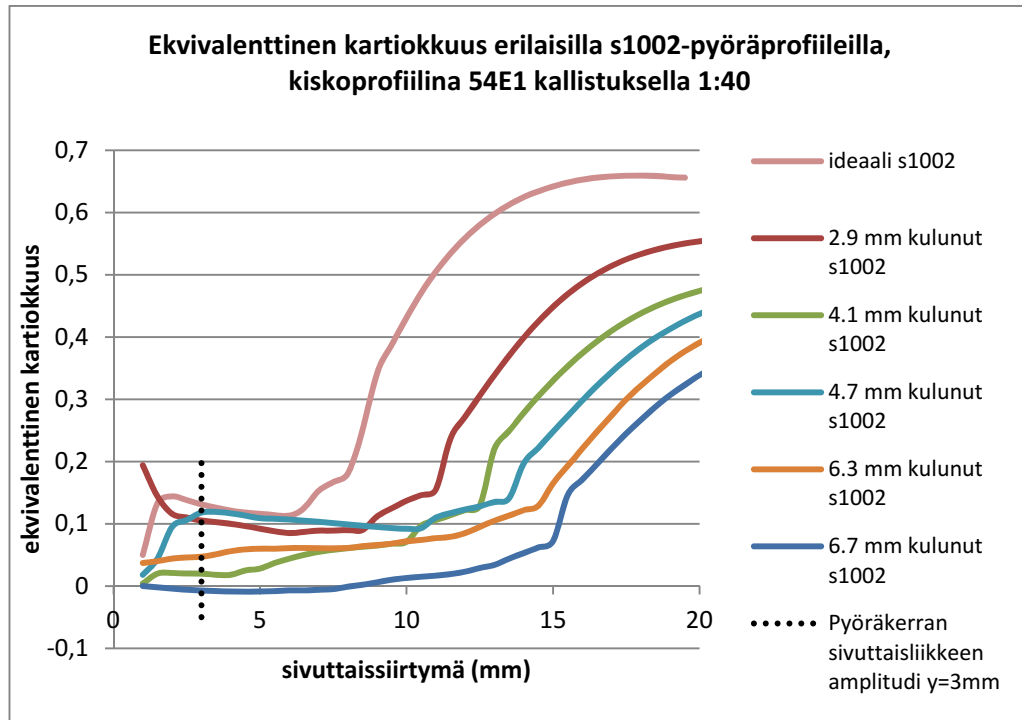
Kiskon kallistuksen vaikutusta ekvivalenttiseen kartiokkuuteen tarkasteltiin kiskoprofiilin 54E1 kallistuksilla 1:20 ja 1:40. Yleisesti ottaen pieni kiskon kallistus voi aiheuttaa suuren ekvivalenttisen kartiokkuuden arvon (Berg 2013), joten pienemmällä kiskon kallistuksella 1:40 ekvivalenttisen kartiokkuuden arvojen voi olettaa olevan suuremmat kuin kiskon kallistuksella 1:20. Kuvassa 3.19 on vertailtu ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoja kiskon kallistuksella 1:20 ja 1:40 pyöräprofiilin ollessa joko ideaali s1002 tai selvästi kulunut s1002.



Kuva 3.19 Ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoja kiskon kallistuksilla 1:20 ja 1:40, pyöräprofiilina ideaali s1002 ja 6.7 mm kulunut s1002.

Kuvan 3.19 perusteella kiskon kallistuksen vaikutus havaitaan erityisesti pyöräprofiilin ollessa kuluneita. Tällöin pienemmällä kiskon kallistuksella (1:40) ekvivalenttisen kartiokkuuden arvo on selvästi suurempi kuin kiskon kallistuksella 1:20. Kiskon kallistuksen ollessa 1:40 ekvivalenttisen kartiokkuuden arvo 3 mm:n sivuttaissiirtymällä on yli 0,1, joten pyöräkerran pitäisi ohjautua hyvin. Kuvasta 3.19 voidaan myös havaita, kuinka suuri merkitys pyöräprofiilin kuluneisuudella on ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoon. Tässä esimerkissä, pyöräprofiilin laipan ollessa 6.7 mm kulunut, kiskon kallistuksella ei ole enää juuri lainkaan merkitystä ekvivalenttiseen kartiokkuuteen. Tällä hyvin kuluneella pyöräprofiililla ekvivalenttisen kartiokkuuden arvo on 3 mm:n sivuttaissiirtymän kohdalla jopa alle nollan, joka tarkoittaisi sitä, että pyöräkerta ei pysty kehittämään lainkaan vierintäsäde-eroa pyörien välille ja on siis menettänyt ohjattavuutensa. Seuraavaksi tarkastellaankin laajemmin pyöräprofiilin kuluneisuuden vaikutusta ekvivalenttiseen kartiokkuuteen.

Kuvassa 3.20 on esitetty ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoja erilaisille kuluneille s1002-pyöräprofiileille. Kiskoprofiilina tässä esimerkissä on 54E1 kiskon kallistuksella 1:40.

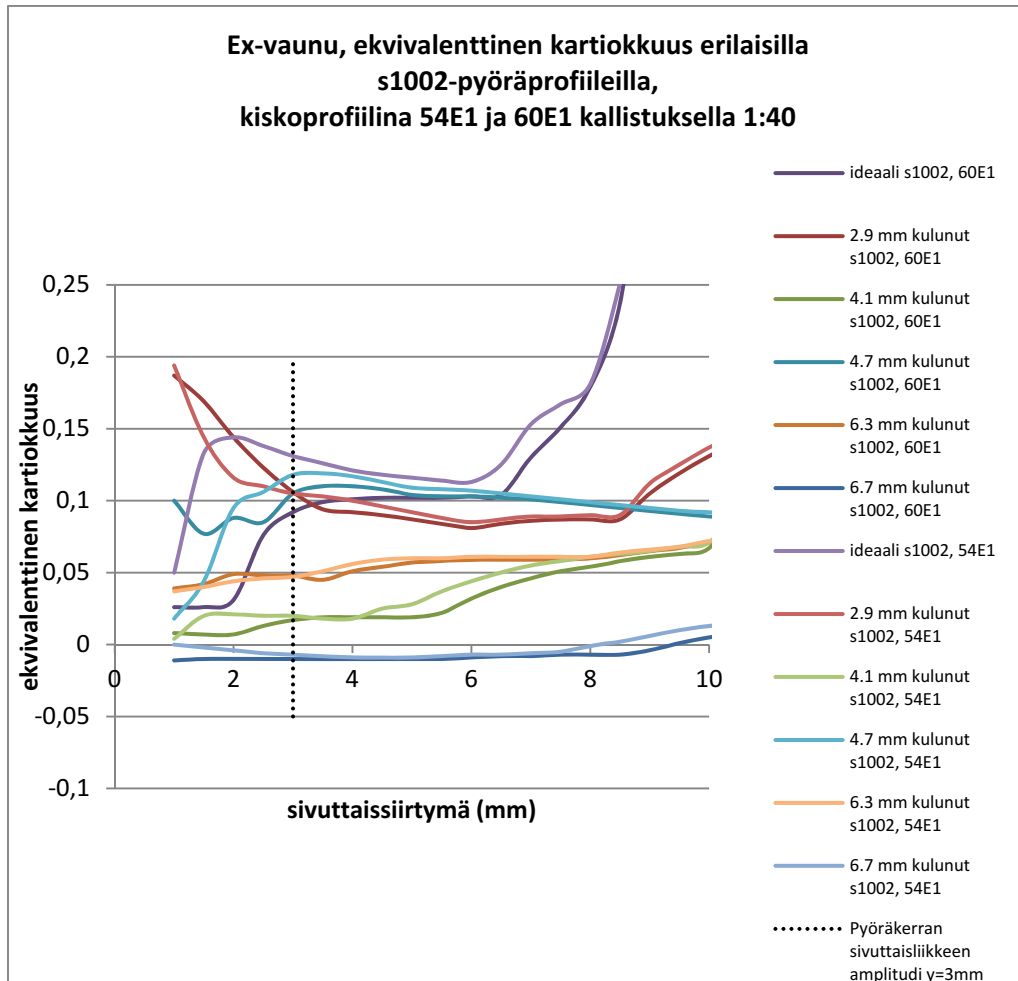


Kuva 3.20 Ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoja kiskoprofiililla 54E1 ja kiskon kallistuksella 1:40, pyöräprofiilina kuluneita s1002-profiileita.

Kuvasta 3.20 voidaan havaita, että 3 mm:n sivuttaissiirtymän kohdalla ekvivalenttisen kartiokkuuden arvo jää usein alle 0.1 rajan. Yksi esimerkeistä, jo aiemmassa kuvaajassa 3.19 mukana ollut 6.7 mm kulunut pyöräprofiili, tuottaa ekvivalenttiselle kartiokkuudelle jopa hieman negatiivisen arvon. Ideaaliprofiilien tapauksessa ekvivalenttisen kartiokkuuden arvo alkaa selvästi nousta noin 7 mm:n sivuttaissiirtymän kohdalla eli laippakosketuksen syntyessä. Kuluneilla pyöräprofiileilla ekvivalenttisen kartiokkuuden nousu alkaa vasta myöhemmin, sillä kuluneella pyörällä laippakosketus syntyy vasta suuremmalla sivuttaissiirtymällä.

Kuvan 3.20 esimerkkitapauksissa pyörän kuluminen useimmiten vähentää ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoa. Ekvivalenttisen kartiokkuuden arvo riippuu kuitenkin hyvin paljon siitä, millainen kulumismuoto kuluneella pyöräprofiililla on. Pyöräprofiilin kulumisen ja ekvivalenttisen kartiokkuuden välisen yhteyden selvittämiseksi kuluneiden pyöräprofiilien otoksen pitäisi olla laajempi kuin tässä projektissa. Lisäksi kuluneiden pyöräprofiilien kulumismuoto pitäisi ottaa tarkasteluissa erikseen huomioon.

Aiemmin ekvivalenttista kartiokkuutta tarkasteltiin kiskoprofiililla 54E1. Kiskoprofiili 54E1 ja 60E1 tuottavat kuitenkin suunnilleen toisiaan vastaavat ekvivalenttisen kartiokkuuden arvot. Ainoastaan pienillä sivuttaissiirtymillä ekvivalenttisen kartiokkuuden kuvaajat poikkeavat selvästi toisistaan. Kuvassa 3.21 on esitetty ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoja kuluneille s1002-pyöräprofiileille kiskoprofiilin ollessa 54E1 tai 60E1 1:40 kallistuksella.

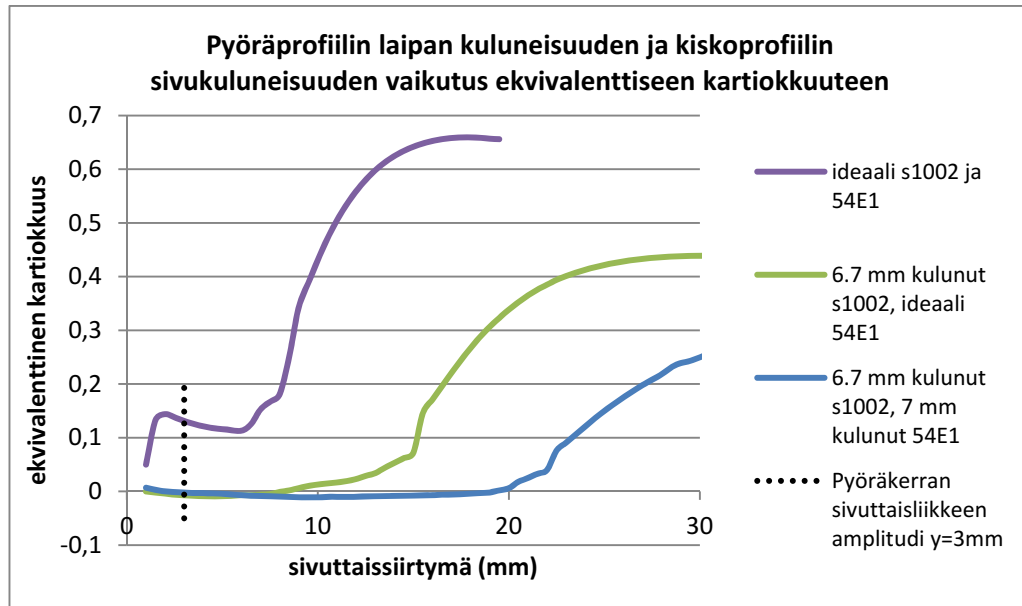


Kuva 3.21 Ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoja kiskoprofiililla 54E1 ja 60E1 kiskon kallistuksella 1:40, pyöräprofiilina kuluneita s1002-profiileita.

Kuvasta 3.21 huomataan, kuinka suuremmilla sivuttaissiirtymän arvoilla kiskoprofiilit 54E1 ja 60E1 tuottavat toisiaan melko hyvin vastaavat ekvivalenttisen kartiokkuuden kuvaajat. Sama ilmiö on havaittavissa myös 10 mm suuremmilla sivuttaissiirtymillä, jotka on jätetty kuvaajasta pois. 3 mm:n sivuttaissiirtymän kohdalla kuvaajat poikkeavat lähinnä ideaalin s1002-pyöräprofiilin tapauksessa, jolloin 54E1-kiskoprofiilin ja s1002-pyöräprofiilin yhdistelmällä ekvivalenttinen kartiokkuus on selvästi suurempi kuin 60E1-kiskoprofiilin ja s1002-pyöräprofiilin tapauksessa.

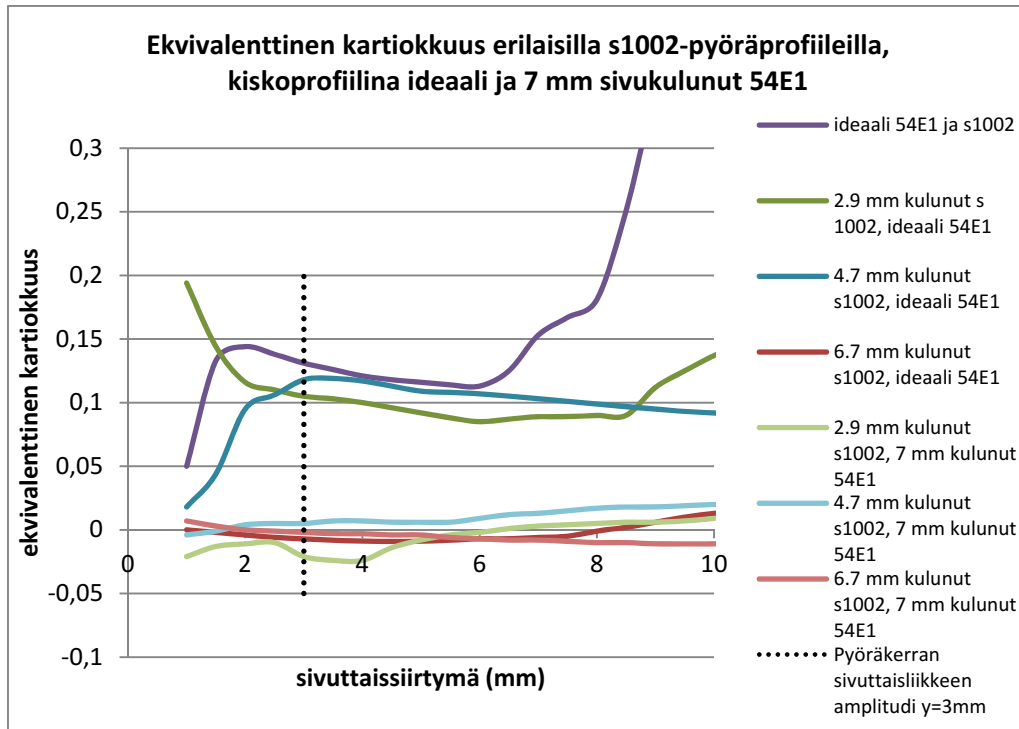
Kuvan 3.21 perusteella voidaan myös päätellä, että kuluneiden pyöräprofiilien tarkastelun yhteydessä ei ole juuri merkitystä, valitaanko mallinnukseen kiskoprofiiliksi 54E1 vai 60E1. Tästä eteenpäin tarkasteluissa on käytetty 54E1 kiskoprofiilia kallistuksella 1:40.

Seuraavaksi tarkastellaan ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoja kuluneen pyöräprofiilin ja kuluneen kiskoprofiilin yhdistelmälle. Kuvassa 3.22 on esitetty 6.7 mm kuluneen pyöräprofiilin ekvivalenttisen kartiokkuuden arvot sekä ideaalilla 54E1-kiskoprofiililla että 7 mm sivukuluneella 54E1-kiskoprofiililla.



Kuva 3.22 Pyöräprofiilin laipan ja kiskoprofiilin sivukuluneisuuden vaikutus ekvivalenttiseen kartiokkuuteen.

Kuvassa 3.22 havaitaan ekvivalenttisen kartiokkuuden pieneneminen sekä pyöräprofiilin että kiskoprofiilin kuluneisuuden myötä. Ideaaliprofiileilla ekvivalenttinen kartiokkuus alkaa nousta selvästi 7–8 mm:n sivuttaissiirtymällä, jolloin tapahtuu laippakosketus. Kun pyöräprofiilin laippa on kulunut 6.7 mm, laippakosketus syntyy vasta suuremmalla sivuttaissiirtymällä eli tässä tapauksessa noin 15 mm:n kohdalla. Jos laipan kuluneisuuden lisäksi myös kisko on kulunut, laippakosketukseen vaadittava sivuttaissiirtymä on vieläkin suurempi, eli kuvassa 3.22 noin 22 mm. Tarkastellaan vielä, miten kiskon sivukuluneisuus vaikuttaa ekvivalenttiseen kartiokkuuteen kuluneilla pyöräprofiileilla 3 mm:n sivuttaissiirtymän kohdalla, eli selvästi ennen laippakosketuksen syntymistä (kuva 3.23).

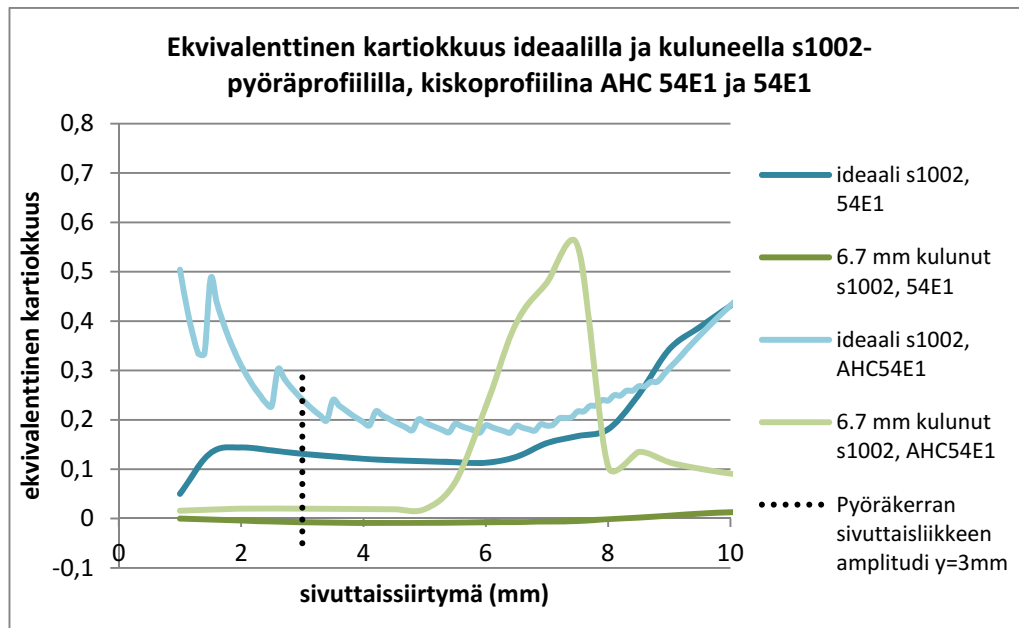


Kuva 3.23 Kiskoprofiilin sivukuluneisuuden vaikutus ekvivalenttiseen kartiokkuuteen kuluneilla s1002-pyöräprofileilla.

Kuvassa 3.23 on tarkasteltu kiskon 7 mm:n sivukuluneisuuden vaikutusta ekvivalenttiseen kartiokkuuteen kuluneilla pyöräprofileilla. Yleisesti ottaen kiskon sivukuluneisuus vähentää ekvivalenttista kartiokkuutta 3 mm:n sivuttaissiirtymällä, mutta erittäin kuluneen pyöräprofiilin tapauksessa (6.7 mm kulunut s1002) kiskon sivukuluneisuudella ei ole juuri vaikutusta ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoon. Erittäin kuluneen pyöräprofiilin tapauksessa ekvivalenttisen kartiokkuuden arvo on laskenut jo pyörän kuluneisuuden vuoksi niin alas, että kiskon sivukuluneisuus ei enää muuta tilannetta huonompaan suuntaan.

Ekvivalenttisen kartiokkuuden tarkastelu tehtiin myös luvussa 3.1.2 esitetyllä AHC 54E1-kiskoprofiilille. Kiskoprofiili on hiottu epäsymmetrisesti, joten ekvivalenttisen kartiokkuuden kuvaaja voi poiketa merkittävästikin tavallisen 54E1-kiskoprofiilin tapauksesta. Kuvassa 3.24 on vertailtu AHC 54E1-kiskoprofiilin ja tavallisen 54E1-kiskoprofiilin tuottamia ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoja.





Kuva 3.24 Ekvivalenttisen kartiokkuuden arvot AHC54E1-kiskoprofiililla ja 54E1-kiskoprofiililla, pyöräprofiilina ideaali ja kulunut s1002.

Kuvasta 3.24 voidaan havaita, että AHC 54E1 -kiskoprofiilin ekvivalenttisen kartiokkuuden arvot ovat suuremmat kuin tavallisella 54E1-kiskoprofiililla. Arvot poikkeavat toisistaan 3 mm:n sivuttaissiirtymällä etenkin ideaalin pyöräprofiilin tapauksessa. Tässä vaiheessa on kuitenkin hyvä huomioida, että ekvivalenttisen kartiokkuuden laskeminen tällaiselle epäsymmetriselle kiskoprofiilille on hyvin haastavaa. Ekvivalenttisen kartiokkuuden arvot on laskettu rautateihin erikoistuneella ohjelmalla, mutta epäsymmetrisen AHC-kiskoprofiilin tapauksessa pyörien vierintäsäde-erot voivat muuttua hyvin nopeasti, jolloin virheet laskennassa ovat mahdollisia.

Näiden ekvivalenttiseen kartiokkuuteen liittyvien tarkasteluiden pohjalta päätettiin, minkälaisia pyörä-kisko-yhdistelmiä on järkevää käyttää simuloinneissa. Pyörän kuluneisuus vaikuttaa merkittävästi ekvivalenttiseen kartiokkuuteen ja siten esimerkiksi kriittiseen nopeuteen suoralla radalla tai vaadittavaan sivuttaissiirtymään kaarteissa. Siksi osaan tarkasteluista otettiin mukaan eri tavalla kuluneita pyöräprofiileita. Tarkasteltaviksi pyöräprofiileiksi valittiin s1002-pyöräprofiilin osalta ideaalin pyöräprofiilin lisäksi 2.9 mm kulunut, 4.1 mm kulunut ja 6.7 mm kulunut pyöräprofiili. Venäläisessä Vok-vaunussa käytettiin venäläistä pyöräprofiilia. Kiskoprofiilina käytettiin 54E1-kiskoprofiilia.

### 3.4 Simulointimallin tuloksien käsittely

Simulointituloksissa käytetään koordinaatistoa, jossa x-suunta kuvaa radansuuntaista komponenttia, y-suunta poikittaissuuntaista komponenttia ja z-suunta pystysuuntaista komponenttia.

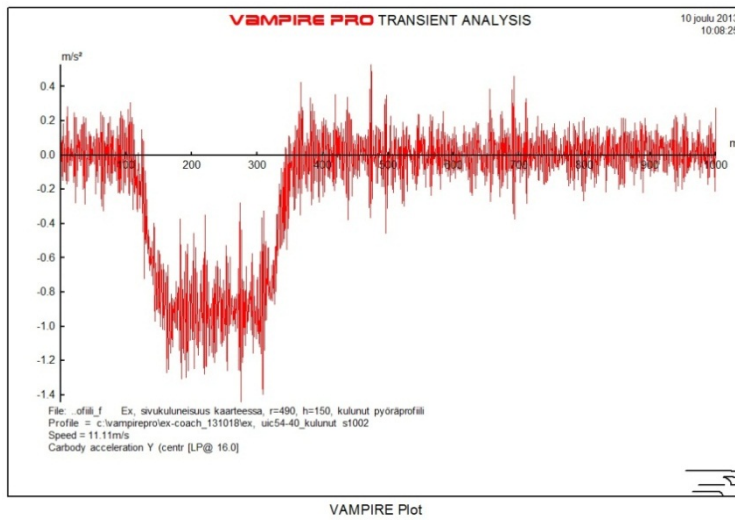
Simulointituloksina saadaan kaikissa analyyseissä pyöräkuormitukset, kaluston kiihtyvyydet ja kulumisesta kertovat  $\sigma$ -arvot. Pyöräkuormitukset kertovat kiskon ja pyörän välillä vaikuttavista dynaamisista kuormituksista. Pyöräkuormitukset on määritetty jokaisen kalustotyypin ensimmäisen pyöräkerran vasemmasta ja oikeasta pyörästä, ja niissä ei ole mukana staattista pyöräkuormitusta ellei toisin ole mainittu. Pyöräkuormitusten yksikkönä on kN.

Kaluston kiihtyvyydet saadaan x-, y- ja z-suunnissa pyöräkerrasta, telistä ja vaunurungosta. Pyöräkerrassa kiihtyvyydet määritetään etummaisesta pyöräkerran oikean pyörän laakeripesän kohdalta. Telin kiihtyvyydet määritetään etummaisesta telin telikeskiön kohdalta, ja vaunurungon kiihtyvyydet vastaavalta kohdalta vaunurungosta. Kiihtyvyyksien yksikkönä on  $m/s^2$ .

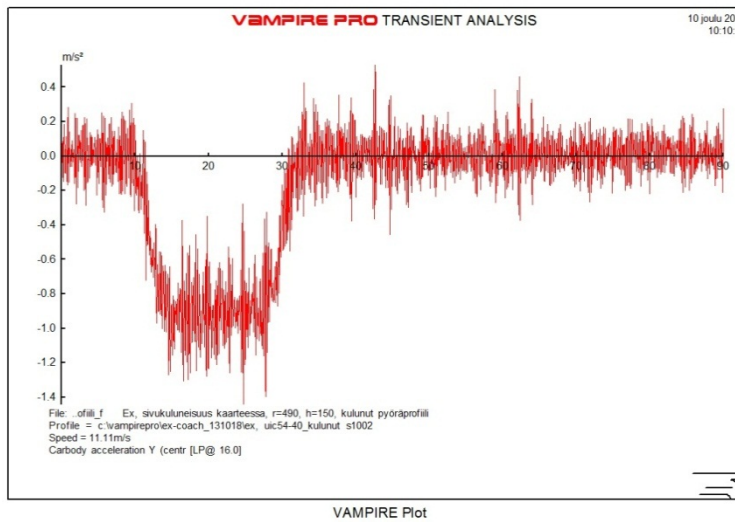
Pyöräprofiilissa on erotettavissa kaksi erillistä kulumisaluetta: laipan kuluminen ja kulkukehän kuluminen (Lewis & Olofsson 2009). Kulumisen simuloinnissa tarkastellaankin erikseen näitä kahta eri kulumisaluetta.

Energiafunktio  $T_y$  ilmoittaa pitkittäissuuntaisen, poikittaissuuntaisen ja kiertosuunnan liukuvoimien ja luisumien tulojen summan (luku 2.1.8).  $T_y$ -arvo kertoo, kuinka paljon kiskoissa ja pyörissä tapahtuu kulumista. Käytetyssä ohjelmassa  $T_y$ -arvot ilmoitetaan erikseen pyörän kulkukehälle, laipalle ja laipan sisäpinnalle (flangeback), eli normaalitilanteessa ennen laippakosketuksen syntymistä kulumista esiintyy vain kulkukehällä muiden  $T_y$ -arvojen ollessa nolli. Simulointituloksissa on siis huomioitu kaikki  $T_y$ -arvot erikseen. Simuloinnista on mahdollista saada erikseen myös pitkittäis- ja poikittaissuuntaiset liukuvoimat ja luisumat.  $T_y$ -arvo kertoo liukuvoimien ja luisumien tulojen summan, joten pitkittäis- ja poikittaissuuntaisten liukuvoimien ja luisumien tulona on mahdollista saada myös  $T_y$ -arvot erikseen pitkittäis- ja poikittaissuunnassa. Tässä projektissa  $T_y$ -arvot ilmoitetaan kuitenkin vielä yksinkertaisemmin yhtenä arvona, joka sisältää pitkittäissuuntaisen, poikittaissuuntaisen ja kiertosuunnan liukuvoimien ja luisumien tulojen summan.  $T_y$ -arvon yksikkönä on J/m eli N.

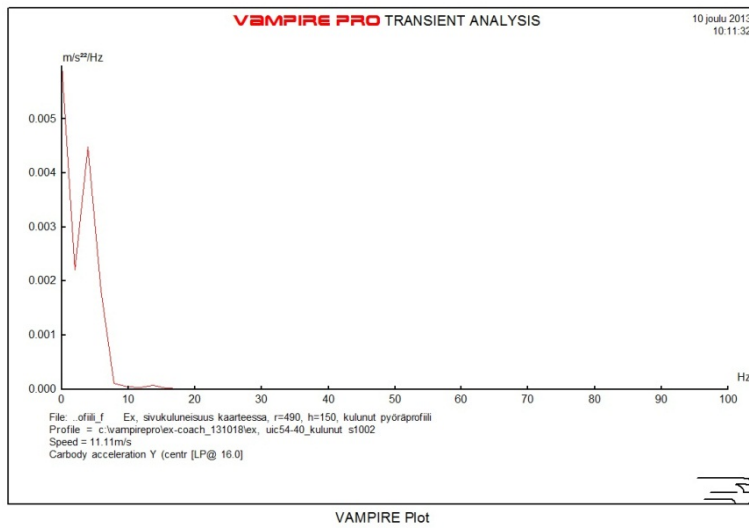
Kaikki tulokset voidaan ilmoittaa matkan, ajan tai taajuuden funktiona. Seuraavaksi käydään läpi esimerkitapaukset saman tuloksen esittämisestä eri parametrien funktiona. Kuvassa 3.25 on ilmoitettu Ex-vaunun vaunurungon poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden arvo kaarteissa matkan funktiona, kuvassa 3.26 ajan funktiona ja kuvassa 3.27 taajuuden funktiona. Tässä projektissa tuloskuvaajat on esitetty aina matkan funktiona.



Kuva 3.25 Ex-vaunun vaunurungon poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden arvo matkan funktiona.

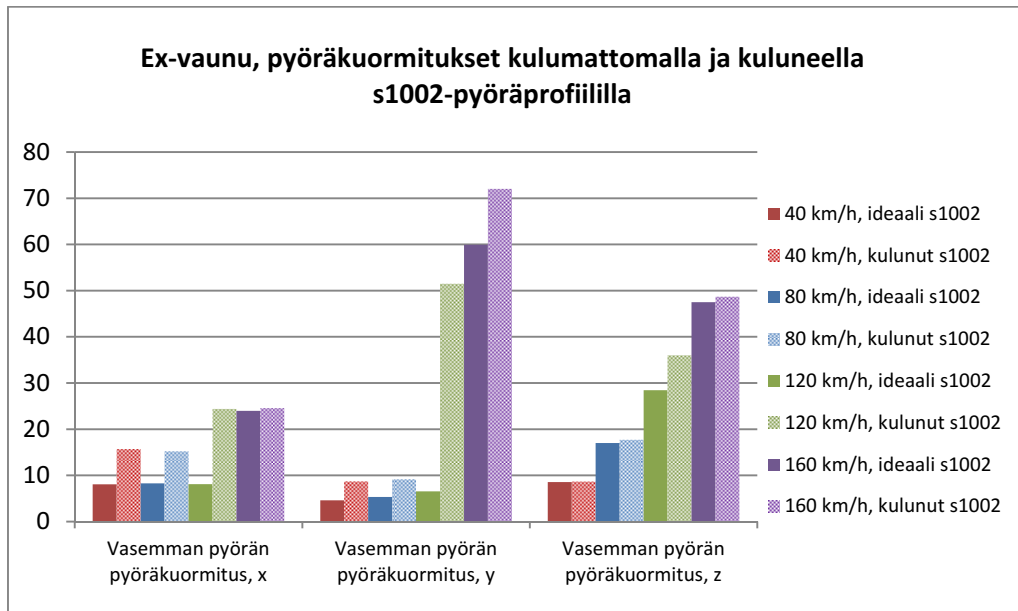


Kuva 3.26 Ex-vaunun vaunurungon poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden arvo ajan funktiona.



Kuva 3.27 Ex-vaunun vaunurungon poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden arvo taajuuden funktiona.

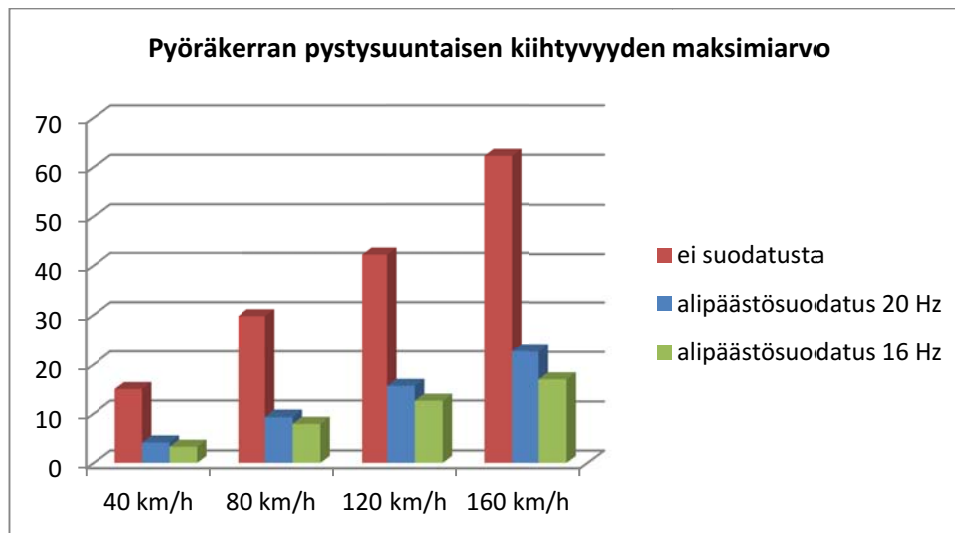
Simulointien perustapauksessa käytettävän pyöräprofiilin valinnan tueksi simulointimallilla testattiin kulumattoman s1002-pyöräprofiilin ja kuluneen s1002-pyöräprofiilin vaikutuksia rataan kohdistuviin kuormituksiin. Kuvassa 3.28 on esitetty Ex-vaunun pyöräkuormitukset suoralla rataosuudella kulumattomalla ja kuluneella s1002-pyöräprofiililla. Tässä esimerkitapauksessa kiskoprofiilina on kulumaton 54E1-profiili ja radan epätasaisuustiedostona on käytetty track200-tiedostoa.



Kuva 3.28 Pyöräkuormitukset (kN) kulumattomalla ja kuluneella s1002-pyöräprofiililla.

Kuvasta 3.28 huomataan, että kuluneella s1002-pyöräprofiililla rataan kohdistuvat kuormitukset ovat suuremmat kuin kulumattomalla s1002-profiililla. Lukujen 4 ja 5 simuloinneissa onkin tarkasteltu myös pyörän kulumisen vaikutusta tuloksiin. Perustapauksena on kuitenkin käytetty ideaalia s1002-pyöräprofiilia, jotta eri parametri muutokset näkyisivät tuloksissa selkeämmin.

Tuloksien suodatusmenetelmä vaikuttaa saataviin arvoihin merkittävästi. Kuvassa 3.29 on esitetty esimerkkinä Ex-vaunun pyöräkerran pystysuuntaisen kiihtyvyyden maksimiarvo suoralla radalla eri suodatusmenetelmillä. Esimerkeiksi on otettu 20 Hz:n ja 16 Hz:n alipäästösuodatukset, jotka rajaavat korkeimmat taajuudet pois tuloksesta. Tämän tyyppinen korkeimpien taajuuksien suodatus on yleinen menetelmä junnassa mitattujen kiihtyvyyksien jälkikäsitelyssä (SFS-EN 14363 2005).



Kuva 3.29 Ex-vaunun pyöräkerran pystysuuntaisen kiihtyvyyden maksimiarvo ( $m/s^2$ ) eri suodatustaajuuksilla.

Standardissa SFS-EN 14363 (2005) on määritelty useita eri tapoja mittauksissa saatujen tuloksien suodatukseen. Dynaamisen kuormituksen  $Q_{max}$  määrittämisessä käytetään standardin mukaan 20 Hz alipäästösuodatinta ja 99,85 % kertymäfrekvenssiä. Pyöräkerran aiheuttaman sivuttaissuuntaisen kokonaisvoiman  $\Sigma Y_{max}$  määrittämisessä käytetään myös 20 Hz alipäästösuodatinta ja 0,15 % sekä 99,85 % kertymäfrekvenssiä. Kokonaisvoiman määrittämisessä käytetään lisäksi 2,0 metrin liukuvaa keskiarvoa.

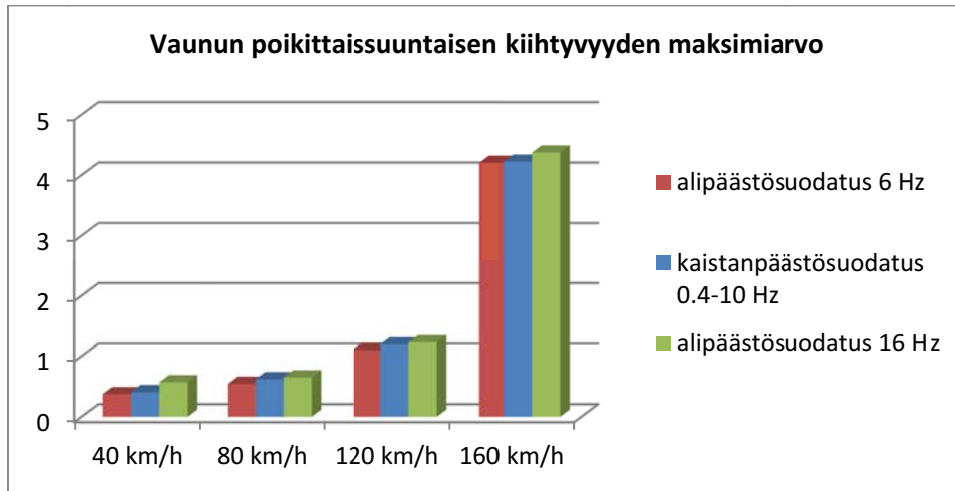
Kiihtyvyyksien suodattaminen riippuu standardin mukaan siitä, minkä asian tarkasteluun tuloksia käytetään. Jos tuloksia tarkastellaan ajon turvallisuuden kannalta, vaunurungon poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden tarkastelussa käytetään 6 Hz alipäästösuodatusta ja pystysuuntaisen kiihtyvyyden tarkastelussa 0,4 Hz–4 Hz kaistanpäästösuodatusta. Kertymäfrekvenssin käyttö näissä tapauksissa ei selviä standardista.

Jos tuloksia tarkastellaan kulkuominaisuuksien kannalta, vaunurungon poikittais- ja pystysuuntaisen kiihtyvyyden tarkastelussa käytetään 0,4 Hz–10 Hz kaistanpäästösuodatusta ja 0,15 % sekä 99,85 % kertymäfrekvenssiä.

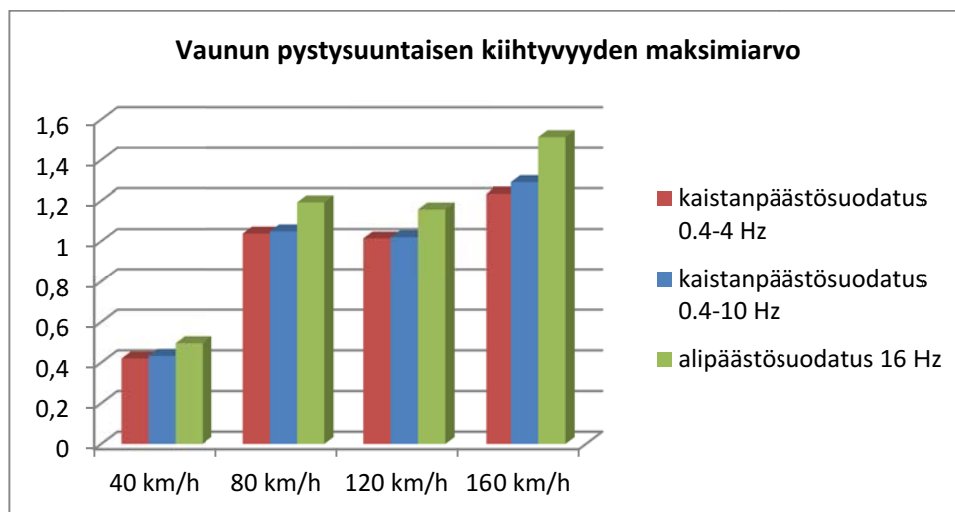
Kiihtyvyyksimittauksien raja-arvot on ilmoitettu Ratateknisissä ohjeissa osassa 13: Radan tarkastus (RATO 13 2004). Ohjeissa on ilmoitettu raja-arvot korista telikeskiön päältä mitatuille poikittais- ja pystykiihtyvyyksille. Ohjeiden mukaan kiihtyvyyksimittaus tehdään käyttämällä alipäästösuodatinta LP = 16 Hz.

Seuraavaksi on tarkasteltu eri suodatusmenetelmien vaikutusta Ex-matkustajavaunun vaunurungon poikittais- ja pystysuuntaisiin kiihtyvyyksiin suoralla rataosuudella. Kuvissa 3.30 ja 3.31 on esitetty poikittais- ja pystysuuntaisten kiihtyvyyksien suodatusmenetelmien vaikutukset. Ratateknisissä ohjeissa mainitussa 16 Hz alipäästösuodatuksen tapauksessa tulokset on otettu sellaisinaan ilman kertymäfrekvenssejä, sillä

ohjeissa ei ollut mainintaa kertymäfrekvenssien käytöstä. Kaikissa muissa tapauksissa on laskettu 0,15 % ja 99,85 % kertymäfrekvenssi, joista tuloksiin on otettu kertymäfrekvenssien itseisarvojen maksimiarvo.



Kuva 3.30 Ex-vaunun vaunurungon poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden maksimiarvo ( $m/s^2$ ) eri suodatusmenetelmillä.



Kuva 3.31 Ex-vaunun vaunurungon pystysuuntaisen kiihtyvyyden maksimiarvo ( $m/s^2$ ) eri suodatusmenetelmillä.

Kuvat 3.30 ja 3.31 esittävät, millainen vaikutus suodatusmenetelmän valinnalla on tuloksiin. Molemmissa tapauksissa 16 Hz alipäästösuodatus antaa odotetusti suurimmat kiihtyvyyden maksimiarvot. Suodatusmenetelmän valinnalla ei kuitenkaan ole tässä tapauksessa suurta merkitystä, sillä kiihtyvyydsarvot ovat melko lähellä toisiaan.

Kaikissa tämän projektin simuloinneissa käytetään kiihtyvyyksille RATO:n mukaista 16 Hz alipäästösuodatusta ilman kertymäfrekvenssejä. Kiihtyvyyksien tuloksia tarkastellaan minimi- ja maksimiarvojen lisäksi myös RMS-arvojen avulla. RMS-arvo tarkoittaa neliöllistä keskiarvoa ja se kuvaa kiihtyvyydsatan tehollista arvoa eli antaa tietoa yleisestä kiihtyvyydestä. Kiihtyvyyksien osalta ei ole kannattavaa tarkastella keskiarvoa, sillä kiihtyvyydet vaihtelevat yleensä melko tasaisesti nollan molemmin puolin, jolloin keskiarvo asettuu lähelle nollaa.

Pyöräkuormituksille käytetään standardin EN-14363 mukaisesti 20 Hz alipäästösuodatusta ja 99,85 % kertymäfrekvenssiä. Lisäksi sivuttaissuuntaisille ja radansuuntaisille kuormituksille käytetään 0,15 % kertymäfrekvenssiä. Standardin mukaan 0,15 % kertymäfrekvenssi ei ole tarpeellinen pystysuuntaisille pyöräkuormituksille. Simuloinneissa pyöräkuormituksista on kuitenkin useimmiten tarkasteltu ainoastaan dynaamista osuutta, ja 0,15 % kertymäfrekvenssiä on käytetty myös pystysuuntaisen dynaamisen pyöräkuormituksen tapauksessa. Radansuuntaisten kiihtyvyyksien ja kuormitusten suodatusmenetelmään standardi ei anna ohjeita, mutta näissä simuloinneissa niille käytetään vastaavia suodatuksia kuin poikittaissuuntaisille kiihtyvyyksille ja kuormituksille. Simuloinneissa tarkastellaan kuitenkin lähinnä poikittaissuuntaisia kuormituksia ja kiihtyvyyksiä.

Simuloinneissa tarkastellaan pyöräkuormitusten ja kiihtyvyyksien lisäksi myös kulumisesta kertovia  $T\gamma$ -arvoja.  $T\gamma$ -arvojen suodatuksessa käytetään vastaavaa menetelmää kuin pyöräkuormituksilla, eli 20 Hz alipäästösuodatusta sekä 0,15 % ja 99,85 % kertymäfrekvenssejä.

Kaikki simuloinneissa tarkastelun kohteena olevat tulospaarametrit on esitetty taulukossa 3.5.

Taulukossa 3.5 pyöräkuormituksilla tarkoitetaan vasemman ja oikean pyörän pyöräkuormituksen lisäksi myös koko pyöräkerran pyöräkuormitusten summaa. Pyöräkuormituksissa on siis tarkasteltu kolmea erityyppistä pyöräkuormitusta kolmeen eri suuntaan. Vasemman ja oikean pyörän pyöräkuormituksissa mukana ei ole staattista kuormitusta, mutta koko pyöräkerran pyöräkuormitus sisältää myös staattisen kuormituksen.

Taulukko 3.5 Simuloinnista saadut tulosparametrit ja käytetyt suodatusmenetelmät vaunurungolle, telille ja pyöräkerralle.

	Maksimi-arvo	Minimi-arvo	99,85 %-arvo	0,15 %-arvo	RMS-arvo	16 Hz ali-päästö-suodatus	20 Hz ali-päästö-suodatus
<b><u>Vaunurunko</u></b>							
radansuuntainen kiihtyvyys	X	X			X	X	
poikittaiskiihtyvyys	X	X			X	X	
pystykiihtyvyys	X	X			X	X	
<b><u>Teli</u></b>							
radansuuntainen kiihtyvyys	X	X			X	X	
poikittaiskiihtyvyys	X	X			X	X	
pystykiihtyvyys	X	X			X	X	
<b><u>Pyöräkerta</u></b>							
radansuuntainen kiihtyvyys	X	X			X	X	
poikittaiskiihtyvyys	X	X			X	X	
pystykiihtyvyys	X	X			X	X	
radansuuntainen pyöräkuormitus			X	X			X
poikittaissuuntainen pyöräkuormitus			X	X			X
pystysuuntainen pyöräkuormitus			X	X			X
Ty vasemman pyörän kulkukehä			X	X			X
Ty oikean pyörän kulkukehä			X	X			X
Ty laippa			X	X			X
Ty laipan sisäpinta			X	X			X



## 4 Simulointi suoralla radalla

Suoralla radalla ajettaessa kalusto on jatkuvassa sivuttaissuuntaisessa liikkeessä. Tästä tasapainotilan hakemisesta johtuvasta heilurimaisesta Klingelin liikkeestä on kerrottu tarkemmin luvussa 2.1.1. Ekvivalenttinen kartiokkuus vaikuttaa tämän Klingelin liikkeen aallonpituuteen ja siten junan kulun stabiilisuuteen. Ekvivalenttisen kartiokkuuden kasvaessa Klingelin liikkeen aallonpituus pienenee jolloin liikkeen taajuus kasvaa. Tämä voi johtaa kaluston epästabiiliin kulkuun suoralla radalla. Luvussa 2.1.7 kerrottiin tarkemmin eri parametrien, kuten ekvivalenttisen kartiokkuuden sekä telien ja vaunun välisen kiertovastuksen, vaikutuksesta kaluston kriittiseen nopeuteen. Näitä vaikutuksia arvioidaan nyt simulointien avulla.

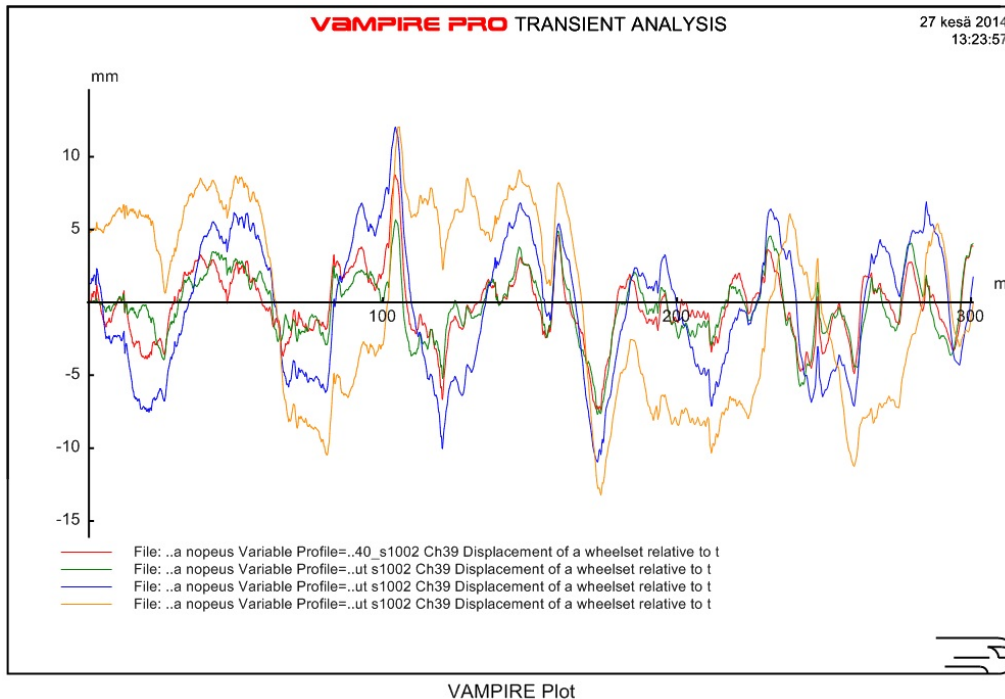
Tässä luvussa tarkastellaan kaluston kulkua suoralla radalla ajettaessa. Tarkastelun kohteena on erityisesti pyöräkerran ekvivalenttisen kartiokkuuden vaikutus kaluston epästabiiliin käyttäytymiseen. Samalla tarkastellaan telikeskiön kiertovastuksen vaikutusta kaluston epästabiiliin kulkuun. Tarkastelu tehdään useilla eri nopeuksilla kriittisen nopeuden selvittämiseksi. Stabiilin liikkeen muuttumisessa epästabiiliksi rajana voidaan pitää yli kuutta peräkkäistä suuriamplitudista värähdystä taajuusalueella 4–8 Hz (Kuokkanen & Fagerholm 1991).

Samassa yhteydessä tutkitaan alustavasti myös raiteen epätasaisuuksien ja radan jäykkyyden vaikutusta kalustoon kohdistuviin kiihtyvyyksiin.

### 4.1 Ekvivalenttinen kartiokkuus ja kulun stabiilius

Luvussa 3.3 tarkasteltiin ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoja erilaisilla pyörä- ja kiskoprofiilyhdistelmillä. Tarkastelujen perusteella valikoitiin sopivat profiilit simulointeja varten siten, että ekvivalenttisen kartiokkuuden arvo vaihtelisi selvästi eri simuloinneissa. Ekvivalenttisen kartiokkuuden vaikutusta kaluston kulkuun tarkasteltiin suoralla radalla muuttuvalla nopeudella. Kaluston nopeus muuttui simuloinneissa tasaisesti nolasta kaksinkertaiseen maksiminopeuteen. Maksiminopeutena käytettiin simuloinneissa tavaravaunuille (Sp ja Vok) 100 km/h ja matkustajavaunulle (Ex) 160 km/h. Simulointi suoritettiin yhden kilometrin matkalla kaksinkertaiseen maksiminopeuteen saakka, jotta kaluston kriittinen nopeus tulisi selvästi vastaan.

Aluksi simuloinneilla tarkasteltiin pyöräkerran sivuttaissuuntaista siirtymää suoralla radalla eri pyöräprofiileilla. Kuvassa 4.1 on esitetty vaunun ensimmäisen pyöräkerran sivuttaissuuntaisen siirtymän arvot ideaalilla pyöräprofiililla sekä 2.9 mm, 4.1 mm ja 6.7 mm kuluneella pyöräprofiililla kiskoprofiilin ollessa ideaali 54E1 1:40 kallistuksella. Profiilyhdistelmien ekvivalenttisen kartiokkuuden arvot esiteltiin luvun 3.3 kuvassa 3.20.

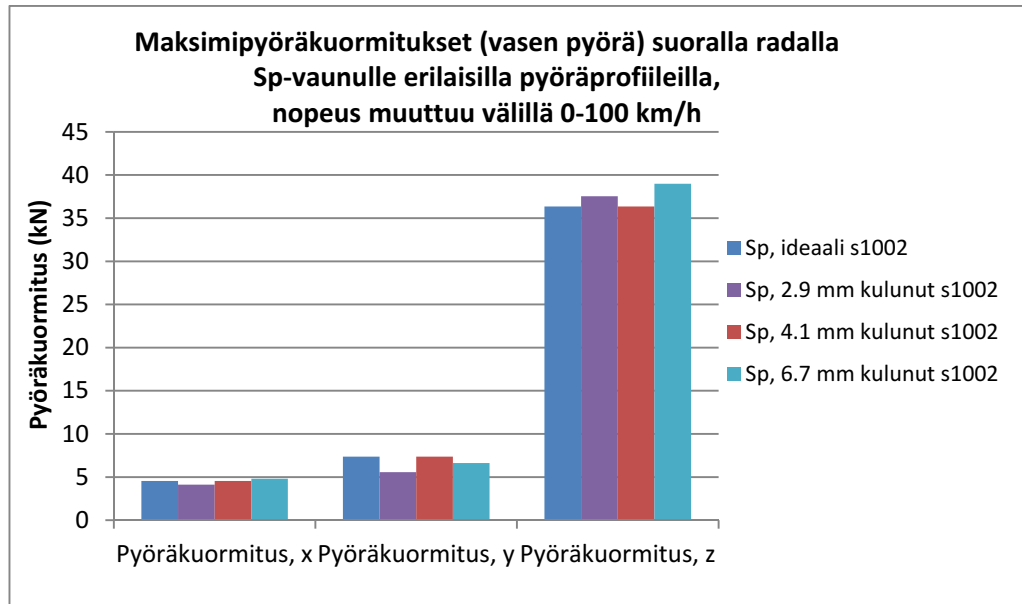


Kuva 4.1 *Sp*-vaunun ensimmäisen pyöräkerran poikittaissuuntaisen siirtymän kuvaajat s1002-pyöräprofiilin ollessa ideaali (pun.), 2.9 mm kulunut (vihr.), 4.1 mm kulunut (sin.) ja 6.7 mm kulunut (kelt). *Sp*-vaunun nopeus muuttuu matkan suhteen lineaarisesti funktion  $v = s \cdot 0.2$  km/h mukaisesti, missä  $s$  on kuljettu matka metreinä. Kuvaajat on esitetty välillä 0–300 m, jolloin matkan suhteen muuttuva nopeus pysyy vielä selvästi alle kriittisen nopeuden.

Kuvan 4.1 mukaan suoralla radalla suurin sivuttaissuuntainen siirtymä on 6.7 mm kuluneella pyöräprofiililla ja 4.1 mm kuluneella pyöräprofiililla. Vastaavasti pienin sivuttaissuuntainen siirtymä on ideaalilla pyöräprofiililla ja 2.9 mm kuluneella pyöräprofiililla. Tämä vastaa täysin ekvivalenttisen kartiokkuuden kuvaajia (kuva 3.20), eli niillä profiileilla, joilla ekvivalenttisen kartiokkuuden arvot ovat suuremmat, sivuttaissuuntainen siirtymä suoralla radalla on pienempi. Ekvivalenttisen kartiokkuuden arvon ollessa suurempi, ohjautuvuus on parempi ja pyöräkerta keskittää itsensä jo pienemmän sivuttaissiirtymän aikana.

Suurempi sivuttaissiirtymä ei kuitenkaan automaattisesti tarkoita huonoa kulkukäyttäytymistä etenkin suoran rataosuuden tapauksessa. Tässä esimerkkitapauksessa eniten kuluneet pyöräprofiilit vaativat suuremman sivuttaissuuntaisen siirtymän pyöräkerran keskittämistä varten. Toisaalta juuri kuluneen pyöräprofiilin tapauksessa pyöräkerralla on enemmän tilaa liikkua sivuttaissuunnassa ennen laippakontaktin syntymistä, joten suurempi sivuttaissiirtymä ei välttämättä tarkoita laippakosketusten lisääntymistä.

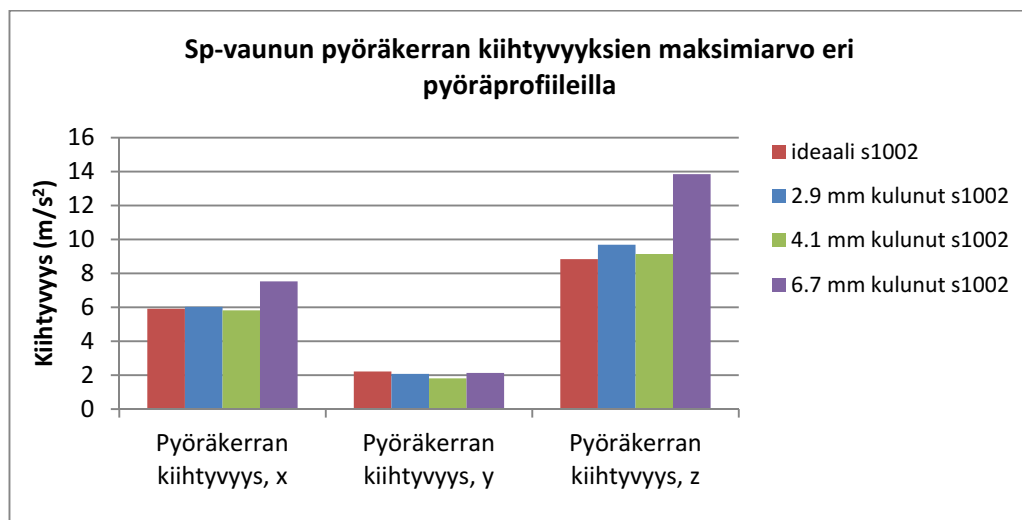
Kuvassa 4.2 on esitetty *Sp*-vaunun vasemman pyörän pyöräkuormitusten kertymäfrekvenssien maksimi-arvot radansuunnassa ( $x$ ), poikittaissuunnassa ( $y$ ) ja pystysuunnassa ( $z$ ) suoralla radalla tehdyissä muuttuvan nopeuden simuloinneissa.



Kuva 4.2 Vasemman pyörän maksimipyöräkuormitusarvot ( $\max(|0,15\%|,|99,85\%|)$ ) Sp-vaunulla suoralla radalla nopeuden muuttuessa välillä 0–100 km/h.

Oikean pyörän pyöräkuormitukset vastasivat hyvin paljon vasemman pyörän pyöräkuormitusten arvoja, kuten suoralla radalla on oletettavaakin. Pyöräkuormitusten ja pyöräprofiilin kuluneisuuden välillä ei ollut havaittavissa selkeää yhteyttä Sp-vaunun lisäksi myöskään Ex-vaunulla. Vok-vaunulla vastaavaa tarkastelua ei tehty, sillä venäläisen pyöräprofiilin osalta kuluneiden pyöräprofiilien tietoja ei ollut saatavilla.

Kuvassa 4.3 on esitetty vastaavassa tilanteessa pyöräkerran kiihtyvyyksien maksimi-amplitudit Sp-vaunulle.



Kuva 4.3 Pyöräkerran kiihtyvyyksien maksimi-amplitudit ( $\max(|\min|,|\max|)$ ) Sp-vaunulle suoralla radalla nopeuden muuttuessa välillä 0–100 km/h.

Kuvan 4.3 perusteella pyöräprofiilin voimakas kuluminen kasvattaa kiihtyvyyksiä radansuunnassa (x) ja pystysuunnassa (z). Vastaava ilmiö oli havaittavissa myös kiihtyvyyksien RMS-arvoissa. Ex-vaunun osalta ilmiö ei ollut yhtä selkeä, mutta poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet olivat myös Ex-vaunun tapauksessa suurimmat ideaalin pyöräprofiilin tapauksessa. Poikittaissuuntaisten kiihtyvyyksien osalta Ex-vaunu antoi muita tapauksia merkittävästi suuremmat kiihtyvyydsarvot ideaalin pyöräprofiilin tapauksessa.

Nämä esimerkkitapaukset on valittu siten, että pyörän kuluneisuuden yhteys ekvivalenttiseen kartiokkuuteen on selvä, eli pyörän kuluneisuuden kasvaessa ekvivalenttinen kartiokkuus pienenee. Ideaaliprofiilin tapauksessa, eli kun ekvivalenttinen kartiokkuus on suurempi, sivuttaissuuntaiset siirtymät ovat siis pienempiä. Tällöin poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet ovat kuitenkin ainakin joissakin tapauksissa suurempia. Suurempi ekvivalenttinen kartiokkuus johtaa siis parempaan ohjautuvuuteen eli pyöräkerran pienempiin sivuttaissiirtymiin mutta mahdollisesti myös epästabiilimpaan junan kulkuun, jolloin poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet kasvavat.

Pyöräprofiilin kuluneisuudella ei havaittu olevan selkeää vaikutusta  $T\gamma$ -arvoihin suoralla rataosuudella tehdyssä tarkastelussa. Suoralla radalla laipan  $T\gamma$ -arvot olivat yleensä nolliä ja vasemman ja oikean pyörän kulkukehän  $T\gamma$ -arvot vastasivat hyvin toisiaan. Oletettavasti pyöräprofiilin kuluneisuus vaikuttaakin  $T\gamma$ -arvoihin enemmän kaarteissa kuin suoralla radalla.

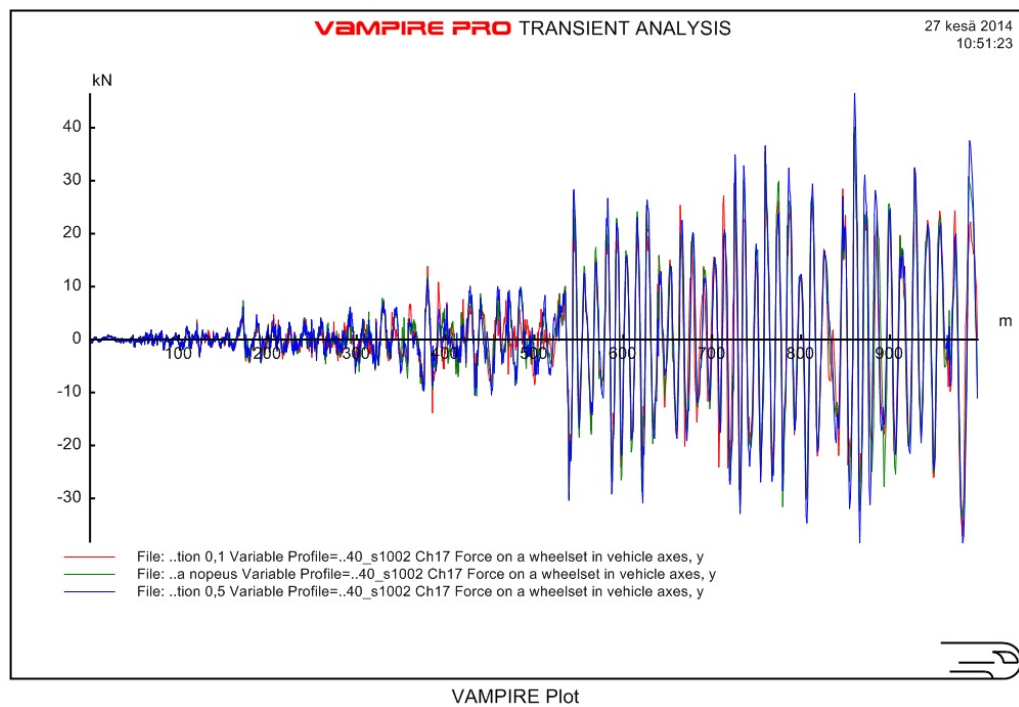
## 4.2 Kiertovastus telikeskiössä ja kriittinen nopeus

Telien ja vaunun välinen kiertovastus (rotational resistance) toteutetaan yleensä telikeskiön kitkaliitoksen avulla. Telien yrittäessä kiertyä vaunuun nähden telikeskiöön alkaa vaikuttaa kiertomomentti, ja kiertyminen tapahtuu vasta kitkaliitoksen pettäessä. Kalustomalleissa kitkaliitosta on kuvattu telikeskiön neljään pisteeseen sijoitettujen x-y-suuntaisten kitkatasojen avulla. Kitkatasoille määritetään kitkakerroin, joka normaalitilanteessa on 0.2. Lisäksi telikeskiön reunan vaikutusta on kuvattu kahdella poikittaissuuntaisella kitkaelementillä. Taulukossa 4.1 on kuvattu simuloinneissa käytetyt telikeskiön kitkakertoimen arvot, joilla on tarkoitus havainnollistaa telikeskiön erilaisia voitelutilanteita.

*Taulukko 4.1 Simuloinneissa käytetyt telikeskiön kitkakertoimen arvot, jotka kuvaavat telikeskiön erilaisia voitelutilanteita.*

Telikeskiö	Kitkakerroin $\mu$ telikeskiö	Kitkakerroin $\mu$ telikeskiön reuna
Hyvin voideltu	0.1	0.2
Normaali	0.2	0.35
Huonosti voideltu	0.5	0.5

Telikeskiön kiertovastuksen vaikutusta kaluston epästabiliin kulkuun tarkastellaan simuloinneilla, joissa nopeus kasvaa vähitellen yli kriittisen nopeuden. Tarkastellaan esimerkkinä Sp-vaunun poikittaissuuntaisen pyöräkuormituksen muutosta suoralla radalla nopeuden muuttuessa tasaisesti etäisyyden suhteen välillä 0–200 km/h. Tarkasteluetaisyys on 1000 m ja vaunu saavuttaa siis nopeuden 100 km/h kohdassa  $s = 500$  m. Kuvassa 4.4 on esitetty poikittaissuuntaisen pyöräkuormituksen kuvaajat kolmessa taulukon 4.1 mukaisessa tapauksessa.



*Kuva 4.4 Sp-vaunun poikittaissuuntaisen pyöräkuormituksen kuvaajat telikeskiön kitkakertoimen ollessa 0,1 (pun.), 0,2 (vihr.) ja 0,5 (sin.). Kuvaajat on esitetty matkan funktiona välillä 0–1000 m nopeuden vaihtuessa välillä 0–200 km/h.*

Kuvasta 4.4 voidaan huomata, että poikittaissuuntaiset pyöräkuormitukset kasvavat merkittävästi etäisyydellä  $s = 540$  m. Tässä vaiheessa Sp-vaunulla on nopeutta noin 108 km/h, jota voidaan siis pitää vaunun kriittisenä nopeutena. Pyöräkerran poikittaissuuntaisissa kiihtyvyyksissä oli havaittavissa vastaavanlainen ilmiö, eli myös kiihtyvyydet kasvoivat nopeasti samassa kohdassa. Telikeskiön kitkakertoimen ei kuvan 4.4 perusteella juuri vaikuta kriittiseen nopeuteen, mutta lähemmän tarkastelun perusteella kriittinen nopeus kasvaa hieman telikeskiön kitkakertoimen muuttuessa suuremmaksi. Vaikutus on kuitenkin todella pieni. Telikeskiön kitkakertoimella oli pieni vaikutus myös esimerkiksi pyöräkerran poikittaissuuntaisiin kiihtyvyyksiin, jotka pienivät hieman telikeskiön kitkakertoimen kasvaessa.

Myös muilla vaunutyypeillä telikeskiön kitkakertoimen vaikutus vaunun kriittiseen nopeuteen oli hyvin pieni. Tämä johtunee ainakin osittain siitä, että telikeskiön pintojen karkeutta on kuvattu ainoastaan x-y-suuntaisen kitkatason ja telikeskiön reunan kitkakertoimen avulla.

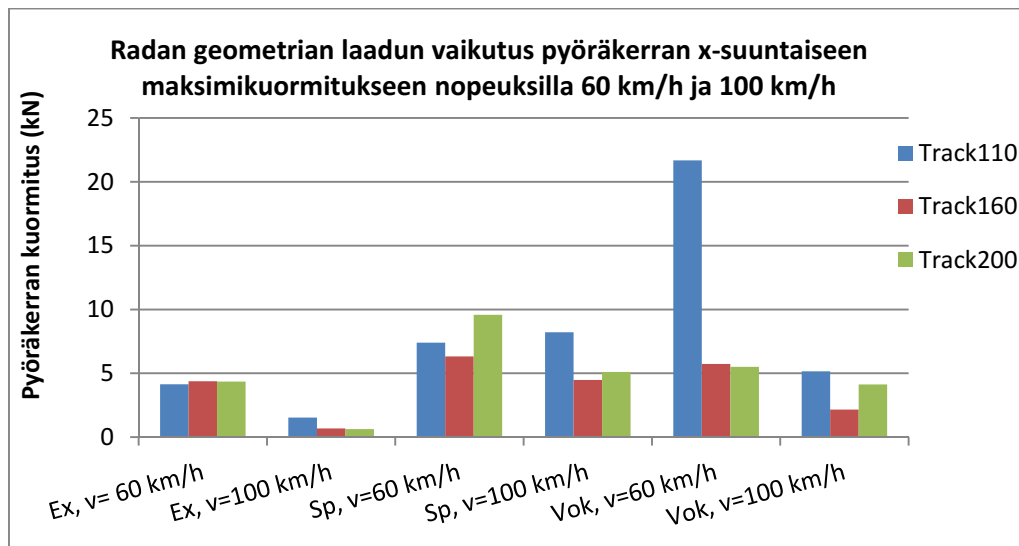
### 4.3 Radan geometrian laadun vaikutus

Radan geometrian laadun vaikutusta rataan kohdistuviin kuormituksiin tarkasteltiin kolmella eri laatuisella rataosuudella. Rataosuuksien poikittaissuuntaisten ja pystysuuntaisten asentopoikkeavuuksien keskihajonta on esitetty taulukossa 4.2.

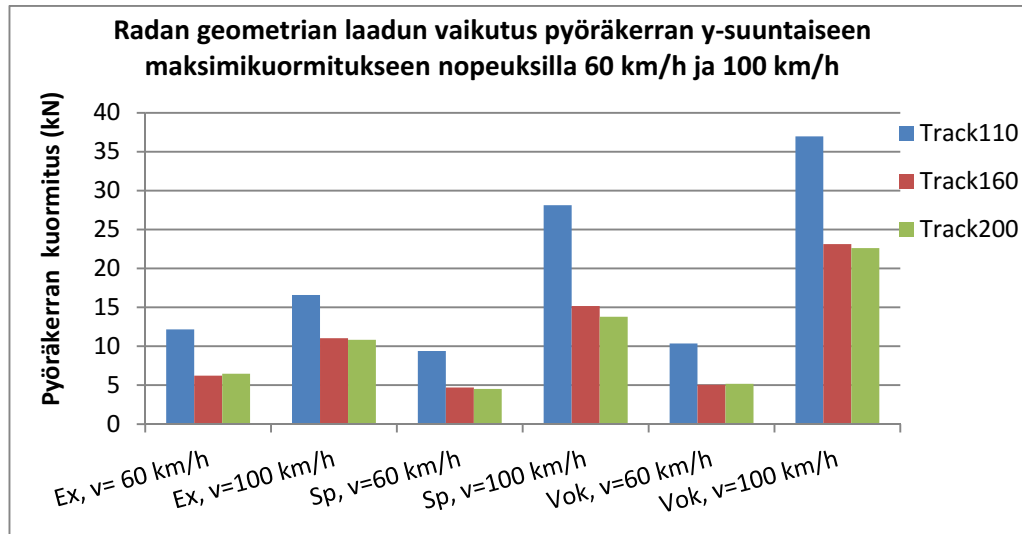
Taulukko 4.2 Simuloinneissa käytettyjen eri laatuisten rataosuuksien poikittaissuuntaisten ja pystysuuntaisten asentopoikkeavuuksien keskihajonta.

Rataosuus	Mitoitusnopeus	Rataosuuden pituus	Poikittaissuuntainen keskihajonta (SD)	Pystysuuntainen keskihajonta (SD)
TRACK110, "huono rata"	110 km/h	5 km	3.04 mm	5.12 mm
TRACK160, "normaali rata"	160 km/h	5 km	2.46 mm	2.77 mm
TRACK200, "hyvä rata"	200 km/h	5 km	1.42 mm	2.39 mm

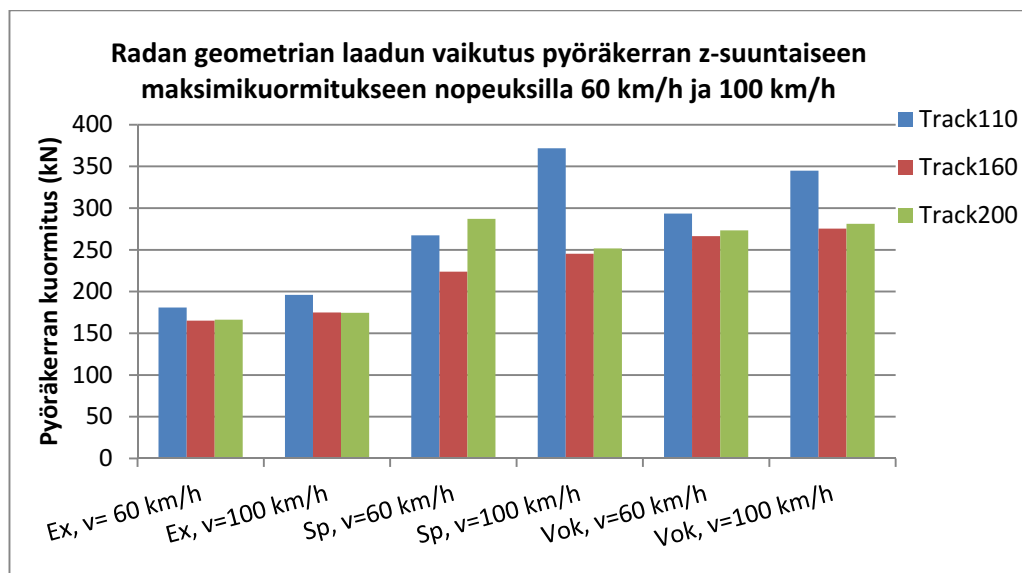
Simuloinnit suoritettiin taulukon 4.2 mukaisesti kolmella suoralla rataosuudella. Pyöräkuormitukset suodatettiin ja niistä otettiin 0,15 % ja 99,85 % kertymäfrekvenssit. Eri rataosuuksilta kerättiin pyöräkuormitusten kertymäfrekvenssien itseisarvojen maksimi-arvot, eli kuormitusten osalta tarkasteltiin 0,15 %- ja 99,85 %-arvojen maksimiampplitudeja. Näistä arvoista voidaan tarkastella radan geometrian laadun vaikutusta x-suuntaisiin, y-suuntaisiin ja z-suuntaisiin maksimipyöräkuormituksiin (kuvat 4.5–4.7).



Kuva 4.5 Pyöräkerran radansuuntainen maksimikuormitus ( $\max(|0,15\%|, |99,85\%|)$ ) eri kalustotyypeillä nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h eri laatuisilla rataosuuksilla.



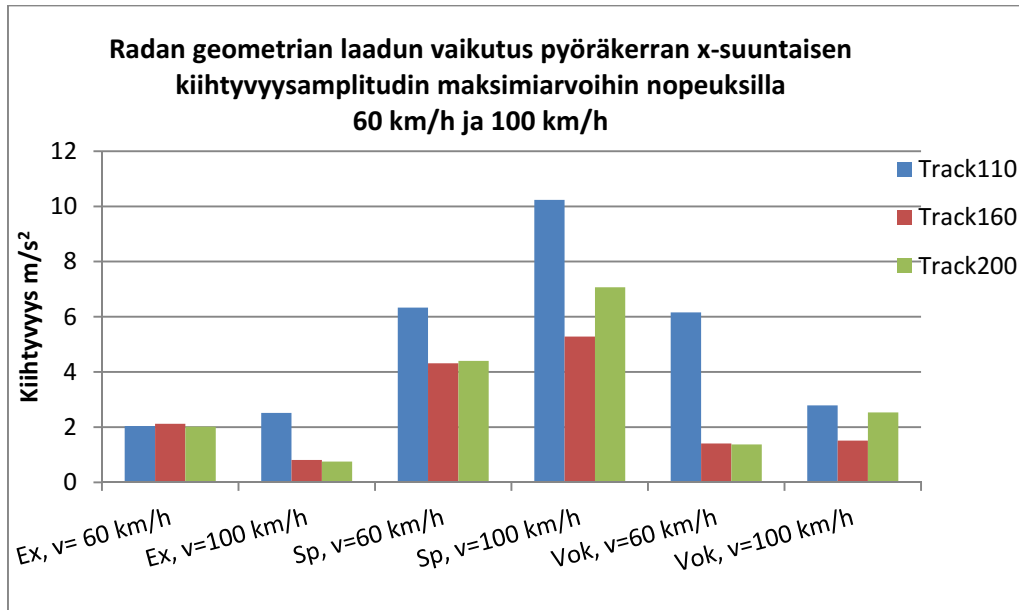
Kuva 4.6 Pyöräkerran poikittaissuuntainen maksimikuormitus ( $\max(|0,15\%|, |99,85\%|)$ ) eri kalustotyypeillä nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h eri laatuksilla rataosuksilla.



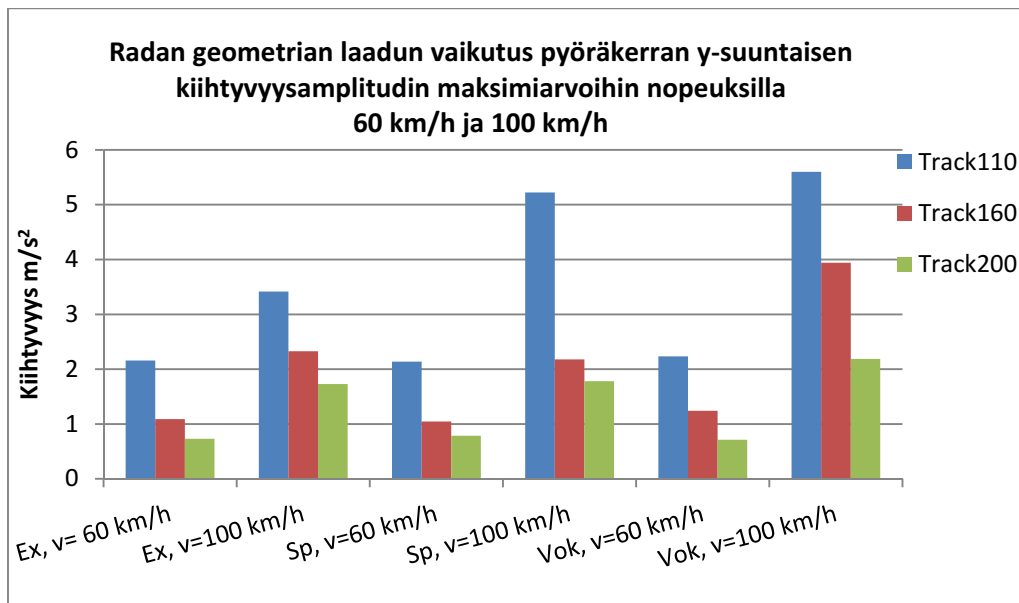
Kuva 4.7 Pyöräkerran pystysuuntainen maksimikuormitus ( $\max(|0,15\%|, |99,85\%|)$ ) eri kalustotyypeillä nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h eri laatuksilla rataosuksilla.

Radan geometrian laatu vaikuttaa tässä tapauksessa erityisesti y-suuntaisiin eli poikittaissuuntaisiin maksimipyöräkuormituksiin siten, että radan laadun huonontuessa pyöräkuormitukset kasvavat. Vaikutus on merkittävä, sillä pahimmillaan ero pyöräkerran poikittaissuuntaisissa kuormituksissa Track160-rataosuudella ja Track110-rataosuudella on jopa 85 %. Myös pystysuunnassa kuormitukset yleisesti ottaen kasvavat radan laadun huonontuessa. Erot eivät ole prosentuaalisesti yhtä suuria kuin y-suunnassa. Radansuunnassa yhteys pyöräkuormitusten ja radan laadun välillä ei ole yhtä selkeä kuin pysty- ja poikittaissuunnassa. Eri laatuksilla rataosuksilla on poikkeavuuksia sekä pysty- että poikittaissuunnassa, ja näiden voikin olettaa vaikuttavan juuri kyseisten suuntien pyöräkuormituksiin.

Tarkastellaan vielä simuloinneista saatuja pyöräkerran kiihtyvyyksiä eri rataosuuksilla. Pyöräkerran kiihtyvyyssamplitudien maksimiarvot eri kalustotyypeille on esitetty kuvissa 4.8–4.10.

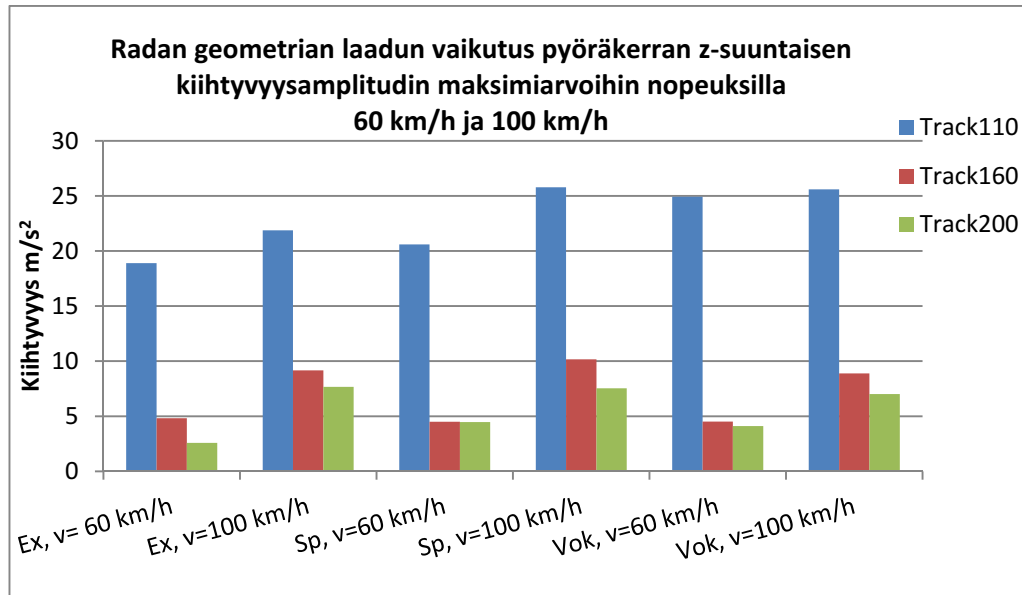


Kuva 4.8 Pyöräkerran radansuuntainen maksimikiihtyvyys ( $\max(|\min|, |\max|)$ ) eri kalustotyypeillä nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h eri laatuosuuksilla.



Kuva 4.9 Pyöräkerran poikittaissuuntainen maksimikiihtyvyys ( $\max(|\min|, |\max|)$ ) eri kalustotyypeillä nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h eri laatuosuuksilla.

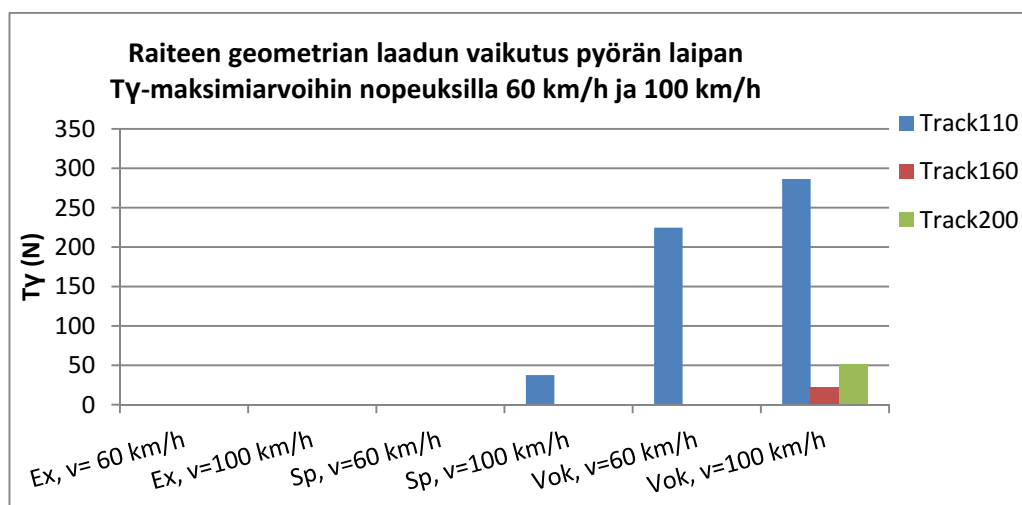




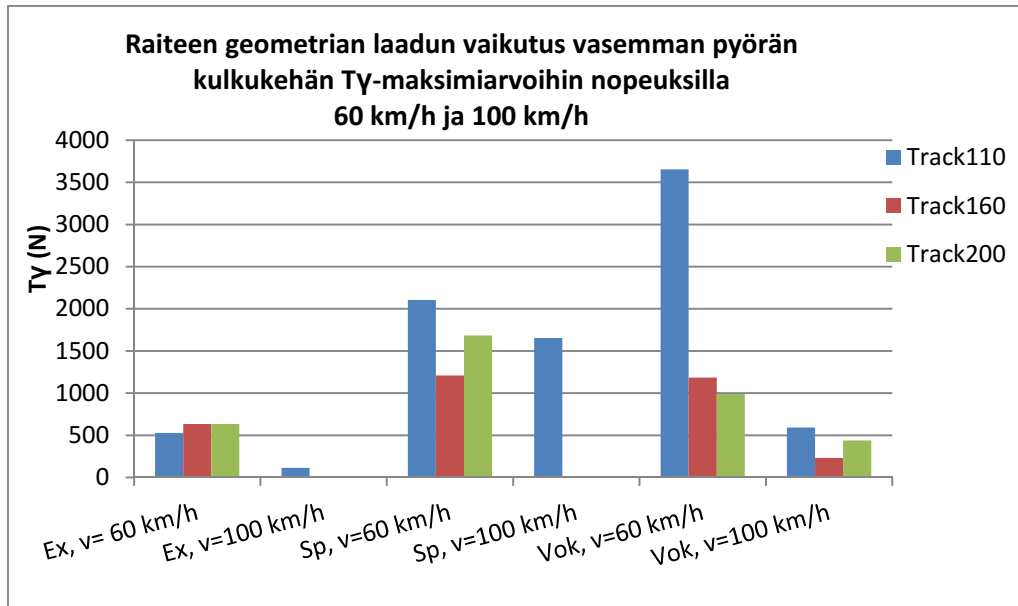
Kuva 4.10 Pyöräkerran pystysuuntainen maksimikiikkyvyys ( $\max(|\min|, |\max|)$ ) eri kalustotyypeillä nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h eri laatuksilla rataosuuksilla.

Kuvista 4.8–4.10 huomataan, että radan laadun heikkeneminen kasvattaa pyöräkerran kiihtyvyyksiä huomattavasti etenkin poikittais- ja pystysuunnassa. Kuvissa 4.8–4.10 on esitetty kiihtyvyyksien maksimiamplitudit eri rataosuuksilla, mutta sama ilmiö oli havaittavissa myös kiihtyvyyksien RMS-arvojen tapauksessa. Kyse ei siis ole vain yksittäisistä pyöräkerran kiihtyvyyksiä, vaan radan geometrian laadun voidaan katsoa vaikuttavan merkittävästi yleiseen kiihtyvyytasoon. Vaunun kiihtyvyyksivaajat noudattivat samaa linjaa pyöräkerran kiihtyvyyksivaajien kanssa, mutta pyöräkerran kiihtyvyyksissä erot ilmenivät selkeämmin. Tulokset ovat vastaavia kuin pyöräkuormituksen tapauksessa, mutta radan laatu vaikuttaa tässä tapauksessa pyöräkerran kiihtyvyyksiin vielä merkittävämmän kuin pyöräkuormitukseen.

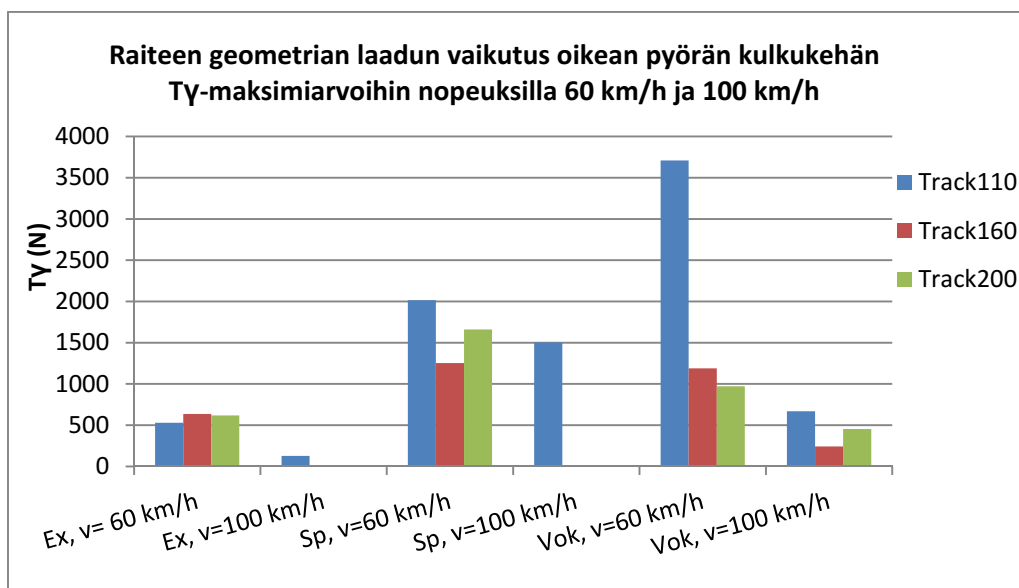
Kuvissa 4.11–4.13 on esitetty radan geometria laadun vaikutus kulumisesta kertoviin pyörän laipan ja pyörän kulkukehien Ty-arvoihin.



Kuva 4.11 Pyörän laipan Ty-arvot ( $\max(|0,15\%|, |99,85\%|)$ ) eri kalustotyypeille nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h eri laatuksilla rataosuuksilla.



Kuva 4.12 Vasemman pyörän kulkukehän T<sub>γ</sub>-arvot (max (|0,15%|,|99,85%|)) eri kalustotyypeille nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h eri laatuksilla rataosuuksilla.



Kuva 4.13 Oikean pyörän kulkukehän T<sub>γ</sub>-arvot (max (|0,15%|,|99,85%|)) eri kalustotyypeille nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h eri laatuksilla rataosuuksilla.

Kuvien 4.11–4.13 mukaan radan geometrian laatu vaikuttaa myös kiskon ja pyörän kulumisesta kertoviin T<sub>γ</sub>-arvoihin. T<sub>γ</sub>-arvot ovat lähes kaikissa tapauksissa selvästi suurimmat huonokuntoisimman rataosuuden tapauksessa. Erityisesti on syytä huomata radan geometrian laadun vaikutus laippakosketuksiin, joita kuvan 4.11 mukaan esiintyy Vok-vaunulla merkittävästi huonokuntoisimman rataosuuden tapauksessa. Pyörän laipan T<sub>γ</sub>-arvot ovat Vok-vaunulla huonolaatuksimman suoran radan tapauksessa noin puolet siitä mitä R=490 m kaarteessa (luku 5.1.1).

## 4.4 Radan jäykkyyden vaikutus

Radan pystysuuntaisen jäykkyyden vaikutusta tarkasteltiin kolmella eri jäykkyyden arvolla, jotka on esitetty taulukossa 4.3. Radan pystysuuntaisen jäykkyyden normaaliarvoksi on arvioitu  $k=70$  MN/m ratapölkystä mitattuna. Arvo on saatu radan pystysuuntaisen jäykkyyden mittaustuloksista, ja se kuvaa keskilaatuisen radan jäykkyyttä syksyllä (Peltokangas et al. 2013). Tähän täytyy kuitenkin lisätä välilevyn jäykkyys, joka Suomessa on yleensä noin 100 MN/m. Näin saatu yhdistetty radan pystysuuntainen jäykkyys on 41 MN/m. Simulointeihin on valittu pystysuuntaisen jäykkyyden arvoksi yksi normaaliarvoa selvästi pienempi arvo, yksi hieman normaaliarvoa suurempi arvo ja yksi selvästi normaaliarvoa suurempi arvo. Taulukossa 5.3 on ilmoitettu myös pölkystä mitatut pystysuuntaisen jäykkyyden arvot, joiden perusteella radan yhdistetyn jäykkyyden arvot on laskettu. Nämä pölkystä mitatut arvot on valittu aiemmin tehtyjen mittauksien perusteella ja ne edustavat mittauksien minimi- ja maksimiarvoja (Peltokangas et al. 2013).

*Taulukko 4.3 Simuloinneissa käytetyt radan pystysuuntaisen jäykkyyden arvot, kun välilevyn jäykkyys on  $k=100$  MN/m. Vasemmanpuoleisessa sarakkeessa on lisäksi kerrottu pölkystä mitatun pystysuuntaisen jäykkyyden arvot, joiden perusteella yhdistetty jäykkyys on laskettu sarjaan kytkettyjen jousien ekvivalentin jousivakion laskukaavalla.*

	Pölkystä mitattu radan pystysuuntainen jäykkyys	Radan yhdistetty pystysuuntainen jäykkyys
<b>Elastinen rata</b>	25 MN/m	20 MN/m
<b>Normaali rata</b>	100 MN/m	50 MN/m
<b>Jäykkä rata</b>	900 MN/m	90 MN/m

Suoralla radalla tehdyissä simuloinneissa havaittiin, että radan pystysuuntainen jäykkyys vaikutti melko vähän kaluston pystysuuntaisiin maksimikihtyvyyksiin ja rataan kohdistuviin pystysuuntaisiin kuormituksiin. Kiihtyvyyksien RMS-arvoihin radan pystysuuntaisella jäykkyydellä oli kuitenkin jonkin verran vaikutusta. Esimerkiksi Sp-vaunulla nopeudella 100 km/h elastisimmalla rataosuudella pystysuuntaisten kiihtyvyyksien RMS-arvo ( $2.822$  m/s<sup>2</sup>) oli hieman pienempi kuin jäykemmällä rataosilla ( $3.454$  m/s<sup>2</sup> normaalilla radalla ja  $3.382$  m/s<sup>2</sup> jäykällä radalla). Vastaava ilmiö oli havaittavissa myös muilla nopeuksilla: normaalin ja jäykän radan arvot ovat hyvin lähellä toisiaan, mutta elastisen radan kohdalla pystysuuntaisen kiihtyvyyden RMS-arvo on pienempi.

Myös Ex-vaunulla ja Sp-vaunulla pystysuuntaisten kiihtyvyyksien RMS-arvot olivat pienimmät elastisen radan tapauksessa. Vak-vaunulla nopeudella 100 km/h radan jäykkyys vaikutti pystysuuntaisiin kiihtyvyyksiin hieman enemmän kuin muilla kalustoilla: elastisimmalla rataosuudella pystysuuntaisten kiihtyvyyksien RMS-arvo ( $2.786$  m/s<sup>2</sup>) oli selvästi pienempi kuin normaalilla radalla ( $3.376$  m/s<sup>2</sup>) tai jäykällä radalla ( $3.707$  m/s<sup>2</sup>).

Esimerkkitapauksissa koko rataosuuden jäykkyys pysyy kuitenkin aina vakiona, joten radan jäykkyyden tarkastelussa ei ole mukana lainkaan muutoskohtia. Onkin oletettavaa, että radan pystysuuntaisen jäykkyyden muutos vaikuttaisi arvoihin selkeämmin.

## 5 Simulointi kaarteissa

Kaluston kulkuominaisuudet voivat olla kaarteissa erilaiset kuin suoralla radalla ajettaessa. Esimerkiksi kaluston hyvän ohjautuvuuden merkitys korostuu nimenomaan kaarreaajossa. Tässä luvussa tarkastellaan radan ja kaluston eri ominaisuuksien vaikutusta kaluston kulkuun ja rataan kohdistuviin kuormituksiin kaarteissa.

### 5.1 Radan ominaisuuksien vaikutus kulkuun

Kaarteen ominaisuudet eli erityisesti kaarresäde ja kallistus vaikuttavat kaluston rataan kohdistamiin kuormituksiin kaarteissa. Tasapainotilanteessa kaarteen kaarresäde ja kallistus ovat optimeja kaluston kulkunopeuteen nähden, ja kaluston painovoimakomponentti kumoaa keskeiskiihtyvyydestä aiheutuvan voimakomponentin. Aiheesta kerrottiin tarkemmin luvussa 2.1.7, jossa esiteltiin myös kaarteen kaarresäteestä ja kallistuksesta riippuvan tasapainonopeuden kaava (2.10). Kaarresäteen ja kallistuksen lisäksi tässä luvussa tarkastellaan kiskoprofiilin, kiskon kallistuksen, rai-delevyden levityksen ja pyörä-kisko-kontaktin voitelun vaikutusta kiskoon kohdistuviin kuormituksiin ja kaluston kulkuun kaarteissa.

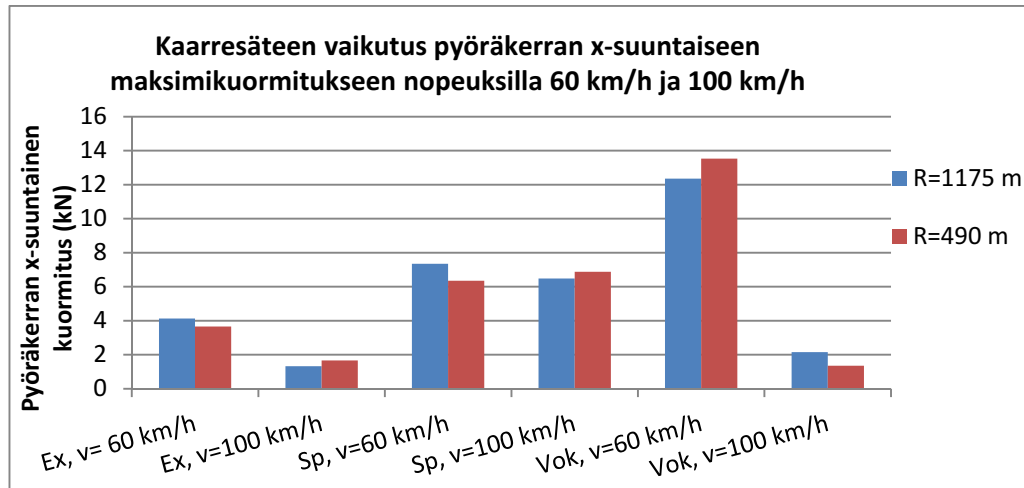
#### 5.1.1 Kaarresäde

Rataan kohdistuvia kuormituksia tarkasteltiin simulointien avulla kahdessa eri kaarteessa, joiden kaarresäteet olivat  $r_1 = 1175$  m ja  $r_2 = 490$  m. Kaarteiden ja niiden siirtymäkaarien pituudet on esitetty taulukossa 5.1. Kallistuksena molemmissa tapauksissa käytettiin samaa arvoa ( $D = 150$  mm), jotta kaarresäteen vaikutus ilmenisi paremmin. Kallistuksen valinta vaikuttaa kuitenkin merkittävästi tuloksiin, sillä kallistus määrittelee optimin ajonopeuden tietyn kaarresäteen tapauksessa. Tätä tarkastellaan lähemmin seuraavassa alaluvussa.

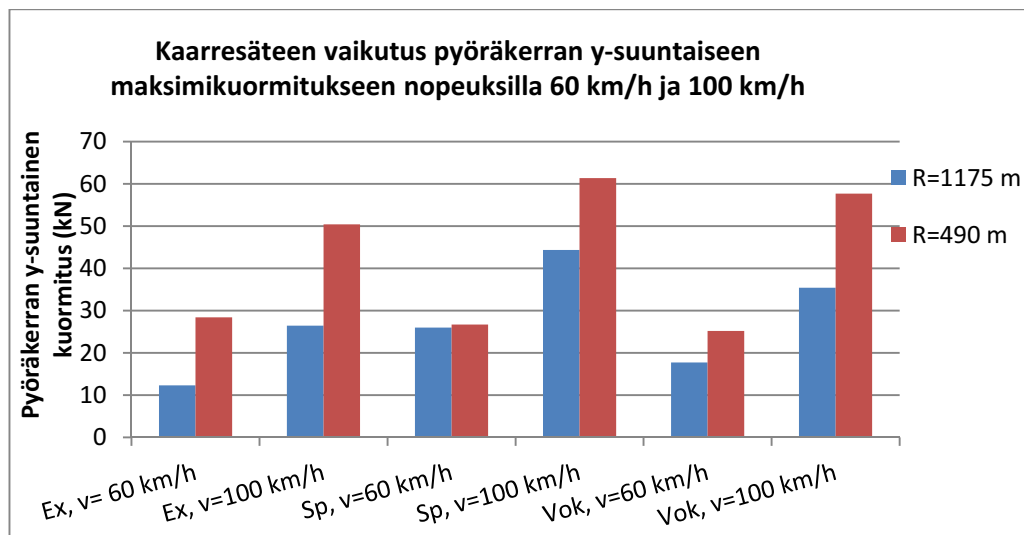
Taulukko 5.1 Simuloinneissa käytettävien kaarteiden geometriatiedot.

	Siirtymäkaarien pituus (m)	Kaarteen pituus (m)	Kaarresäde (m)
<b>Kaarre 1</b>	79	242	1175
<b>Kaarre 2</b>	40	160	490

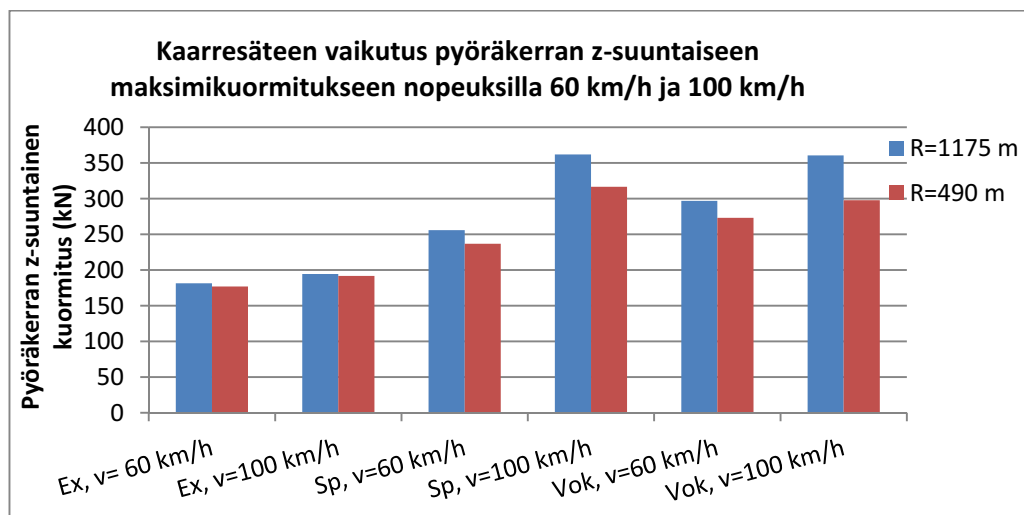
Loivemmassa kaarteessa nopeus, jolla 150 mm kallistus on normaalikallistus, on noin 148 km/h. Samassa kaarteessa on tasapainokallistus nopeudella 119 km/h. Tätä suuremmissa nopeuksissa kaarteessa on siis kallistuksen vajoaus ja pienemmissä nopeuksissa liikakallistus. Tiukemmassa kaarteessa vastaavat nopeudet ovat noin 96 km/h ja 77 km/h. Tarkastellaan aluksi kaarresäteen vaikutusta pyöräkuormituksiin. Pyöräkuormituksissa tarkasteltiin 0,15 % ja 99,85 % -kertymäfrekvenssejä ensimmäisen siirtymäkaaren alusta toisen siirtymäkaaren loppuun. Kuvissa 5.1–5.3 on esitetty kaarresäteen vaikutus x-suuntaisiin eli radansuuntaisiin, y-suuntaisiin eli poikittais-suuntaisiin ja z-suuntaisiin eli pystysuuntaisiin pyöräkuormituksiin nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h eri kalustotyypeillä. Kuvissa olevat pyöräkuormitukset ovat 0,15 % ja 99,85 % -kertymäfrekvenssien itseisarvojen maksimeita, eli voidaan puhua pyöräkuormitusten kertymäfrekvenssien maksimiampplitudeista.



Kuva 5.1 Kaarresäteen vaikutus radansuuntaiseen maksimipyöräkuormitukseen ( $\max(|0,15\%|,|99,85\%|)$ ) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h.



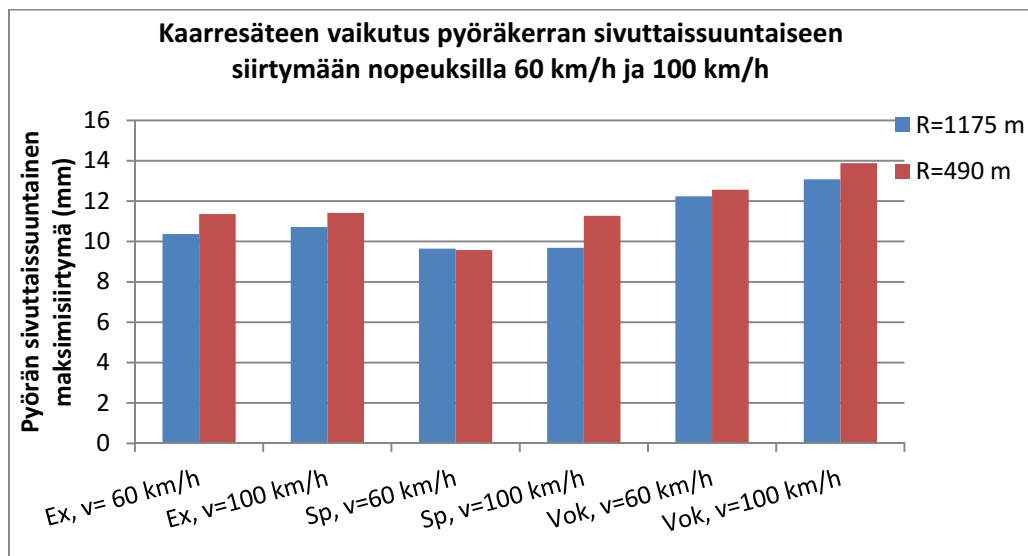
Kuva 5.2 Kaarresäteen vaikutus poikittaissuuntaiseen maksimipyöräkuormitukseen ( $\max(|0,15\%|,|99,85\%|)$ ) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h.



Kuva 5.3 Kaarresäteen vaikutus pystysuuntaiseen maksimipyöräkuormitukseen ( $\max(|0,15\%|,|99,85\%|)$ ) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h.

Kuvasta 5.1 huomataan, että kaarresäteen vaikutus x-suuntaisiin eli radansuuntaisiin pyöräkuormituksiin riippuu kalustotyypistä ja sen nopeudesta, eikä yhdenmukaista vaikutusta ole havaittavissa. Kuvan 5.2 mukaan kaarresäde vaikuttaa kuitenkin selvästi y-suuntaisiin eli poikittaissuuntaisiin pyöräkuormituksiin. Tiukemman kaarteen tapauksessa ( $r=490$  m) y-suuntaiset pyöräkuormitukset ovat jokaisessa tarkastelutilanteessa suurempia kuin loivemman kaarteen tapauksessa. Kuvassa 5.3 z-suuntaisten eli pystysuuntaisten pyöräkuormitusten tapauksessa tiukemmassa kaarteessa pyöräkuormitukset ovat pienemmät. Kaarresäteen pienentyessä poikittaissuuntaiset pyöräkuormitukset siis kasvavat ja pystysuuntaiset pienenevät. Vaikutus on kuitenkin prosentuaalisesti merkittävin poikittaissuuntaisten kuormitusten tapauksessa. Loivemmassa kaarteessa sekä 60 km/h että 100 km/h nopeuksilla kaarteessa on liikakallistusta, sillä kaarteessa on tasapainokallistus vasta nopeudella 119 km/h. Liikakallistuksen tapauksessa vaunu nojaa sisäkiskoon, sillä keskeiskiivtyvyys ei riitä kumoamaan kallistuksen aiheuttamaa painovoiman sivuttaissuuntaista komponenttia. Siten on ymmärrettävää, että loivan kaarteen tapauksessa pystysuuntaiset pyöräkuormitukset ovat suuria. Poikittaissuuntaiset eli y-suuntaiset pyöräkuormitukset olivat selvästi suurempia tiukan kaarteen tapauksessa, ja kuormitukset myös selvästi kasvoivat nopeuden kasvaessa. Tämä johtunee siitä, että tiukan kaarteensa ja suuren nopeuden tapauksessa pyöräkerta ei ehdi ohjautumaan tarpeeksi, ja laippakosketuksesta aiheutuu poikittaissuuntaista kuormitusta.

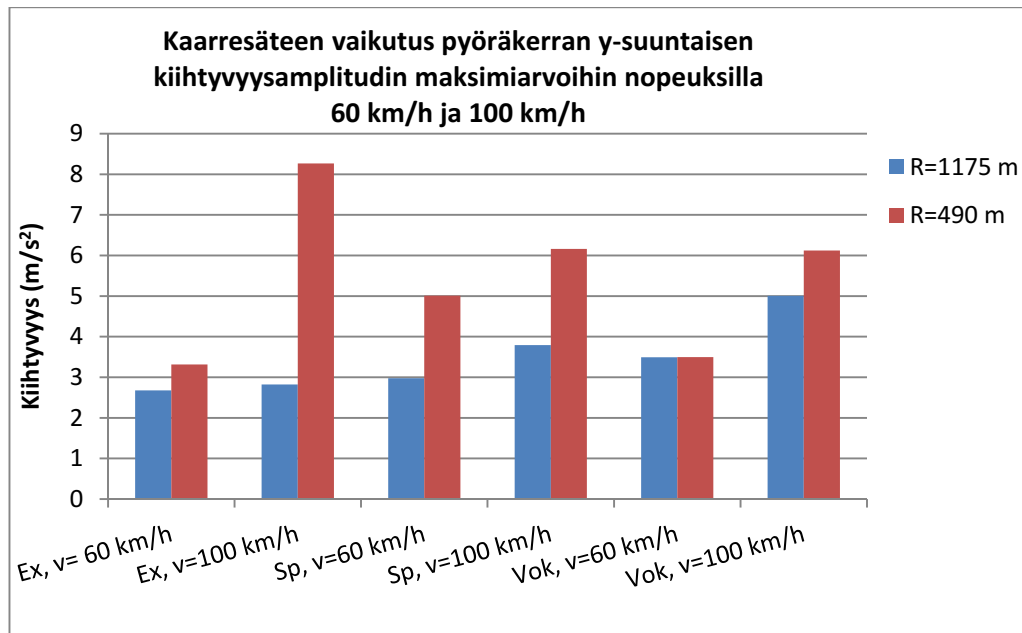
Tarkastellaan vielä, miten kaarresäde vaikuttaa pyöräkerran sivuttaissiirtymään kaarteessa (kuva 5.4).



Kuva 5.4 Kaarresäteen vaikutus pyöräkerran sivuttaissuuntaiseen maksimisiirtymään nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h.

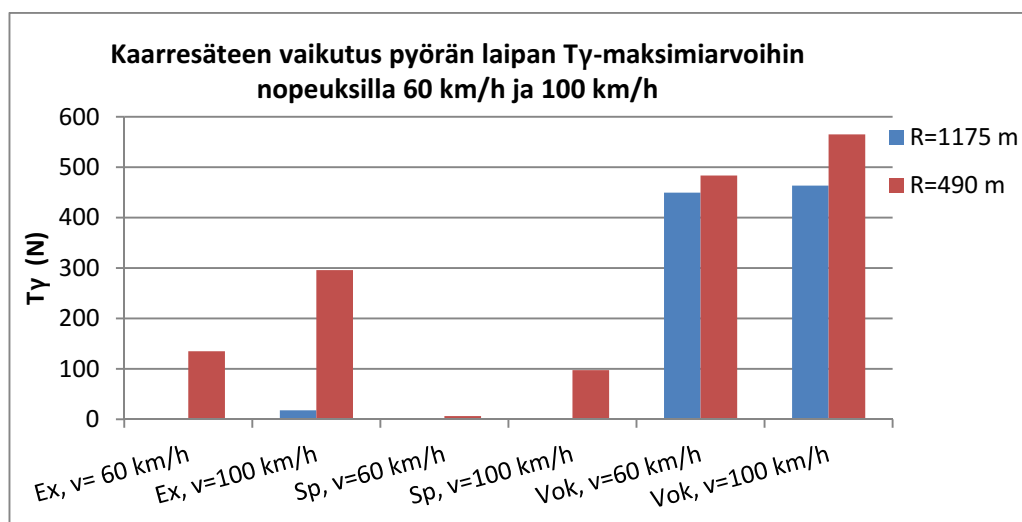
Kuvan 5.4 perusteella tiukemmassa kaarteessa pyöräkerran maksimisivuttaissiirtymä on suurempi kuin loivemmassa kaarteessa, eli pyöräkerran on tiukassa kaarteessa liikuttava ohjautumista varten enemmän sivuttaissuunnassa. Tämän johdosta voidaan olettaa, että myös laippakosketuksia syntyy tiukassa kaarteessa enemmän.

Vaunun, telin ja pyöräkerran kiihtyvyyksiä tarkasteltiin maksimiarvojen ja RMS-arvojen avulla. Pyöräkerran kiihtyvyyksien riippuvuus kaarresäteestä noudatti melko samaa linjaa kuin pyöräkuormitusten tapauksissa: tiukemmassa kaarteessa poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet ovat suuremmat mutta pystysuuntaiset kiihtyvyydet pienemmät kuin loivemman kaarteen tapauksessa. Tämä ilmiö oli havaittavissa sekä maksimiarvojen että RMS-arvojen tapauksissa etenkin suuremmalla nopeudella. Kuvassa 5.5 on esitetty kaarresäteen vaikutus pyöräkerran y-suuntaisiin maksimikihtyvyyksiin.

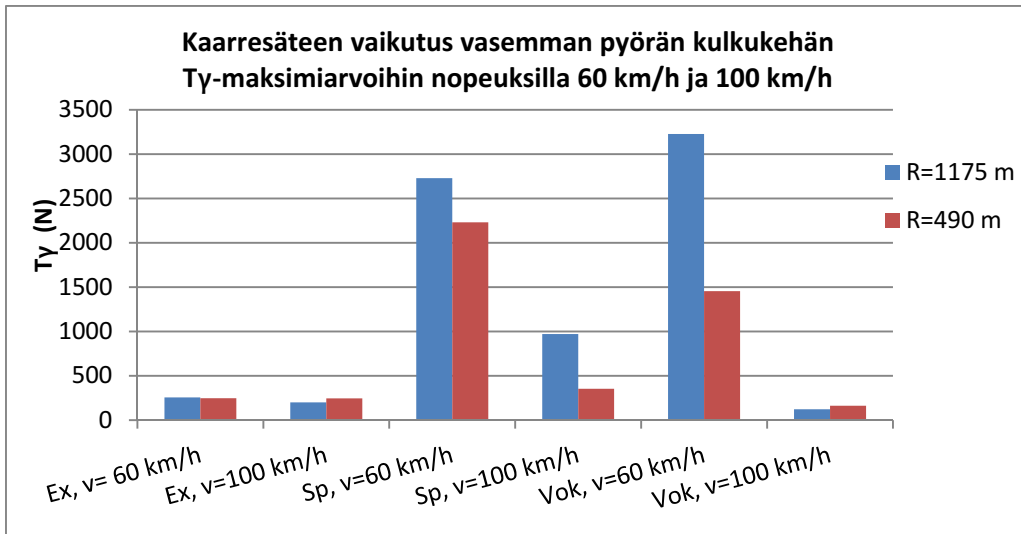


Kuva 5.5 Kaarresäteen vaikutus pyöräkerran poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden maksimiarvoihin ( $\max(|\min|, |\max|)$ ) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h.

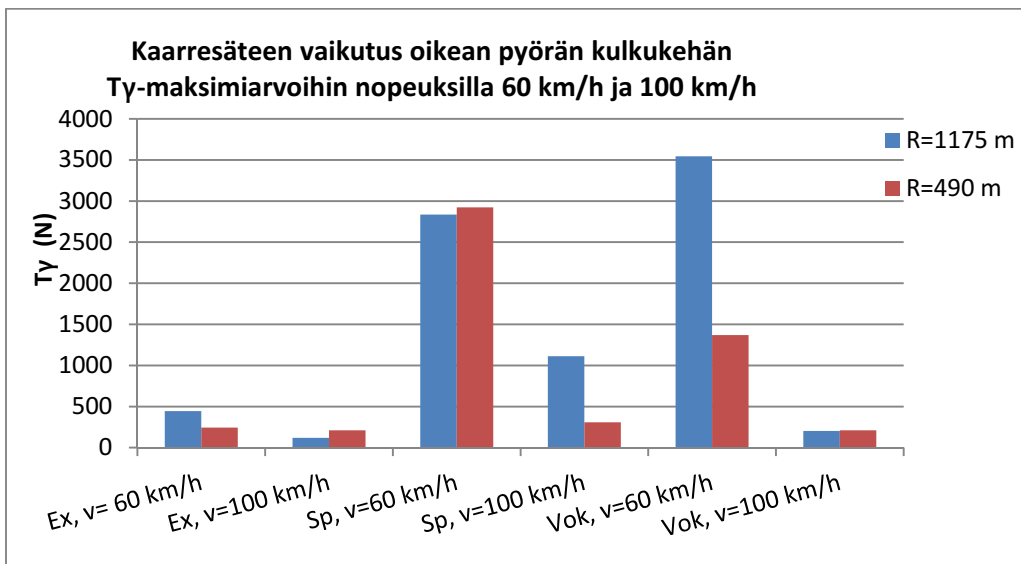
Laippakosketuksen ja kulumisen selvittämiseksi tarkasteltiin vielä kaarresäteen vaikutusta  $T_y$ -arvoihin. Kuvissa 5.6–5.8 on esitetty  $T_y$ -arvot pyörän laipalle sekä vasemman ja oikean pyörän kulkukehälle.



Kuva 5.6 Kaarresäteen vaikutus pyörän laipan  $T_y$ -arvoihin ( $\max(|0,15\%|, |99,85\%|)$ ) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h.



Kuva 5.7 Kaarresäteen vaikutus vasemman pyörän kulkukehän Ty-arvoihin (max (0,15%|,99,85%)) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h.



Kuva 5.8 Kaarresäteen vaikutus oikean pyörän kulkukehän Ty-arvoihin (max (0,15%|,99,85%)) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h.

Kuvassa 5.6 huomataan selvästi kaarresäteen vaikutus laippakosketuksiin, sillä tiukemmassa kaarteessa pyörän laipan Ty-arvot ovat selvästi suuremmat kuin loivemmassa kaarteessa. Sen sijaan pyörän kulkukehien tapauksessa (kuvat 5.7 ja 5.8) kaarresäteellä ei joko ole vaikutusta Ty-arvoihin tai sitten Ty-arvot ovat pienemmät tiukemmassa kaarteessa. Tämä johtunee siitä, että tiukassa kaarteessa pyörä kulkee enemmän laipalla, jolloin kulkukehä kuluu vähemmän kuin loivassa kaarteessa.

Kuvaajissa huomataan hyvin myös akselipainon ja ohjautuvuuden vaikutus Ty-arvoihin. Pyörän kulkukehien tapauksissa tavaravaunujen arvot ovat selvästi suuremmat kuin matkustajavaunun, jolla on pienempi akselipaino. Pyörän laipan Ty-arvoissa Vok-vaunun arvot ovat selvästi suuremmat kuin muilla, mikä johtunee huonosta ohjautuvuudesta. Yllättäen Sp-vaunulla laipan Ty-arvot ovat vielä pienemmät kuin Ex-vaunulla. Tämä voi kuitenkin johtua simulointimallin liian hyvästä ohjautu-



vuudesta eikä välttämättä kuvaa oikealla tavalla Sp-vaunun käyttäytymistä. Akselipainon vaikutusta Ty-arvoihin käsitellään tarkemmin luvussa 5.2.3.

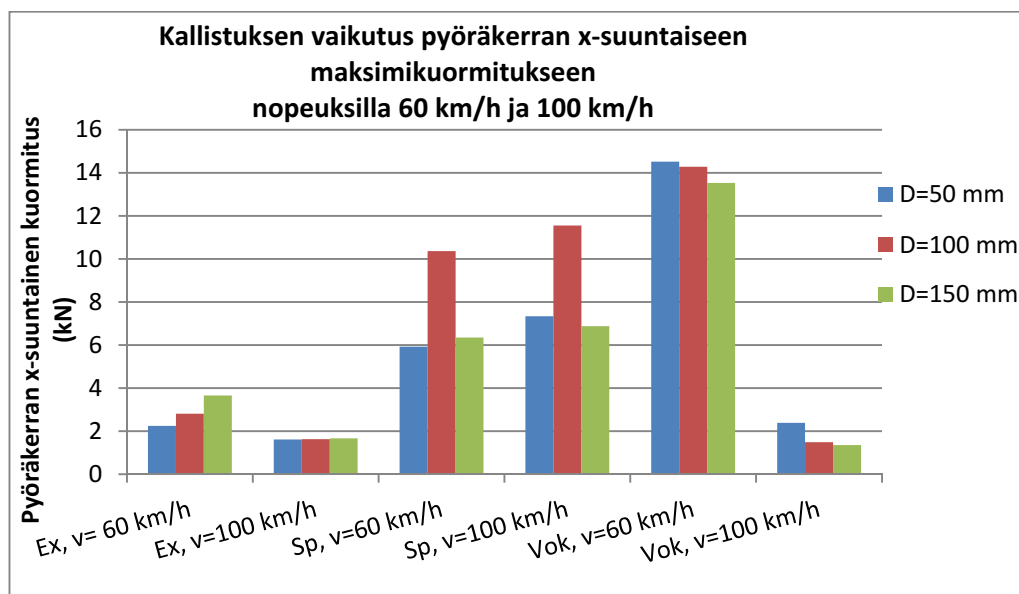
### 5.1.2 Raiteen kallistus

Raiteen kallistuksen vaikutusta tarkasteltiin yhdessä kaarteessa, jossa kallistusta vaihdeltiin. Taulukossa 5.2 on esitetty tarkasteltavaksi valitut kaarresäde-kallistus-yhdistelmät.

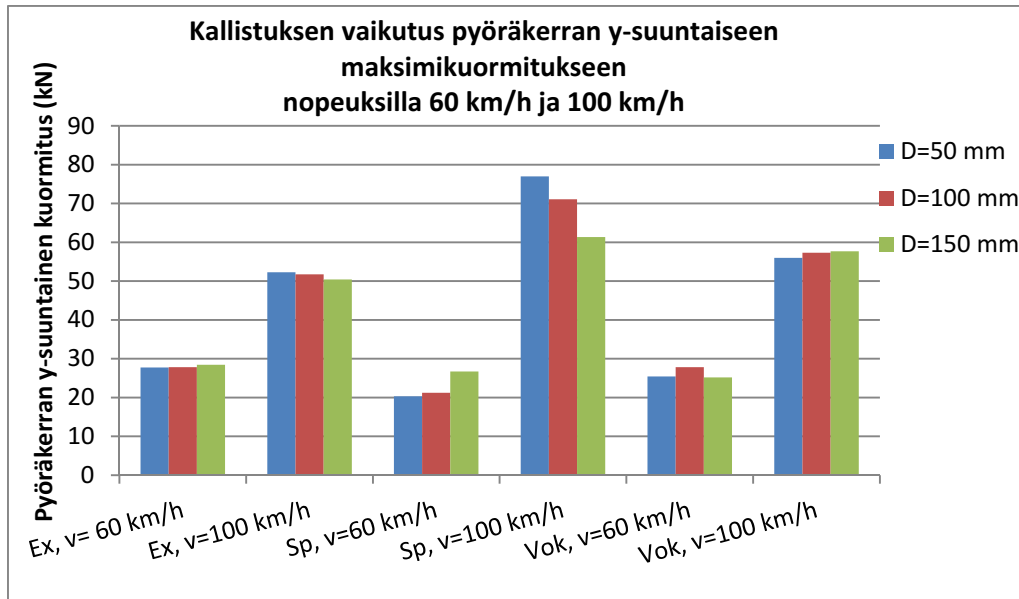
Taulukko 5.2 Kallistuksen vaikutuksen simuloinneissa käytetyt raiteen kaarresäde-kallistus-yhdistelmät.

Kaarresäde r	Kallistus D	Nopeus, jolla kallistus on tasapainokallistus ko. kaarresäteellä	Nopeus, jolla kallistus on normaalikallistus ko. kaarresäteellä
490 m	50 mm	44.3 km/h	55.3 km/h
	100 mm	62.6 km/h	78.3 km/h
	150 mm	76.7 km/h	95.9 km/h

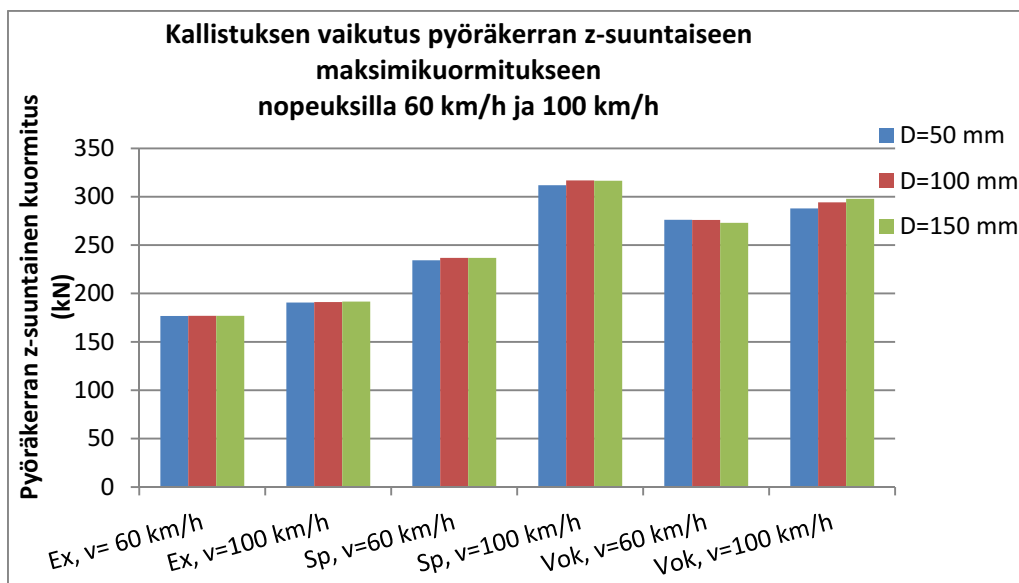
Raiteen kallistuksen vaikutusta tarkasteltiin aluksi kaarteessa, jonka kaarresäde on  $r=490$  m. Tässä kaarteessa tasapainokallistus on nopeudella 60 km/h 92 mm ja nopeudella 100 km/h 255 mm. Tämän perusteella nopeudella 60 km/h kallistuksen arvo  $D=50$  mm tai  $D=100$  mm ja nopeudella 100 km/h kallistuksen arvo  $D=150$  mm voisivat antaa parhaat tulokset. Kuvissa 5.9–5.11 on esitetty kallistuksen vaikutus x-suuntaisiin, y-suuntaisiin ja z-suuntaisiin pyöräkuormituksiin.



Kuva 5.9 Raiteen kallistuksen vaikutus radansuuntaiseen pyöräkuormitukseen (max (10,15%), (99,85%)) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h kaarteessa  $r=490$  m.



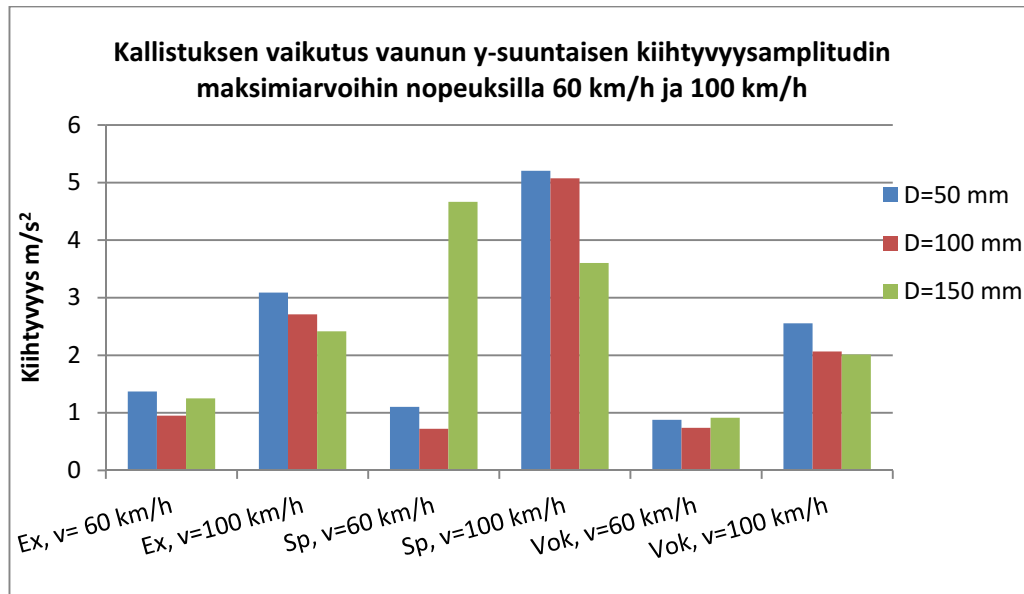
Kuva 5.10 Raiteen kallistuksen vaikutus poikittaissuuntaiseen pyöräkuormitukseen (max (|0,15%|,|99,85%|)) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h kaarteessa  $r=490$  m.



Kuva 5.11 Raiteen kallistuksen vaikutus pystysuuntaiseen pyöräkuormitukseen (max (|0,15%|,|99,85%|)) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h kaarteessa  $r=490$  m.

Kallistuksen muutos vaikutti yleisesti ottaen pyöräkuormitukseen melko vähän, mutta selkein vaikutus oli y-suuntaisten pyöräkuormitusten tapauksessa. Etenkin Ex-vaunulla ja Sp-vaunulla tulokset ovat selkeitä: nopeudella 60 km/h pienin kallistus johtaa pienimpiin kuormituksiin ja nopeudella 100 km/h suurin kallistus johtaa pienimpiin kuormituksiin. Mahdollisimman lähellä tasapainokallistusta oleva kallistus on siis y-suuntaisten pyöräkuormitusten kannalta hyvä asia. Kallistuksen vaikutus x-suuntaisiin pyöräkuormituksiin ei ollut yhtä selkeä, ja etenkin Sp-vaunun tapauksessa tulokset olivat erikoiset: keskimäinen kallistus antoi selvästi suurimmat pyöräkuormitusarvot. Z-suuntaisiin pyöräkuormituksiin raiteen kallistuksella ei ollut juuri vaikutusta.

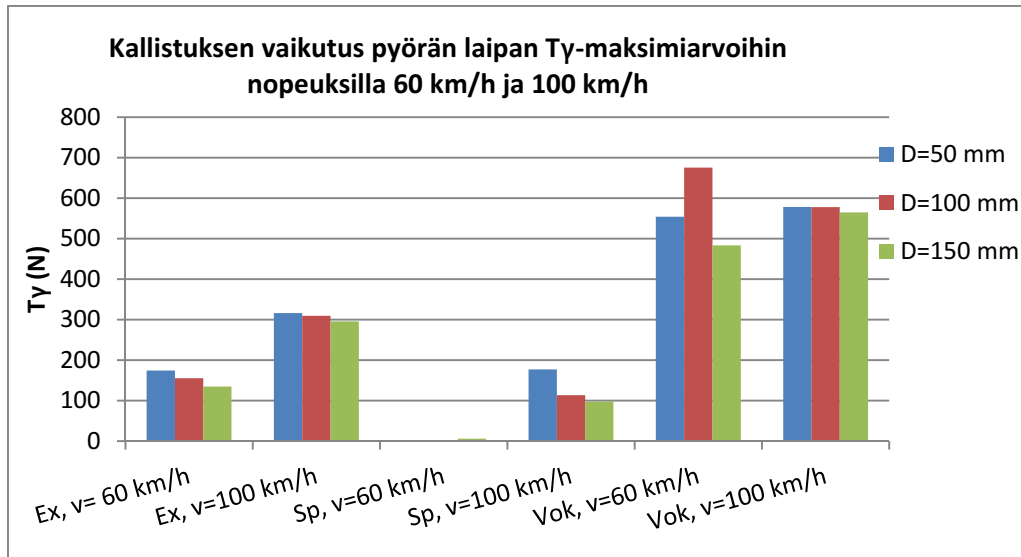
Vastaava ilmiö oli havaittavissa myös vaunun ja pyöräkerran kiihtyvyyksissä: yleisesti ottaen alhaisimmat y-suuntaiset kiihtyvyydet nopeudella 60 km/h syntyivät pienellä kallistuksella ja nopeudella 100 km/h suurella kallistuksella. Kallistuksen vaikutus y-suuntaisiin kiihtyvyyksiin oli melko selkeä, mutta x- ja y-suunnassa kallistuksen vaikutuksesta kiihtyvyyksiin on vaikea päätellä mitään. Kuvassa 5.12 on esitetty kallistuksen vaikutus vaunun y-suuntaisiin kiihtyvyyksiin.



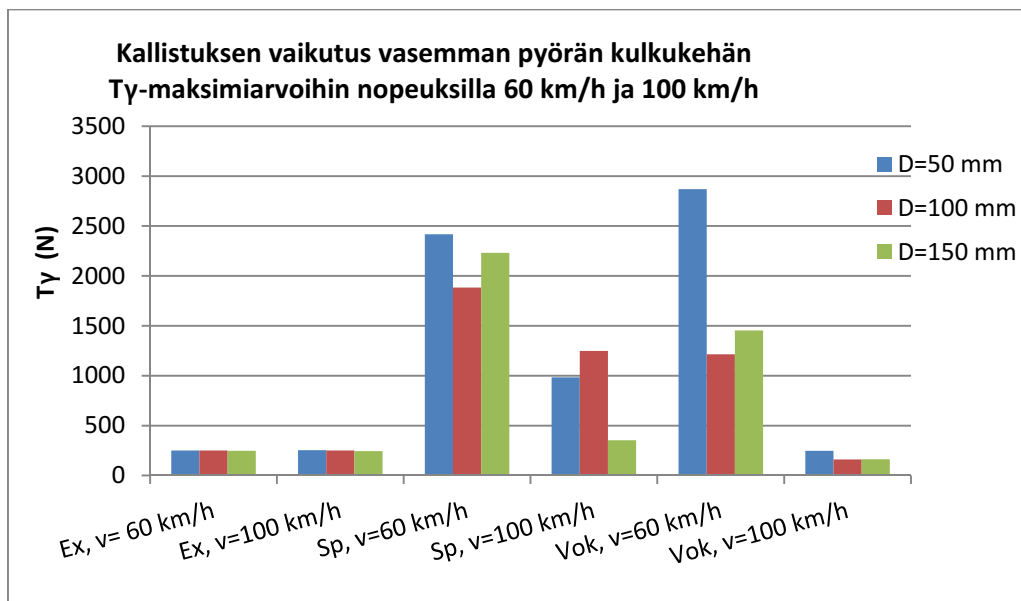
Kuva 5.12 Raiteen kallistuksen vaikutus vaunun poikittaissuuntaisiin maksimikihtyvyyksiin ( $\max(|\min|, |\max|)$ ) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h kaarteessa  $r=490$  m.

Kuvan 5.12 perusteella suuri kallistus ( $D=150$  mm) on nopeudella 100 km/h paras vaihtoehto kiihtyvyyksien kannalta. Vastaavasti nopeudella 60 km/h pienet kallistukset ( $D=50/100$  mm) antavat pienimpiä kiihtyvyyden arvoja. Sama ilmiö oli havaittavissa niin pyöräkerran kuin vaununkin kiihtyvyyksissä, ja maksimiarvojen lisäksi myös RMS-arvoissa. Kaikkien vaunujen tapauksissa 60km/h tuloksissa maksimipoikittaiskiihtyvyyden suunta muuttuu siten, että suurimmalla kallistuksella poikittaiskiihtyvyys vaikuttaa eri suuntaan. Kuvassa 5.12 on kuitenkin mukana vain tuloksien itseisarvot, ja siksi poikittaiskiihtyvyyden suunnanmuutosta ei pysty havaitsemaan.

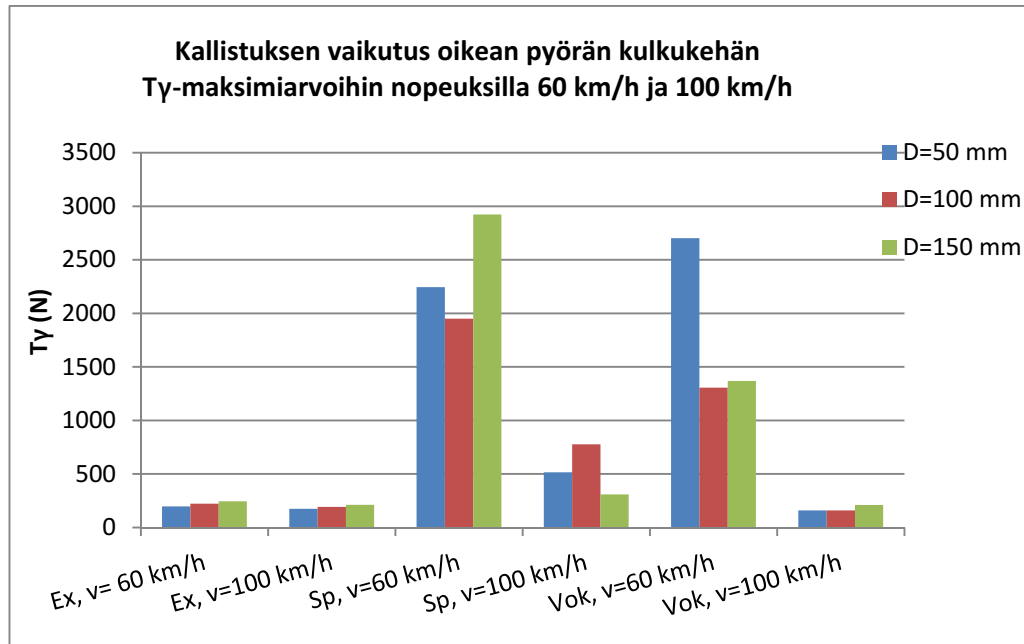
Kuvissa 5.13–5.15 on esitetty vielä kallistuksen vaikutus  $T_y$ -arvoihin.



Kuva 5.13 Kallistuksen vaikutus pyörän laipan  $T_y$ -maksimiarvoihin (max (0,15%|,99,85%)) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h kaarteessa  $r=490$  m.

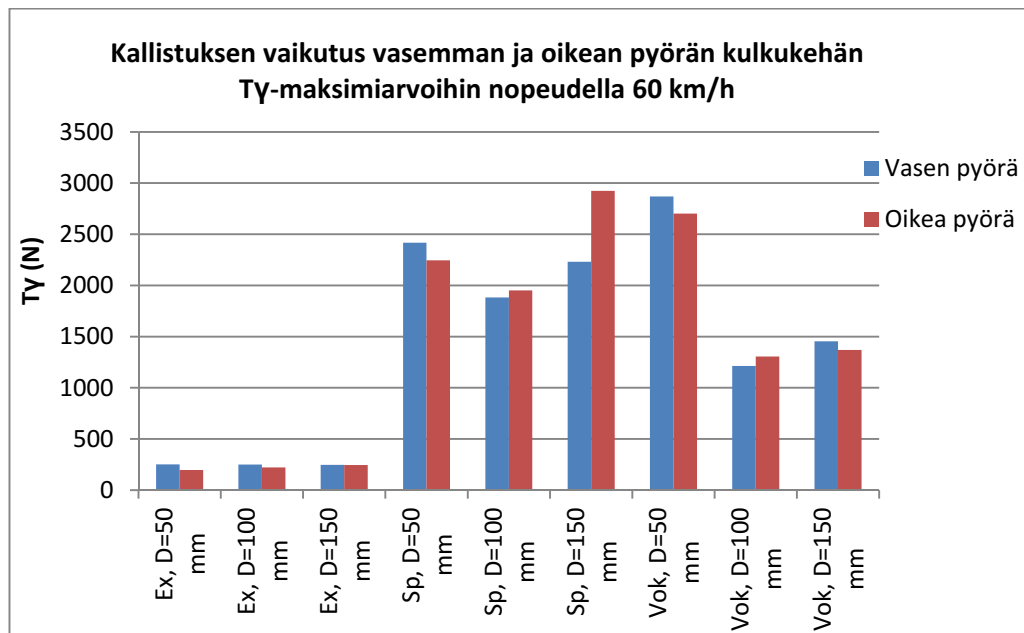


Kuva 5.14 Kallistuksen vaikutus vasemman pyörän kulkukehän  $T_y$ -arvoihin (max (0,15%|,99,85%)) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h kaarteessa  $r=490$  m.



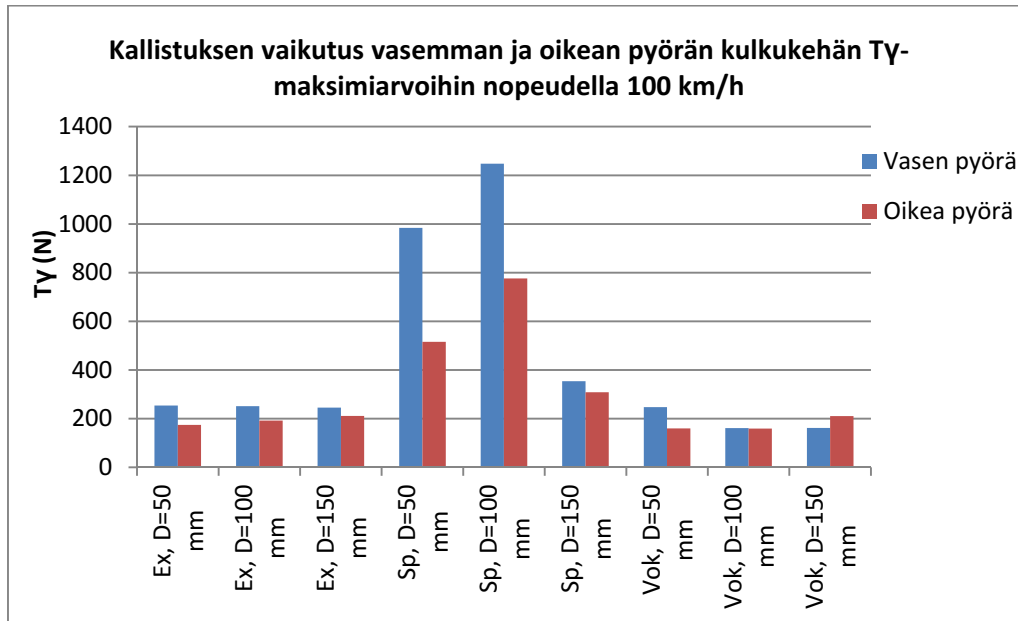
Kuva 5.15 Kallistuksen vaikutus oikean pyörän kulkukehän Ty-maksimiarvoihin ( $\max(0,15\%, 99,85\%)$ ) nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h kaarteessa  $r=490$  m.

Kuvien 5.13–5.15 perusteella kallistuksen vaikutus riippuu kaluston kulkunopeudesta ja vaikutusta voisi olla helpompi tarkastella erikseen eri nopeuksille. Lisäksi kallistuksen vaikutusta vasemman ja oikean pyörän Ty-arvoihin on hyvä tarkastella myös samassa kuvaajassa. Kuvassa 5.16 on esitetty vasemman ja oikean pyörän Ty-arvot nopeudella 60 km/h ja kuvassa 5.17 nopeudella 100 km/h.



Kuva 5.16 Kallistuksen vaikutus vasemman ja oikean pyörän Ty-maksimiarvoihin ( $\max(0,15\%, 99,85\%)$ ) kaarteessa  $R=490$  m nopeudella 60 km/h, jolloin tasapainokallistus olisi  $D=92$  mm.

Nopeudella 60 km/h tasapainokallistus olisi  $D=92$  mm, joten pienimmän kallistuksen tapauksessa kaarteessa on kaluston nopeuteen nähden kallistuksen vajoaus. Tällöin kalusto nojautuu kaarteessa ulkokiskoon, joka tässä tapauksessa on vasen kisko. Kuvasta 5.16 nähdään, että pienimmän kallistuksen tapauksessa vasemman pyörän  $T_y$ -arvo onkin aina suurempi kuin oikean pyörän. Vastaavasti suurimman kallistuksen tapauksessa kaarteessa on kaluston nopeuteen nähden liikakallistus, jolloin kalusto nojautuu enemmän sisäkiskoon, joka on tässä tapauksessa oikea kisko. Kuvan 5.16 mukaan oikean pyörän  $T_y$ -arvo on suurimman kallistuksen tapauksessa suurempi kuin vasemman pyörän Vok-vaunun tapausta lukuun ottamatta.



Kuva 5.17 Kallistuksen vaikutus vasemman ja oikean pyörän  $T_y$ -maksimiarvoihin (max (10,15%), (99,85%)) kaarteessa  $R=490$  m nopeudella 100 km/h, jolloin tasapainokallistus olisi  $D=92$  mm.

Nopeudella 100 km/h tasapainokallistus olisi  $R=490$  m kaarteessa 255 mm. Tämän perusteella kaikissa kallistustapauksissa on kyseessä kallistuksen vajoaus kaluston kulkunopeuteen nähden. Kuvassa 5.17 voidaan havaita, että vasemman pyörän eli ulkokiskon puoleisen pyörän  $T_y$ -arvot ovat yhtä poikkeusta lukuun ottamatta aina suuremmat kuin oikean pyörän  $T_y$ -arvot. Tämä johtune juuri kallistuksen vajouksen aiheuttamasta kaluston nojautumisesta ulkokiskon puolelle. Pienimmällä kallistuksella ero vasemman ja oikean pyörän  $T_y$ -arvoissa on suurin, eli mitä pienempi kallistus, sitä enemmän kalusto nojautuu vasempaan kiskoon.

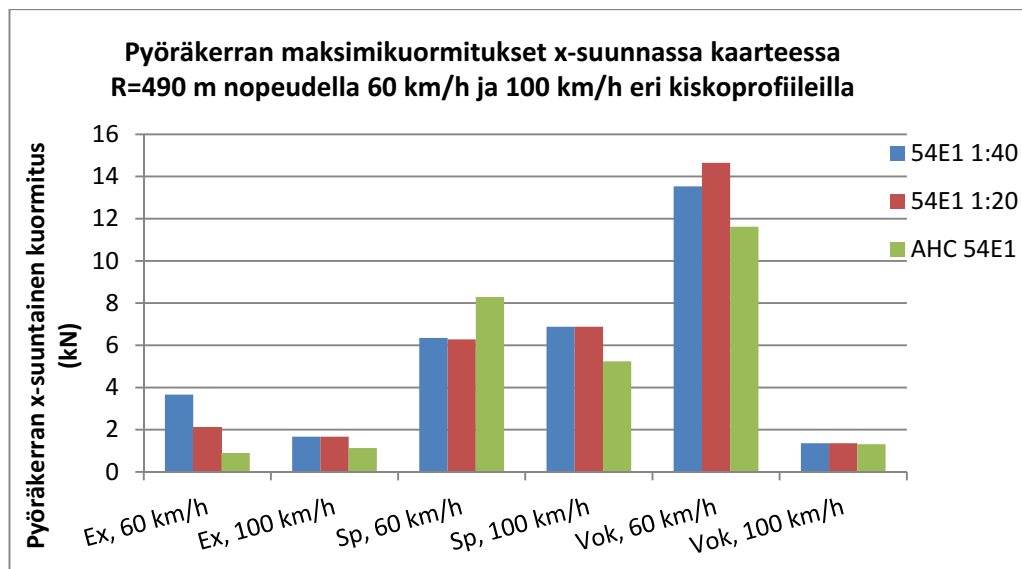
### 5.1.3 Kiskoprofiili ja kiskon kallistus

Kiskoprofiilin vaikutuksesta ekvivalenttiseen kartiokkuuteen kerrottiin jo aiemmin luvussa 3.3, jolloin tarkasteltiin kiskoprofiileita 54E1 ja 60E1. Tällöin havaittiin, että kiskoprofiili vaikuttaa ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoon lähinnä ideaalin s1002-pyöräprofiilin tapauksessa, jolloin 54E1 kiskoprofiilin ja s1002-pyöräprofiilin yhdistelmällä ekvivalenttinen kartiokkuus on 3 mm:n sivuttaissiirtymän kohdalla selvästi suurempi kuin 60E1 kiskoprofiilin ja s1002-pyöräprofiilin tapauksessa. Luvussa 3.3 käsiteltiin myös kiskon kallistuksen (1:40 ja 1:20) vaikutusta ekvivalenttiseen kartiokkuuteen kiskoprofiililla 54E1. Silloin todettiin, että kiskon kallistuksen lisääminen laskee ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoa. Kiskon kallistus vaikutti ekvivalenttiseen kartiokkuuteen eniten pyöräprofiilin ollessa täysin kulumaton, ja simu-

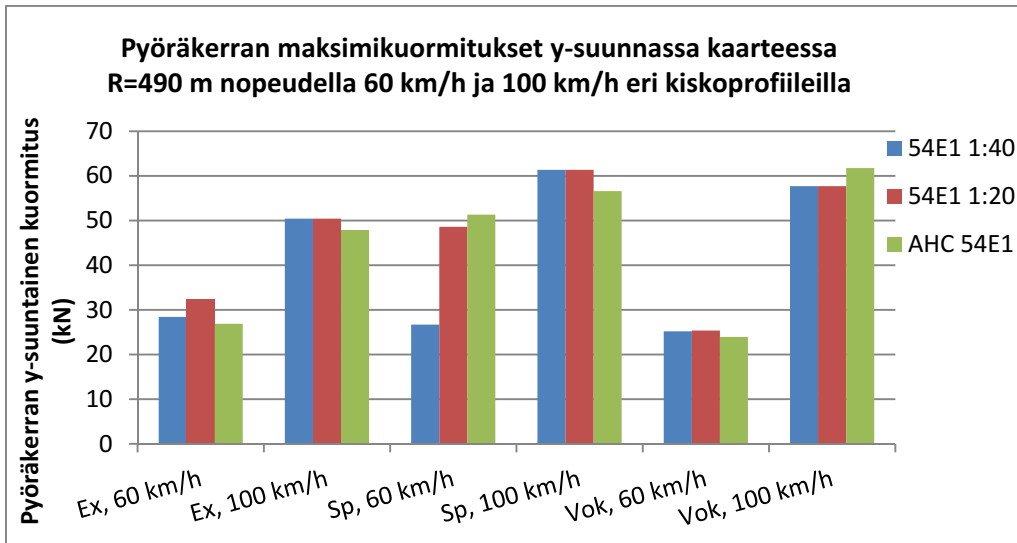
lointituloksien mukaan pyöräprofiilin laipan ollessa 6.7 mm kulunut kiskon kallistuksella ei ollut enää juuri lainkaan vaikutusta ekvivalenttiseen kartiokkuuteen. Siksi tässä tarkastellaan kiskon kallistuksen vaikutusta kaarteissa rataan kohdistuviin kuormituksiin pyöräprofiilin ollessa ideaali s1002.

Luvussa 3.3 vertailtiin myös normaalia 54E1-kiskoprofiilia ja AHC54E1-kiskoprofiilia toisiinsa. Ideaalin s1002-pyöräprofiilin tapauksessa ekvivalenttinen kartiokkuus 3 mm:n sivuttaissiirtymällä oli selvästi suurempi AHC54E1-kiskoprofiililla kuin 54E1-kiskoprofiililla. Seuraavaksi tarkastellaankin kaarreaajosimuloinneissa 54E1-kiskoprofiilia kiskon kallistuksella 1:40 ja 1:20 ja näiden lisäksi myös AHC54E1-kiskoprofiilin vaikutusta kaluston kulkuun. Aiempien tietojen perusteella kaluston pitäisi siis ohjautua kaarteessa parhaiten AHC54E1-kiskoprofiililla ja huonoiten 54E1 1:20-kiskoprofiililla. Tarkasteluissa on käytetty ideaalia pyöräprofiilia.

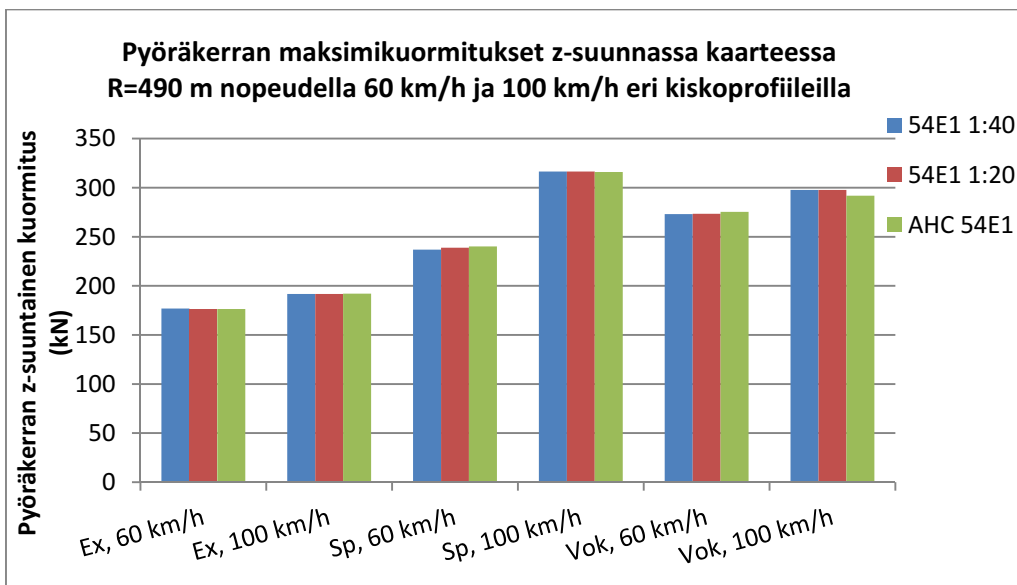
Kuvissa 5.18–5.20 on esitetty pyöräkuormitukset kaarteessa radansuunnassa (x), poikittaissuunnassa (y) ja pystysuunnassa (z) kiskoprofiileilla 54E1 1:40, 54E1 1:20 ja AHC 54E1. Simuloinneissa käytetyn kaarteiden kaarresäde on  $R=490$  m ja kallistus  $D=150$  mm, joten kaarteessa on tasapainokallistus kaluston kulkiessa nopeudella 77 km/h.



Kuva 5.18 Erialaisten kiskoprofiilien vaikutus pyöräkerran maksimikuormitukseen ( $\max(|0,15\%|, |99,85\%|)$ ) radansuunnassa nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h. Simuloinnit on suoritettu kaarteessa, jossa  $R=490$  m ja  $D=150$  mm.



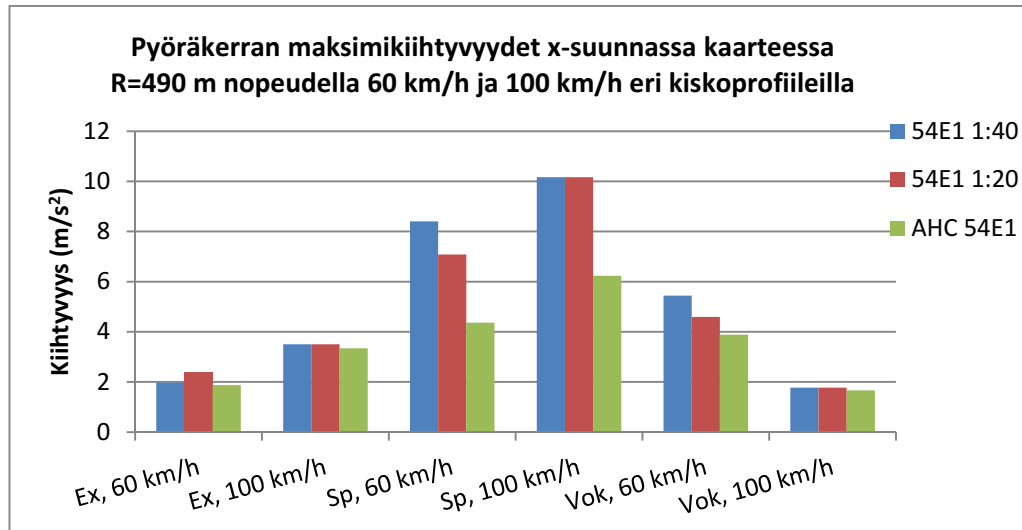
Kuva 5.19 Erilaisten kiskoprofiilien vaikutus pyöräkerran maksimikuormitukseen (max (10,15%|,99,85%)) poikittaissuunnassa nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h. Simuloinnit on suoritettu kaarteessa, jossa R=490 m ja D=150 mm.



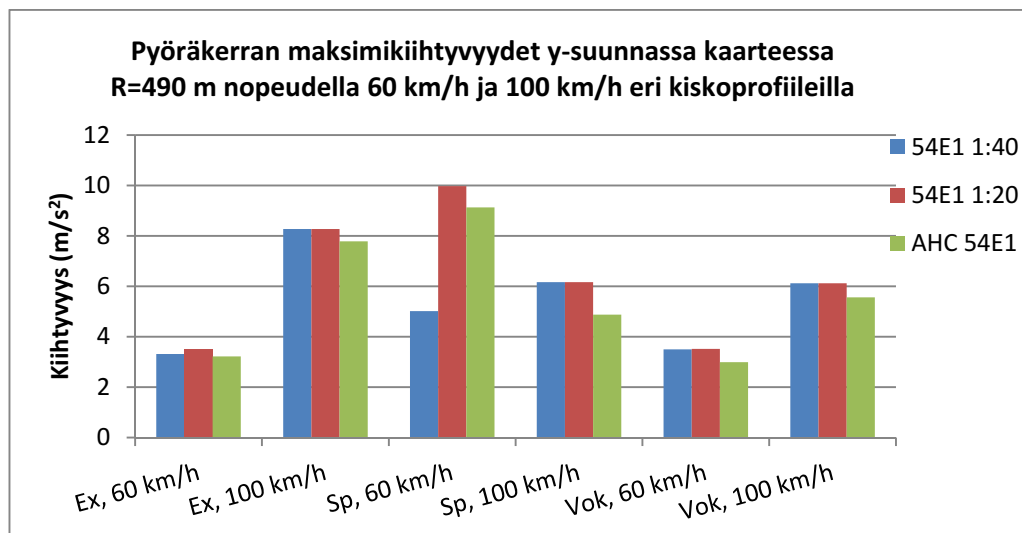
Kuva 5.20 Erilaisten kiskoprofiilien vaikutus pyöräkerran maksimikuormitukseen (max (10,15%|,99,85%)) pystysuunnassa nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h. Simuloinnit on suoritettu kaarteessa, jossa R=490 m ja D=150 mm.

Kuvista 5.18–5.20 on vaikea havaita kiskoprofiilin tai kiskon kallistuksen vaikutusta, joten tarkastellaan vielä vastaavia pyöräkerran kiihtyvyyksiä (kuvat 5.21–5.23).

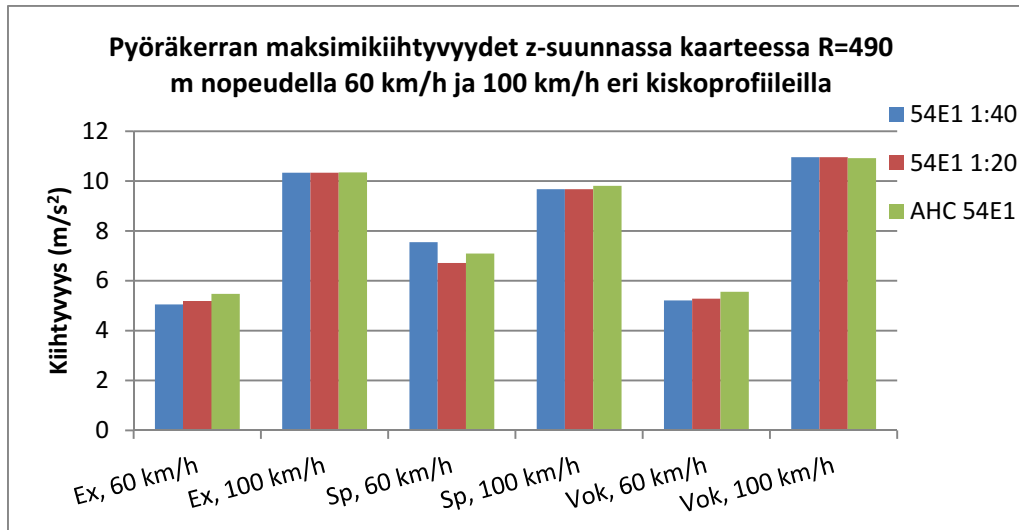




Kuva 5.21 Erialaisten kiskoprofiilien vaikutus pyöräkerran maksimikiiktyvytyksiin ( $\max(|\min|, |\max|)$ ) radansuunnassa nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h. Simuloinnit on suoritettu kaarteessa, jossa  $R=490$  m ja  $D=150$  mm.



Kuva 5.22 Erialaisten kiskoprofiilien vaikutus pyöräkerran maksimikiiktyvytyksiin ( $\max(|\min|, |\max|)$ ) poikittaissuunnassa nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h. Simuloinnit on suoritettu kaarteessa, jossa  $R=490$  m ja  $D=150$  mm.



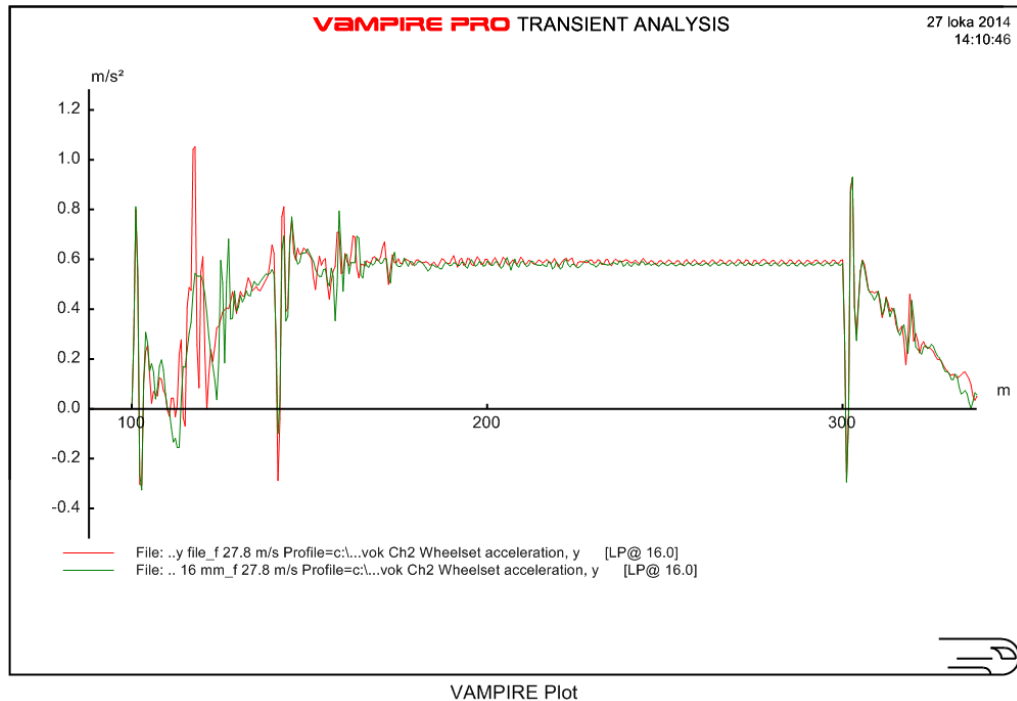
Kuva 5.23 Erilaisten kiskoprofiilien vaikutus pyöräkerran maksimikihtyvyyksiin ( $\max(|\min|, |\max|)$ ) pystysuunnassa nopeuksilla 60 km/h ja 100 km/h. Simuloinnit on suoritettu kaarteessa, jossa  $R=490$  m ja  $D=150$  mm.

Kuvan 5.22 perusteella pyöräkerran poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet ovat suurimmillaan aina kiskoprofiilin ollessa 54E1 1:20. Samanlainen käyttäytyminen oli havaittavissa myös pyöräkerran kiihtyvyyksien RMS-arvoissa. Pyöräkerran poikittaissuuntaisissa kuormituksissa vastaava ilmiö ei kuitenkaan ollut yhtä selkeästi havaittavissa.

#### 5.1.4 Raidelevyyden levitys

Suurin kaarteissa käytetty raidelevyyden levitys on RATO:n mukaan 16 mm, jolloin raidelevydeksi tulee 1540 mm (RATO 2 2010). Simuloinneissa on testattu tämän 16 mm raidelevyyden levityksen vaikutusta kaarteessa, jonka kaarresäde on  $r = 490$  m ja kallistus  $D = 150$  mm. Normaalisti raidelevyyden levitystä käytetään kuitenkin vain kaarteissa, joiden kaarresäde on  $r \leq 220$  m. Simulointi on tehty rataosuudella, jossa ei ole otettu lainkaan huomioon raiteen epätasaisuuksia. Tarkastelua voidaan siis pitää kvasistaattisena tilanteena.

Simulointituloksien perusteella raidelevyyden levitys kaarteessa useimmiten hieman vähentää kiskoon kohdistuvia poikittaissuuntaisia kuormituksia ja pyöräkerran poikittaissuuntaisia kiihtyvyyksiä. Etenkin suurissa nopeuksissa eli kaarteiden mitoitussuoritepeudessa 100 km/h raidelevyyden levityksen vaikutus on Vok-vaunulla ja Ex-vaunulla selkeä. Ty-arvoihin raidelevyyden levitys vaikuttaa vähemmän. Tulosten perusteella voidaan kuitenkin sanoa, että laipan Ty-arvot pääsääntöisesti pienenevät raidelevyyden levityksen myötä. Myös ulkokiskon puoleiset pyörän kulkukehän Ty-arvot pienenevät hieman. Kuvassa 5.24 on esitetty Vok-vaunun pyöräkerran poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet normaalin raidelevyyden ja 16 mm levitetyn raidelevyyden tapauksessa. Raidelevyys muuttuu 16 mm leveämmäksi lineaarisesti ensimmäisen siirtymäkaaren kohdalla välillä  $s=100-140$  m ja takaisin normaalilevyyteen toisen siirtymäkaaren kohdalla välillä  $s=300-340$  m.



*Kuva 5.24 Pyöräkerran poikittaiskiihtyvyydet Vok-vaunulla nopeudella 100 km/h normaalin raidelevyden (pun.) ja levitetyn raidelevyden (vihr.) tapauksessa kaarteessa ( $r=490$  m,  $D=150$  mm). Kaarre alkaa kohdalta  $s=100$  m ja päättyy kohtaan  $s=340$  m.*

Kuvan 5.24 esimerkissä raide on täysin tasainen, jolloin poikittaiskiihtyvyyksissä näkyy ainoastaan kaarteessa vaikuttavan keskeiskiihtyvyyden ja painovoiman poikittaissuuntaisen komponentin vaikutus. Kuvan 5.24 perusteella raidelevyden levitys vähentää hieman poikittaiskiihtyvyyksiä kaaren alussa, mutta kaaren loppupuolella kiihtyvyydet vastaavat suunnilleen toisiaan.

### 5.1.5 Voitelu

Luvuissa 2.2.7–2.2.8 käsiteltiin kitkanhallintaan ja voiteluun liittyviä asioita. Pyörä-kisko-kontaktissa vaikuttavan kitkan merkitystä tarkasteltiin simuloimalla kaluston kulkua kaarteessa siten, että pyörä-kisko-kontaktin kitkakerroin vaihteli. Taulukossa 5.3 on esitetty simuloinnissa käytetyt kitkakertoimen arvot.

*Taulukko 5.3 Simuloinnissa käytetyt pyörä-kisko-kontaktin kitkakertoimen arvot.*

Pyörä-kisko-kontakti	Kitkakerroin $\mu$
Normaali	0.3
Voideltu	0.1

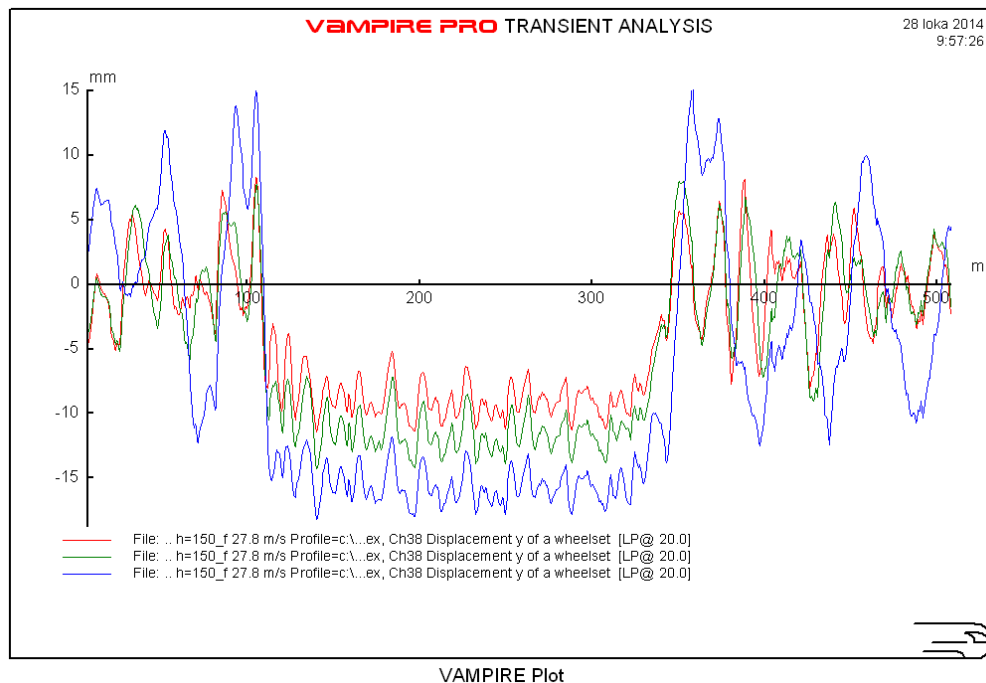
Voidellun kitkakertoimen arvona on käytetty  $\mu=0.1$  (Suda et al. 2005). Voitelun vaikutusta testattiin kaarteessa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm. Tuloksien perusteella pyörä-kisko-kontaktin kitkakertoimen ollessa alhainen poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet pienenevät. Esimerkiksi Ex-vaunulla nopeudella 100 km/h poikittaissuuntaisten kiihtyvyyksien RMS-arvo kaarteiden matkalla on normaalissa tilanteessa  $1.283 \text{ m/s}^2$ , mutta voidellussa tilanteessa  $1.182 \text{ m/s}^2$ . Myös vasemman ja oikean pyörän poikittaissuuntaisten pyöräkuormitusten amplitudit sekä  $T_y$ -arvot pienenevät kitkakertoimen ollessa alhainen.

## 5.2 Kaluston ominaisuuksien vaikutus kulkuun

Liikkuvan kaluston ominaisuuksien vaikutuksesta kiskoon kohdistuvaan kuormitukseen kerrottiin aiemmin luvussa 2.1. Tässä luvussa esitellään simulointitulokset kaluston ominaisuuksien vaikutuksesta kaluston kulkuominaisuuksiin ja rataan kohdistuvaan kuormitukseen. Käsiteltävinä asioina ovat pyöräprofiili, pyörän halkaisija, akselipaino, massakeskipisteen korkeus, telikeskiön kiertovastus ja kaluston nopeus.

### 5.2.1 Pyöräprofiili

Eriasteisesti kuluneiden pyöräprofiilien vaikutusta ekvivalenttiseen kartiokkuuteen tarkasteltiin jo aiemmin luvussa 3.3. Tässä tarkastellaan profiilin kuluneisuuden vaikutusta esimerkiksi kaarteissa tapahtuvaan pyöräkerran sivuttaissiirtymään. Kuvassa 5.25 on esitetty Ex-vaunun pyöräkerran sivuttaissiirtymä kaarteessa, jossa  $r=490 \text{ m}$  ja  $D=150 \text{ mm}$ .



Kuva 5.25 Ex-vaunun pyöräkerran sivuttaissiirtymä nopeudella  $v=100 \text{ km/h}$  kaarteessa  $r=490 \text{ m}$ ,  $D=150 \text{ mm}$ . Pyöräprofiilina ideaali s1002 (pun.), 2.9 mm kulunut s1002 (vihr.) ja 6.7 mm kulunut s1002 (sin.). Kiskoprofiilina 54E1 kallistuksella 1:40.

Kuvassa 5.25 näkyy hyvin, miten kaarre ( $s=100-340$  m) vaikuttaa pyöräkerran sivuttaissiirtymään. Sivuttaissiirtymä on selvästi suurin 6.7 mm kuluneen pyöräprofiilin tapauksessa ja toisaalta pienin ideaaliprofiililla. Luvussa 3.3 esitettyjen ekvivalenttisen kartiokkuuden kuvaajien mukaan ekvivalenttinen kartiokkuus on näiden pyöräprofiilien tapauksessa suurin ideaalin pyöräprofiilin ja 54E1 1:40 -kiskoprofiilin yhdistelmällä. Tämän johdosta ideaali pyöräprofiili ei tarvitse yhtä suurta sivuttaissiirtymää kaarteissa kuin esimerkiksi 6.7 mm kulunut pyöräprofiili, jolla ekvivalenttisen kartiokkuuden arvo on huomattavasti pienempi. Sp-vaunulla tulokset olivat vastaavat, sillä kaarteissa ohjautumiseen tarvittava ihanteellinen sivuttaissiirtymä riippuu kaluston osalta ainoastaan pyörän ominaisuuksista.

Pyöräprofiilin kulumisen lisäksi jonkin verran myös poikittaissuuntaisia kuormituksia kaarteissa. Pyöräkerran poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet sen sijaan toisinaan myös pienenevät pyöräprofiilin kulumisen myötä.

### 5.2.2 Pyöräkerran dimensiot

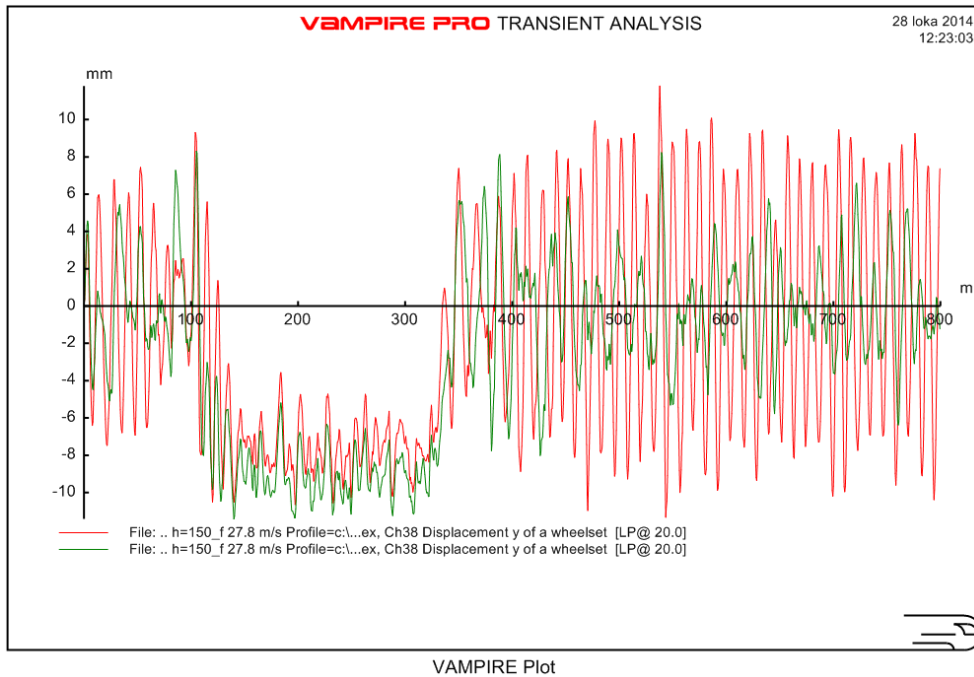
Pyöräkerran dimensioista tarkasteluun valittiin pyörän halkaisijan vaikutus, sillä esimerkiksi laippojen välisen etäisyyden vaikutusta on tarkasteltu jo aiemmin raportissa ”Kiskon sivukuluneisuus ja pyöräkerran laippojen välinen etäisyys”. Tarkasteluun otettiin kaikille kalustoille kaksi eri halkaisijaa: normaali pyörän halkaisija ja pieni pyörän halkaisija. Pieni pyörän halkaisija valittiin siten, että se eroaa selvästi normaalista halkaisijasta, jotta mahdolliset pyörän halkaisijasta johtuvat erot kaluston käyttäytymisessä näkyisivät simulaatioissa selvemmin. Simuloinneissa käytetyt pyörän halkaisijan mitat on esitetty taulukossa 5.4. Pienenä pyörän halkaisijana on käytetty arvoa  $D = 400$  mm, joka on pyörän halkaisijan minimiarvo Suomessa (YTE 2011). Oikeasti näin pieni pyörä saa olla käytössä maksimissaan 7,5 t akselipainolla, ja akselipainon ollessa esimerkiksi 25 t, pyörän halkaisijan on oltava vähintään 840 mm (RATO 21 2012). Tässä on kuitenkin haluttu tarkastella nimenomaan pyörän halkaisijan vaikutusta kuormituksiin, joten kaluston osalta on muutettu ainoastaan pyörän halkaisijaa akselipainon säilyessä ennallaan.

Taulukko 5.4 Simuloinneissa käytetyt pyörän halkaisijan arvot eri kalustoille.

	Ex-vaunu	Sp-vaunu	Vok-vaunu
<b>Pyörän halkaisija, pieni</b>	400 mm	400 mm	400 mm
<b>Pyörän halkaisija, normaali</b>	920 mm	920 mm	957 mm

Simuloinnit toteutettiin sekä suoralla rataosuudella että kaarteissa, sillä oletuksena oli halkaisijaltaan pienen pyörän käyttäytyminen normaalia pyörää paremmin kaarteissa mutta huonommin suoralla radalla.

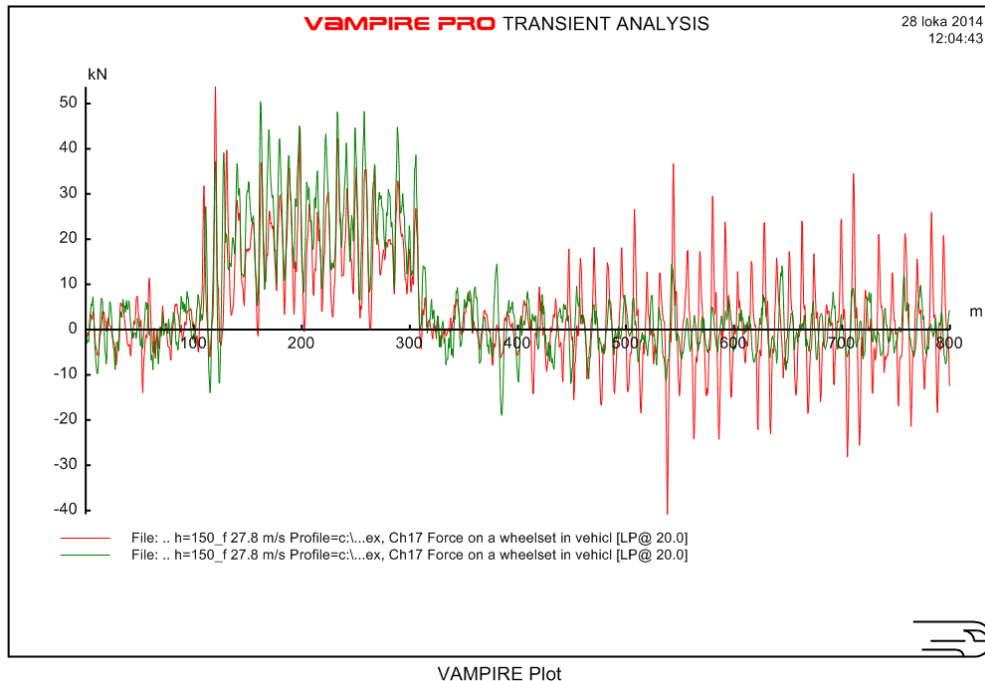
Ex-vaunulla pyörän halkaisijan vaikutus näkyi parhaiten, ja halkaisijaltaan pieni pyörä käyttäytyi odotuksien mukaisesti paremmin kaarteissa. Tällöin pyöräkerran sivuttaissuuntaiset siirtymät ja kiskoon kohdistuvat poikittaissuuntaiset kuormitukset olivat pienemmät kuin halkaisijaltaan normaalilla pyörällä. Halkaisijaltaan pieni pyörä ei vaadi yhtä suurta sivuttaissiirtymää kaarteissa, sillä se pystyy kehittämään tarpeellisen vierintäsäde-eron nopeammin kuin halkaisijaltaan suuri pyörä. Kuvassa 5.26 on esitetty Ex-vaunun pyöräkerran sivuttaissiirtymä kaarteissa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm. Kulkunopeutena on 100 km/h.



*Kuva 5.26 Ex-vaunun pyöräkerran sivuttaissiirtymät kaarteissa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm. Kaarre alkaa kohdasta  $s=100$  m ja päättyy kohtaan  $s=340$  m. Kuormituksia tarkastellaan pyörän halkaisijalla 400 mm (pun.) ja 920 mm (vihr.). Kulkunopeutena on 100 km/h.*

Kuvan 5.26 perusteella pyörän halkaisija vaikuttaa jonkin verran pyöräkerran sivuttaissiirtymään kaarteissa, mutta erittäin paljon suoralla rataosuudella. Kaarteissa halkaisijaltaan pieni pyörä ei tarvitse yhtä suurta sivuttaissiirtymää kuin halkaisijaltaan suuri pyörä. Sen sijaan suoralla rataosuudella eli kohdasta  $s=340$  m eteenpäin pieni pyörä alkaa käyttäytyä todella epästabiilisti suureen pyörään verrattuna. Pyöräkerran poikittaissuuntaisissa kiihtyvyyksissä oli havaittavissa sama ilmiö.

Kuvassa 5.27 on esitetty Ex-vaunun pyöräkerran poikittaissuuntaiset kuormitukset kaarteissa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm.



*Kuva 5.27 Ex-vaunun pyöräkerran poikittaissuuntaiset kuormitukset kaarteessa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm. Kaarre alkaa kohdasta  $s=100$  m ja päättyy kohtaan  $s=340$  m. Kuormituksia tarkastellaan pyörän halkaisijalla 400 mm (pun.) ja 920 mm (vihr.). Kulkunopeutena on 100 km/h.*

Kuvassa 5.27 havaitaan pyörän halkaisijan vaikutus pyöräkerran poikittaissuuntaisiin kuormituksiin kaarteessa ja samalla myös suoralla rataosuudella. Pyöräkuormitukset ovat kaarteiden kohdalla suurempia halkaisijaltaan suurella pyörällä. Sen sijaan suoralla rataosuudella pyöräkuormitukset ovat suurempia halkaisijaltaan pienen pyörän tapauksessa. Ex-vaunulla T<sub>y</sub>-arvot ovat molempien pyörien kulkukehien osalta suurempia pienellä pyörällä tehdyissä simuloinneissa.

Vok-vaunun kohdalla pyörän halkaisijan vaikutus ei ollut yhtä selkeä. Pienen halkaisijan tapauksessa kiihtyvyyden- ja pyöräkuormitusarvot kasvoivat selvästi kaarteiden loppupäässä ja kaarteiden jälkeen käyttäytyminen oli epästabiliä myös suoralla osuudella. Myös T<sub>y</sub>-arvot olivat kaarteissa selvästi suurempia pienen halkaisijan tapauksessa.

### 5.2.3 Akselipaino

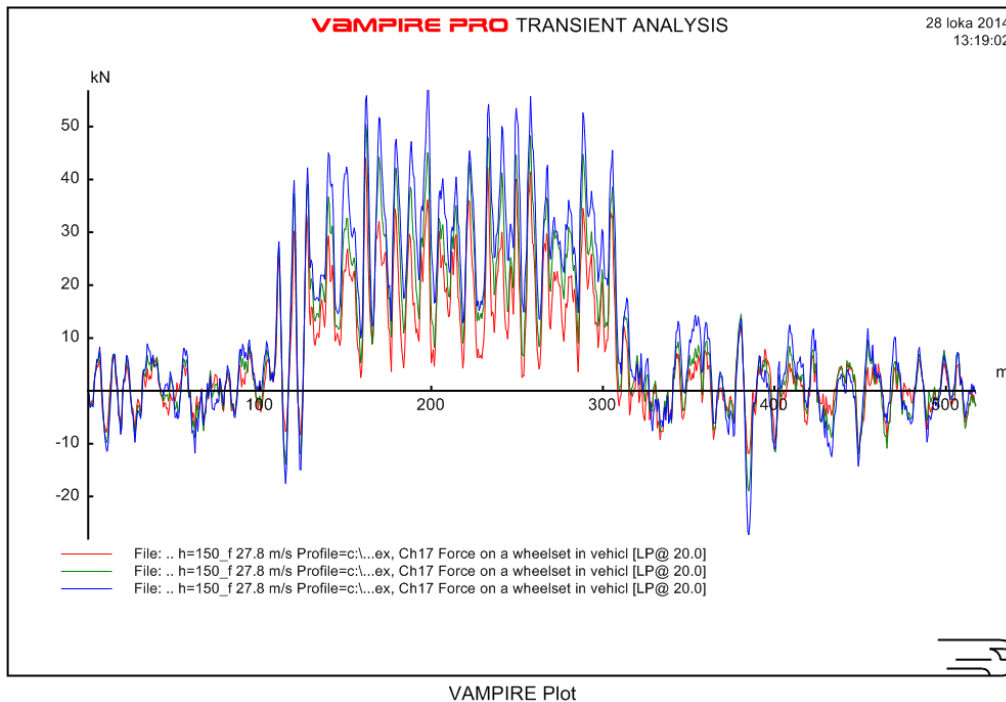
Kaluston akselipainon vaikutusta simulointituloksiin testattiin kolmella eri kalustolla siten, että jokaisella akselipaino vaihteli  $\pm 5$  t normaaliin akselipainoon nähden. Taulukossa 5.5 on esitetty simuloinneissa käytetyt akselipainot eri kalustoille.

Taulukko 5.5 Simuloinneissa käytetyt akselipainot eri kalustoille.

	Ex-vaunu	Sp-vaunu	Vok-vaunu
<b>Akselipaino 1, pieni kuormitus</b>	11,0 t	13,6 t	20,6 t
<b>Akselipaino 2, normaali kuormitus</b>	16,0 t	18,6 t	25,6 t
<b>Akselipaino 3, suuri kuormitus</b>	21,0 t	23,6 t	30,6 t

Akselipainon kasvattaminen lisää kaarteessa rataan kohdistuvia poikittaissuuntaisia kuormituksia ja vaunun poikittaissuuntaisia kiihtyvyyksiä.

Kuvassa 5.28 on esitetty Ex-vaunun akselipainon vaikutus pyöräkerran poikittaissuuntaisiin kuormituksiin kaarteessa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm.

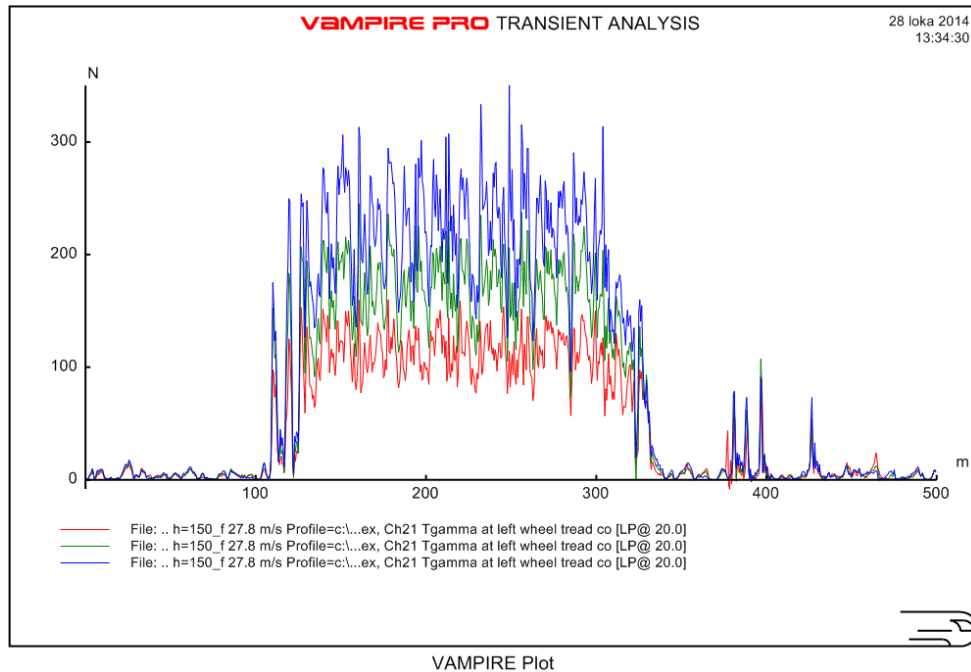


**Kuva 5.28** Ex-vaunun ( $v=100$  km/h) pyöräkerran poikittaissuuntaiset kuormitukset kaarteessa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm. Kaarre alkaa kohdasta  $s=100$  m ja päättyy kohtaan  $s=340$  m. Kuormituksia tarkastellaan akselipainoilla 11 t (pun.), 16 t (vihr.) ja 21 t (sin.).

Kuvan 5.28 mukaan akselipainon vaikutus kaarteessa pyöräkertaan ja siten myös rataan kohdistuviin poikittaiskuormituksiin on selkeä. Suurimmalla akselipainolla pyöräkuormitukset ovat selvästi suurimmat. Kuvassa 5.28 poikittaissuuntaisten pyöräkuormitusten RMS-arvot ovat pienellä akselipainolla 18.7 kN, normaalilla akselipainolla 23.9 kN ja suurella akselipainolla 29.1 kN. Myös Sp-vaunun ja Vok-vaunun tapauksessa akselipaino vaikutti selvästi poikittaissuuntaisiin kuormituksiin.

Pyöräkuormitukset vaikuttavat myös kulumisesta kertoviin  $T\gamma$ -arvoihin. Kuvassa 5.29 on esitetty Ex-vaunun vasemman pyörän kulkukehän  $T\gamma$ -arvot eri akselipainoilla.





*Kuva 5.29 Ex-vaunun ( $v=100$  km/h) ensimmäisen pyöräkerran vasemman pyörän kulkukehän  $T_\gamma$ -arvot kaarteessa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm. Kaarre alkaa kohdasta  $s=100$  m ja päättyy kohtaan  $s=340$  m. Kuormituksia tarkastellaan akselipainoilla 11 t (pun.), 16 t (vihr.) ja 21 t (sin.).*

Kuvassa 5.29 on esitetty vasemman pyörän eli ulkokiskon puoleisen pyörän kulkukehän  $T_\gamma$ -arvot, mutta myös oikean pyörän kulkukehän tapauksessa tulokset olivat vastaavat. Akselipaino vaikuttaa siis merkittävästi pyörän kulkukehän  $T_\gamma$ -arvoihin.

Vok-vaunun kulkiessa kaarteessa akselipainolla oli vaikutusta lähinnä pyörän laipan  $T_\gamma$ -arvoihin. Tämä johtunee siitä, että Vok-vaunun tapauksessa pyörän laipan  $T_\gamma$ -arvot olivat merkittäviä pyörän kulkukehän  $T_\gamma$ -arvoihin verrattuna, eli pyörä on kulkenut kaarteessa paljon laipalla.

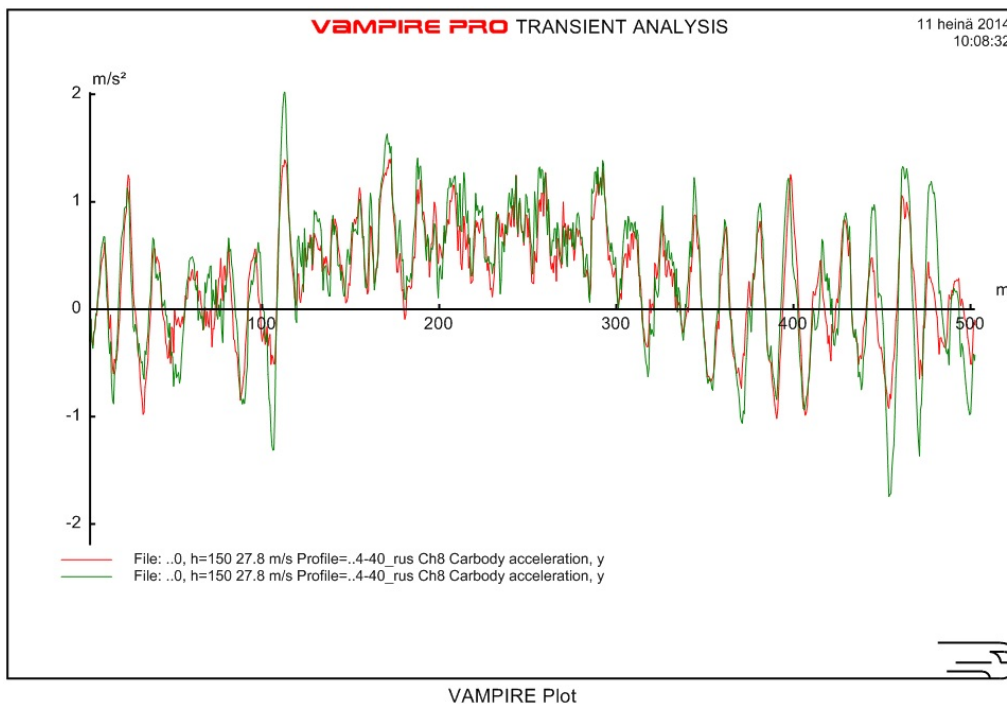
#### 5.2.4 Massakeskipisteen korkeus

Massakeskipisteen korkeuden vaikutusta testattiin kolmella eri kalustolla, joiden vaunurungon massakeskipisteen korkeutta muutettiin 0,8 m. Taulukossa 5.6 on esitetty vaunurungon massakeskipisteiden korkeudet eri kalustoille matalan massakeskipisteen ja korkean massakeskipisteen tapauksessa. Suurempana vaunurungon massakeskipisteen korkeuden arvona on käytetty suurinta realistista kyseiselle vaunutyyppille mahdollista arvoa, eli massakeskipisteen korkeutta silloin kun kuorma on jakautunut vaunuun täysin tasaisesti. Tällöin vaunurungon massakeskipiste sijaitsee täysin keskellä vaunua.

Taulukko 5.6 Massakeskipisteen korkeuden vaikutuksen simuloinnissa käytetyt vaunurungon massakeskipisteiden korkeudet kolmelle eri kalustolle.

	Ex-vaunu	Sp-vaunu	Vok-vaunu
Vaunurungon massakeskipisteen korkeus, matala	1,0 m	1,246 m	0,8 m
Vaunurungon massakeskipisteen korkeus, korkea	1,8 m	2,046 m	1,6 m

Massakeskipisteen korkeuden vaikutusta tarkasteltiin kaarteessa, jonka kaarresäde on  $r=490\text{m}$  ja kallistus  $D=150\text{ mm}$ . Tarkastelun kohteena olivat kiskoon kohdistuvat poikittaissuuntaiset kuormitukset ja vaunurungon poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet. Massakeskipisteen korkeus vaikutti tuloksiin erityisesti Vok-vaunulla ja jonkin verran myös Sp-vaunulla. Matkustajavaunulla (Ex-vaunu) vaikutus oli selvästi vähäisempi kuin tavaravaunuilla, mikä johtunee vaunurungon pienemmästä massasta. Kuvassa 5.30 on esitetty vaunurungon poikittaissuuntaisen kiihtyvyys Vok-vaunulla nopeudella  $100\text{ km/h}$ . Kaarre alkaa kohdasta  $s=100\text{m}$  ja loppuu kohtaan  $s=340\text{ m}$ .



Kuva 5.30 Vok-vaunun vaunurungon poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet kaarteessa  $r=490\text{m}$   $D=150\text{ mm}$  nopeudella  $100\text{ km/h}$  vaunurungon massakeskipisteen ollessa matalalla (pun.) ja korkealla (vihr.).

Kaarteen kohdalla vaunurungon poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet ovat selvästi suuremmat vaunurungon massakeskipisteen ollessa korkealla. Myös Sp-vaunulla massakeskipisteen korkeuden vaikutus vaunurungon kiihtyvyyksiin oli samansuuntainen, mutta ei aivan yhtä selkeä. Ex-vaunulla massakeskipisteen korkeus ei juuri vaikuttanut vaunurungon poikittaissuuntaisiin kiihtyvyyksiin.

Poikittaissuuntaisiin pyöräkuormituksiin tai  $T_y$ -arvoihin massakeskipisteen korkeudella ei ollut yhtä selkeää vaikutusta.

### 5.2.5 Kiertovastus telikeskiössä

Yleisesti ottaen voidaan sanoa kiertojäykkyydeltään joustavan telin ohjautuvan kaarteissa paremmin kuin kiertojäykkyydeltään jäykän telin.

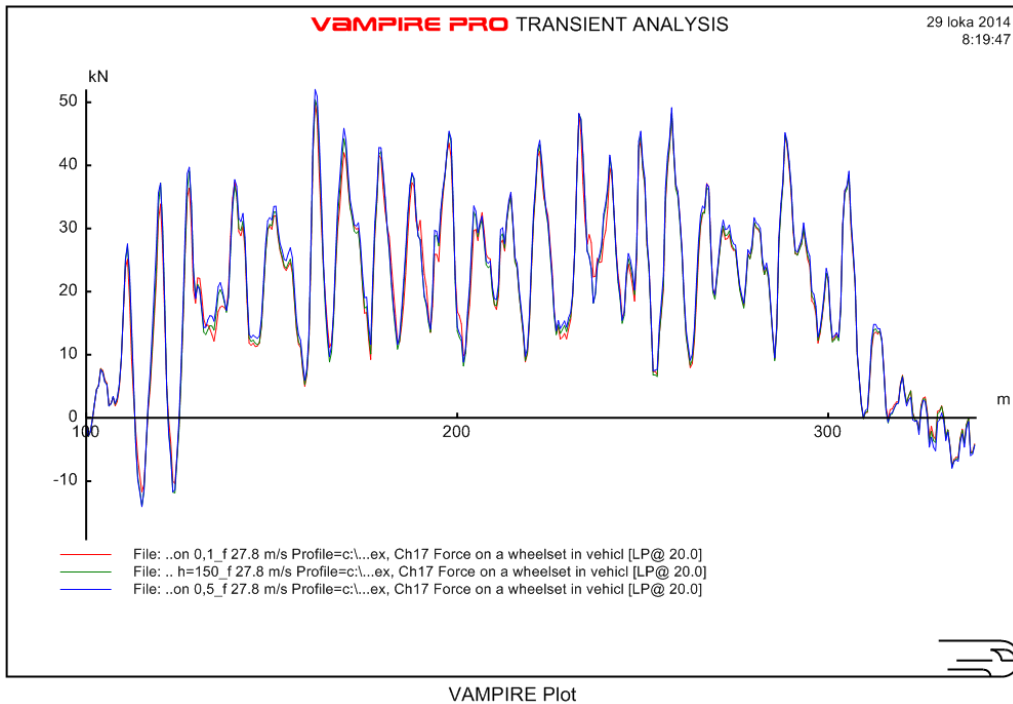
Kolmiosisella telillä telin ja vaunurungon välisen liitoksen liiallinen jäykkyys voi aiheuttaa telin kieroutumisen. Telin kieroutuminen riippuu tällöin sivupalkin ja keskipalkin välisestä kitkajousituksesta: jos liitos ei ole tarpeeksi jäykkä, sivupalkin ja keskipalkin väliseen liitokseen kohdistuva momentti aiheuttaa telin kieroutumisen. Liitoksen jäykkyys riippuu sivupalkin ja keskipalkin välisen kitkajousituksen kehittämättä momentista. Luvussa 2.1.5 kerrottiin tarkemmin telin sivupalkkien kiertymistä vastustavasta jäykkyydestä ja telin kieroutumisesta.

Simuloinneissa mukana olevalla Vok-vaunulla on kolmiosisaiset telit, jolloin telin kieroutuminen on mahdollista. Sp-vaunulla ja Ex-vaunulla telit ovat H-runkoiset, jolloin keskipalkin ja sivupalkin välinen liitos on jäykkä ja telin kieroutumista ei pääse tapahtumaan. Siksi Sp-vaunulla ja Ex-vaunulla on tarkasteltu ainoastaan telikeskiön kitkaliitoksen vaikutusta kaluston kulkuun kaarteissa. Telikeskiön kiertojäykkyyttä on muutettu kitkakertoimen avulla vastaavalla tavalla kuin suoralla radalla tehdyissä tarkasteluissa taulukon 5.7 mukaisesti.

*Taulukko 5.7 Simuloinneissa käytetyt telikeskiön kitkakertoimen arvot, jotka kuvaavat telikeskiön erilaisia voitelutilanteita.*

Telikeskiö	Kitkakerroin $\mu$ telikeskiö	Kitkakerroin $\mu$ telikeskiön reuna
Hyvin voideltu	0.1	0.2
Normaali	0.2	0.35
Huonosti voideltu	0.5	0.5

Kuvassa 5.31 on esitetty Ex-vaunun pyöräkerran poikittaissuuntaiset kuormitukset kaarteessa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm.



*Kuva 5.31 Ex-vaunun pyöräkerran poikittaissuuntaiset kuormitukset kaarteissa ( $r=490$  m,  $D=150$  mm), joka alkaa kohdasta  $s=100$  m ja loppuu kohtaan  $s=340$  m. Kuvaajassa on esitetty hyvin voideltu telikeskiö (pun.), normaali telikeskiö (vihr.) ja huonosti voideltu telikeskiö (sin.).*

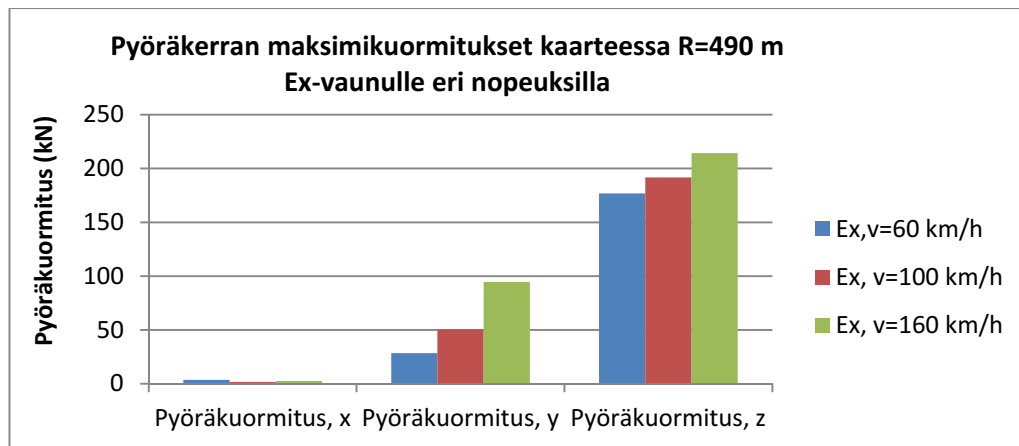
Kuvan 5.31 mukaan telikeskiön kiertojäykkyys vaikuttaa Ex-vaunun kohdalla hieman kaarteeseen pyöräkuormitukseen. Huonosti voidellun telikeskiön tapauksessa pyöräkerran poikittaissuuntaiset kuormitukset ovat suuremmat kuin muissa tapauksissa. Telikeskiön kiertojäykkyys vaikutti Ex-vaunun tapauksessa myös  $T\gamma$ -arvoihin siten, että kiertojäykkyyden kasvaessa etenkin laipan  $T\gamma$ -arvot kasvoivat.

Sp-vaunun ja Vok-vaunun osalta tulokset olivat vastaavat kuin Ex-vaunulla, eli telikeskiön kiertojäykkyys vaikuttaa jonkin verran poikittaissuuntaisiin pyöräkuormitukseen ja pyörä-kisko-kontaktin  $T\gamma$ -arvoihin. Kiertojäykkyyden kasvaessa poikittaissuuntaiset pyöräkuormitukset ja  $T\gamma$ -arvot kasvavat, mikä johtunee siis jäykemmän telin huonommasta ohjautuvuudesta kaarteissa. Vok-vaunun tuloksissa ei ollut havaittavissa merkkejä telin kieroutumisesta, eli telikeskiön suuri kiertojäykkyys ei vielä johtanut telin kieroutumiseen. Vok-vaunun mallissa sivupalkin ja keskipalkin välinen liitos on siis niin jäykkä, ettei teli ainakaan tässä esimerkkitilanteessa pääse kieroutumaan. Telin kieroutumisen tarkastelemiseksi Vok-vaunun sivupalkin ja keskipalkin liitosta pitäisi muuttaa joustavammaksi, jolloin telin kieroutuminen olisi todennäköisempää.

## 5.2.6 Kaluston nopeus

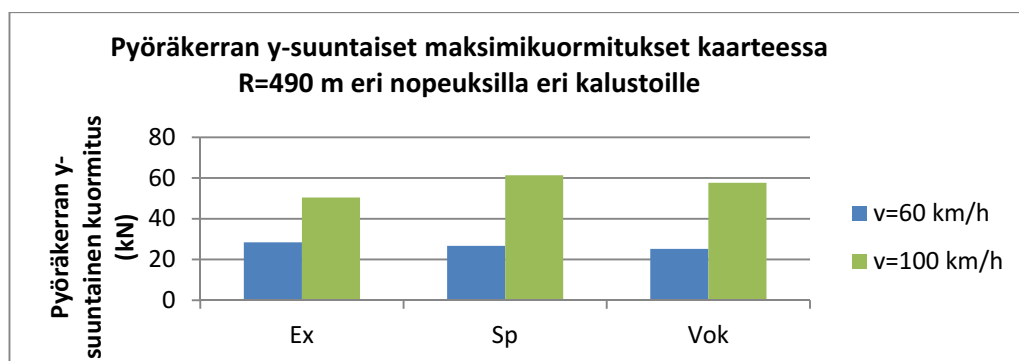
Kaluston nopeuden vaikutusta testattiin kahdessa eri kaarteessa, joissa kaarresäteet olivat  $r_1 = 1175$  m ja  $r_2 = 490$  m. Kallistuksena molemmissa tapauksissa käytettiin  $D = 150$  mm. Loivassa kaarteessa mitoituksena on 160 km/h ja tiukemmassa kaarteessa 100 km/h.

Kaluston nopeus vaikuttaa erityisesti kaarteessa syntyviin poikittais- ja pystysuuntaisiin pyöräkuormituksiin. Kuvassa 5.32 on esitetty maksimipyöräkuormitukset Ex-vaunulle kaarteessa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm. Pystysuuntaisessa pyöräkuormituksessa on mukana staattinen akselipaino, joten pystysuunnassa kuormitukset ovat selvästi suurimpia.

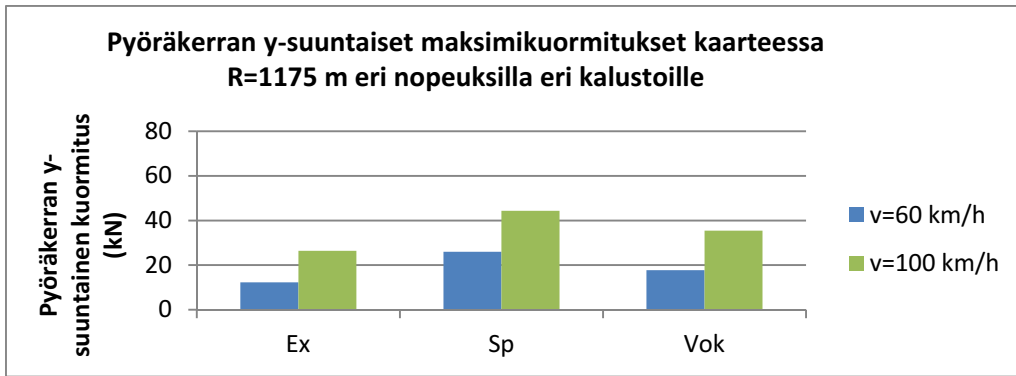


Kuva 5.32 Pyöräkuormitukset ( $\max(|0,15\%|,|99,85\%|)$ ) Ex-vaunulle kaarteessa ( $R=490\text{ m}$ ,  $D=150\text{ mm}$ ) radansuunnassa (x), poikittaissuunnassa (y) ja pystysuunnassa (z).

Kuvasta 5.32 näkyy selvästi junan nopeuden vaikutus poikittais- ja pystysuuntaisiin pyöräkuormituksiin. Näissä suunnissa pyöräkuormitukset kasvavat junan nopeuden kasvaessa. Vastaava vaikutus oli selvästi havaittavissa myös Sp-vaunun ja Vok-vaunun tapauksessa. Kuvissa 5.33 ja 5.34 on esitetty nopeuden vaikutus y-suuntaiseen pyöräkuormitukseen kaikilla kalustoilla kaarteissa  $R=490\text{ m}$  ja  $R=1175\text{ m}$ .



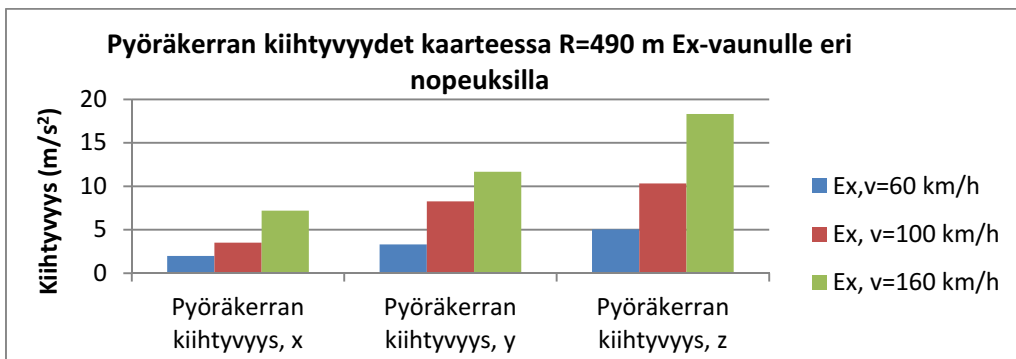
Kuva 5.33 Junan kulkunopeuden vaikutus poikittaissuuntaisiin pyöräkuormituksiin ( $\max(|0,15\%|,|99,85\%|)$ ) kaarteessa  $R=490\text{ m}$ ,  $D=150\text{ mm}$ .



Kuva 5.34 Junan kulkunopeuden vaikutus poikittaissuuntaisiin pyöräkuormituksiin ( $\max(|0,15\%|, |99,85\%|)$ ) kaarteessa  $R=1175$  m,  $D=150$  mm.

Kuvista 5.33 ja 5.34 voidaan havaita, että junan kulkunopeus vaikuttaa merkittävästi poikittaissuuntaisiin kokonaispyöräkuormituksiin kaarteissa. Kaikissa tarkastelutilanteissa kuormitukset ovat suuremmat tiukemmassa kaarteessa. Junan kulkunopeus vaikuttaa myös kaluston kiihtyvyyksiin kaarteissa. Luvussa 2.1.7 kerrottiin, kuinka tasapainonopeudella kaarteessa ajettaessa keskeiskiihtyvyyden vaikutus kumoutuu. Tasapainonopeus tiukemmassa kaarteessa ( $R=490$  m,  $D=150$  mm) on 77 km/h ja loivemmassa kaarteessa ( $R=1175$ ,  $D=150$  mm) 119 km/h.

Kaluston kulkunopeuden kasvaessa myös poikittais- ja pystysuuntaiset kiihtyvyydet kasvoivat kaikissa tarkastelutilanteissa. Radansuuntaisten kiihtyvyyksien kohdalla kaluston kulkunopeuden vaikutus ei ollut yhtä selkeä. Tarkastellaan seuraavaksi nopeuden vaikutusta pyöräkerran kiihtyvyyksiin Ex-vaunun osalta (kuva 5.35).

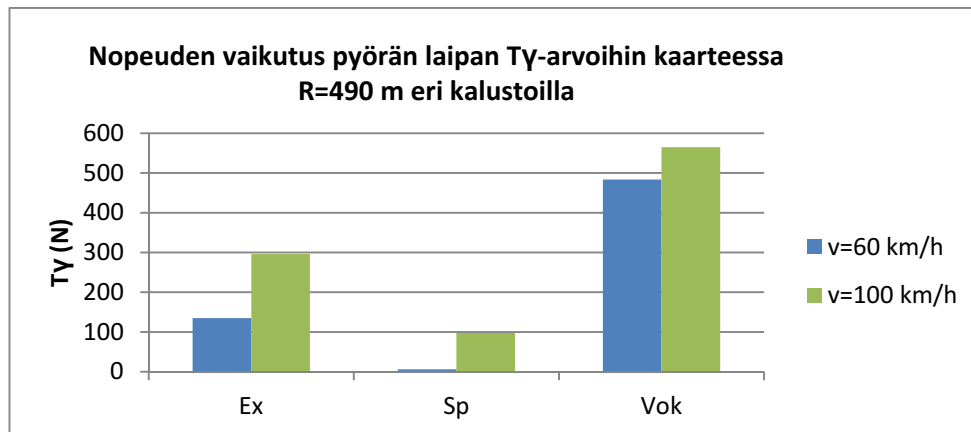


Kuva 5.35 Ex-vaunun pyöräkerran maksimikiihtyvyydet ( $\max(|\min|, |\max|)$ ) kaarteessa  $R=490$  m ja  $D=150$  mm eri nopeuksilla.

Kuvan 5.35 perusteella kaluston kulkunopeuden lisäys kasvattaa pyöräkerran kiihtyvyyksiä x-, y-, ja z-suunnissa. Sama ilmiö havaittiin myös kiihtyvyyksien RMS-arvoissa, eli nopeuden muutos kasvattaa myös yleistä kiihtyvyydestä, ei ainoastaan kiihtyvyyksien maksimiarvoja.

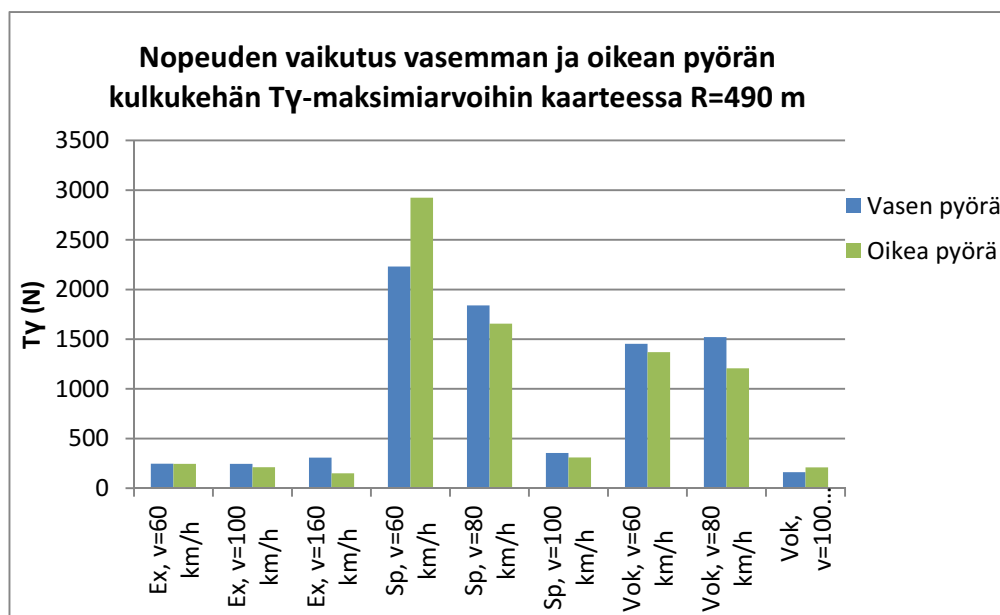
Sp- ja Vok-vaunuilla kaluston kulkunopeudella oli selkeä vaikutus kiihtyvyyksiin vain poikittais- ja pystysuunnassa.

Kaluston kulkunopeudella on vaikutusta myös kulumisesta kertoviin  $T_y$ -arvoihin. Laitan  $T_y$ -arvot pääsääntöisesti kasvavat kulkunopeuden kasvaessa kaarteessa (kuva 5.36).



Kuva 5.36 Nopeuden vaikutus pyörän laipan T<sub>γ</sub>-arvoihin (max (|0,15%|,|99,85%|)) eri kalustoilla kaarteessa R=490m, D=150 mm.

Pyörän kulkukehien T<sub>γ</sub>-arvot sen sijaan yleisesti ottaen pienenevät nopeuden kasvaessa. Tämä johtunee siitä, että nopeuden kasvaessa pyörä kulkee enemmän laippakontaktissa. Kuvassa 5.37 on vertailtu vielä nopeuden vaikutusta vasemman ja oikean pyörän kulkukehän T<sub>γ</sub>-arvoihin.



Kuva 5.37 Nopeuden vaikutus vasemman ja oikean pyörän kulkukehän T<sub>γ</sub>-arvoihin (max (|0,15%|,|99,85%|)) kaarteessa, jonka kaarresäde on 490 m ja kalustus 150 mm. Tasapainonopeus on tällöin 77 km/h.

Kaluston kulkunopeus vaikuttaa siihen, onko kaarteessa kallistuksen vajuusta vai liikakallistusta. Nopeuden ollessa alle 77 km/h kaarteessa on liikakallistusta, jolloin kalusto nojautuu sisäkiskoon. Nopeuden ollessa yli 77 km/h kaarteessa on kallistuksen vajuusta, jolloin kalusto nojautuu ulkokiskoon eli vasempaan kiskoon. Tällöin kuvan 5.37 perusteella vasemman pyörän kulkukehän T<sub>γ</sub>-arvot ovatkin yleensä suuremmat kuin oikean pyörän kulkukehän T<sub>γ</sub>-arvot. Samoin laippakosketuksia syntyy nopeuden kasvaessa enemmän (kuva 5.36).

Kaluston kulkunopeudella kaarteessa on siis merkittävä vaikutus pyöräkuormitukseen, kaluston kiihtyvyyksiin ja T<sub>γ</sub>-arvoihin.

## 6 Kuluneisuusmittaukset

Kiskon kuluneisuusmittaukset toteutettiin kesällä 2013. Tampere–Jyväskylä-rataosuudella mitattiin 15 kaarretta ja Kontiomäki–Vartius-rataosuudella 5 kaarretta. Kaarteet pyrittiin valitsemaan siten, että kaarteiden kaarresäteissä ja kallistuksissa olisi mahdollisimman suuri vaihtelevuus. Jokaisessa mittapisteessä mitattiin kisko-profiilien lisäksi raiteen kallistus ja raideleveys. Kiskon sivukuluneisuus kasvattaa raideleveyttä, joten siinä mielessä mittaustulokset ovat toisiinsa kytkettyjä. Mittaukset tehtiin mahdollisuuksien mukaan siten, että ensimmäinen mittapiste otettiin ennen kaarretta olevalta suoralta rataosuudelta ja viimeinen mittapiste kaarteiden jälkeiseltä suoralta rataosuudelta.

Kontiomäki–Vartius-rataosuuden mittaukset toteutettiin 17.–18.9.2013 ja Tampere–Jyväskylä-rataosuuden mittaukset 2.–4.7.2013. Lisäksi Tampere–Jyväskylä-osaosuudella tehtiin muutamien kiinnostavimpien kaarteiden seurantamittaukset 30.6.–3.7.2014. Kontiomäki–Vartius-radan kalusto on pääosin venäläistä kalustoa veturikaluston ollessa suomalaista. Kokonaisliikennemäärä on noin 4,7 MBT/y. Tampere–Jyväskylä-rataosuudella on sekaliikennettä, suurempia nopeuksia ja vaihteleva liikennemäärä tarkemmasta sijainnista riippuen 7,3–11,9 MBT/y. Suurin osa mittaускаarteista sijaitsee Orivesi–Jämsänkoski-rataosuudella, jossa liikennemäärä on 10,1 MBT/y.

Tampere–Jyväskylä-rataosuuden mittaushaasteissa olleiden kiskojen valmistusvuodet on esitetty taulukossa 6.1. Kaikki kiskot olivat kiskoprofiilia 60E1, ja suurin osa kiskoista on valmistettu vuonna 2004 ja vaihdettu rataan vuonna 2005 (Minirapsu 2013).

*Taulukko 6.1 Tampere–Jyväskylä-rataosuuden mittaushaasteiden kiskojen valmistusvuodet.*

Kaarre	Ratakilometrit, alku (km+m)	Ratakilometrit, loppu (km+m)	Kiskon valmistusvuosi, ulkokisko	Kiskon valmistusvuosi, sisäkisko
1	205+783	205+876	2010, 2011	2010, 2011
2	225+399	225+501	2010	2010
3	230+773	231+745	2007, 2008	2007, 2008
4	234+364	234+645	2004	2004
5	234+913	235+405	2004	2004
6	235+773	236+119	2004	2004
7	237+601	237+914	2004	2004
8	241+390	241+566	2004	2004
9	246+650	246+878	2004, 2005, 2006	2004, 2005, 2006
10	253+102	253+133	2004	2004
11	257+058	257+231	2004	2004
12	268+078	268+322	2004	2004
13	272+172	272+753	2004, 2005, 2012	2004, 2005
14	306+362	306+478	2004	2004
15	314+319	314+777	2008	2008



Taulukon 6.1 mukaan ainoastaan mittauskaarteissa 13 ulkokisko on selvästi uudempi kuin sisäkisko. Kyseisessä kaarteissa ulkokiskoon oli vaihdettu uusi kisko lähes ensimmäisen siirtymäkaaren alusta lähes toisen siirtymäkaaren loppuun. Taulukossa 6.2 on esitetty vastaavasti kiskojen valmistusvuodet Kontiomäki–Vartius-rataosuuden mittauskaarteissa.

*Taulukko 6.2 Kontiomäki–Vartius-rataosuuden mittauskaarteiden kiskojen valmistusvuodet.*

Kaarre	Ratakilometrit, alku (km+m)	Ratakilometrit, loppu (km+m)	Kiskon valmistusvuosi, ulkokisko	Kiskon valmistusvuosi, sisäkisko
1	659+500	660+000	2003	1959, 1961, 1991, 2003
2	660+000	660+500	1955, 1959, 1974, 2003	1959, 1960, 1974, 1977, 2003
3	662+300	663+000	2004, 2005	2004
4	679+000	679+600	1975	1975, 2010
5	680+000	681+000	1975, 2010	1975
6	681+700	681+900	1975	1975

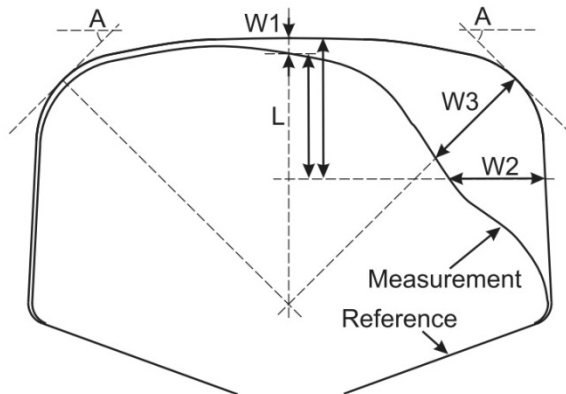
Kontiomäki–Vartius-rataosuudella mittauskaarteet olivat kiskoprofilia 54E1 lukuun ottamatta pientä 60E1-osuutta mittauskaarteissa 3. Kiskojen valmistusvuodet vaihtelivat paljon, ja oletettavasti kiskot oli kierrätetty muualta. Tämän vuoksi kiskojen kulumista on vaikea yhdistää juuri kyseisen rataosuuden kuormituksiin. Suuri osa kiskoista oli kuitenkin Minirapsun mukaan valmistettu vuonna 1975 ja laitettu rataan vuonna 1976.

Kontiomäki–Vartius-rataosuudella mittauskaarteissa 1 ja 2 on puupölkyt, kaikissa muissa mittauskaarteissa on betonipölkyt.

Mittauksiin valitut kaarteet on esitelty taulukkomuodossa liitteessä 1. Kaarteiden kaarresäteet vaihtelevat välillä  $R = 505\text{--}4480$  m ja kallistukset välillä  $D = 20\text{--}150$  mm. RATO:n mukaan kaarteissa, joiden kaarresäde on  $R \geq 220$  m, ei käytetä raiteen levitystä (RATO 2 2010). Tämän perusteella kaikissa mitatuissa kaarteissa raidelevyyden nimellismitta on siis 1524 mm. Kiskon sivukuluminen kuitenkin kasvattaa raidelevyyttä, ja siksi mitattuja raidelevyyksiä on syytä tarkastella yhdessä kiskoprofilien sivukuluneisuusarvojen kanssa.

## 6.1 Profiilimittaukset

Mittaustuloksista tarkastellaan ensimmäiseksi Miniprof-mittalaitteella mitattuja kiskoprofiileita. Kiskoprofiilien pystykuluneisuutta merkitään symbolilla  $W1$  ja sivukuluneisuutta symbolilla  $W2$  kuvan 6.1 mukaan.

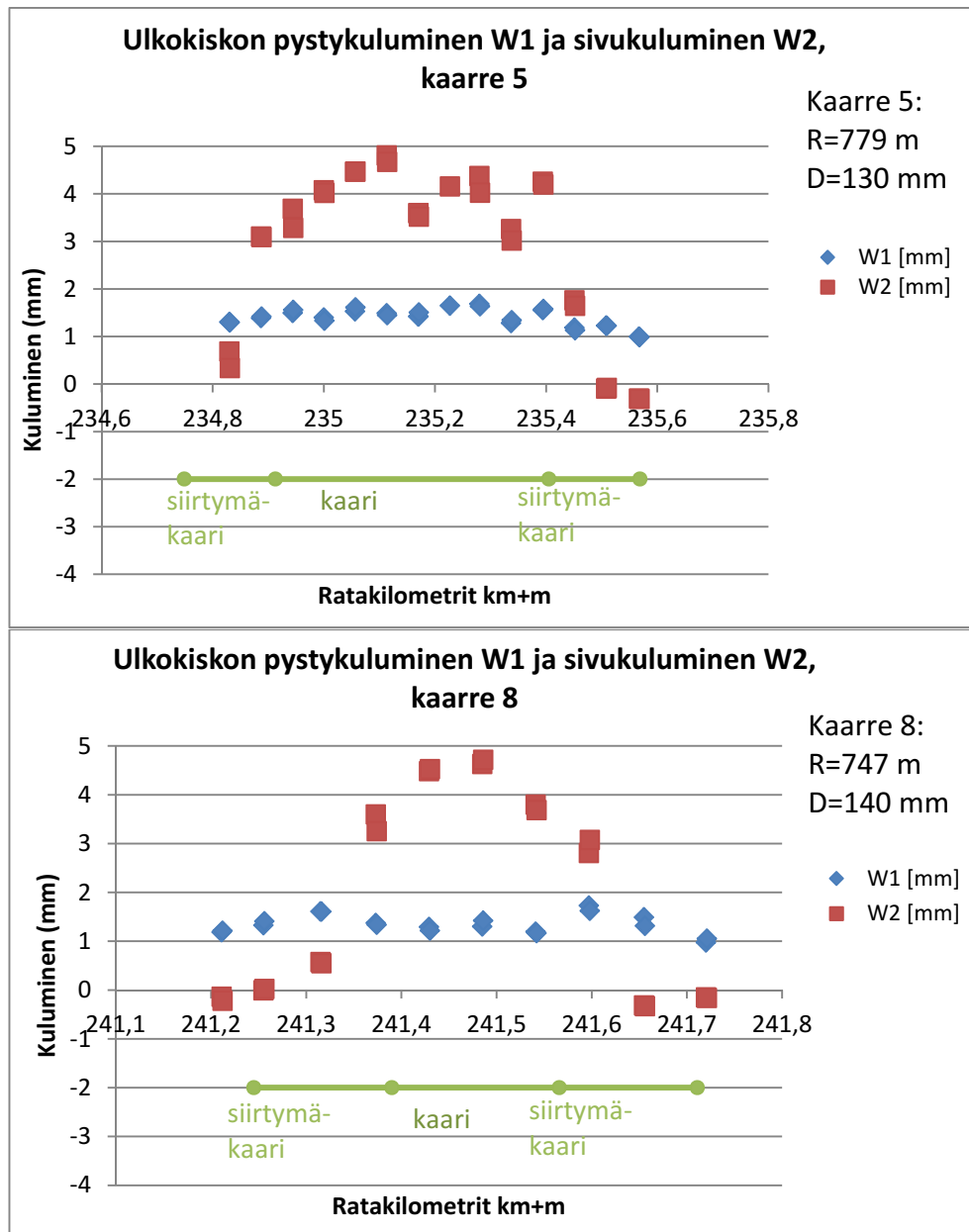


Kuva 6.1 Miniprof-mittalaitteiston määrittelemät kiskon kuluneisuusparametrit.  $W1$  kuvaa kiskon pystykuluneisuutta ja  $W2$  sivukuluneisuutta. (Miniprof 2008)

Miniprof laskee sivukuluneisuuden arvon ( $W2$ ) halutulta etäisyydeltä kiskon yläpinnasta, ja etäisyytenä (kuvan 6.1 mitta  $L$ ) on näissä laskelmissa käytetty 14 mm. Näin voidaan suoraan arvioida, kuinka paljon sivukuluneisuus vaikuttaa raideleveyteen, joka myös mitataan 14 mm kiskon yläpinnasta.

Kaarteissa etenkin ulkokiskon sivukuluminen on yleinen ongelma. Toisaalta sisäkiskossa havaitaan yleensä enemmän pystykuluneisuutta kuin sivukuluneisuutta, kuten aiemmin luvussa 2.3 todettiin. Mittaustulosten tarkasteluissa onkin keskitytty nimenomaan ulkokiskon sivukulumiseen ja sisäkiskon pystykulumiseen. Aluksi tarkastellaan kuitenkin yleisesti ulko- ja sisäkiskon sivu- ja pystykulumisen arvoja.

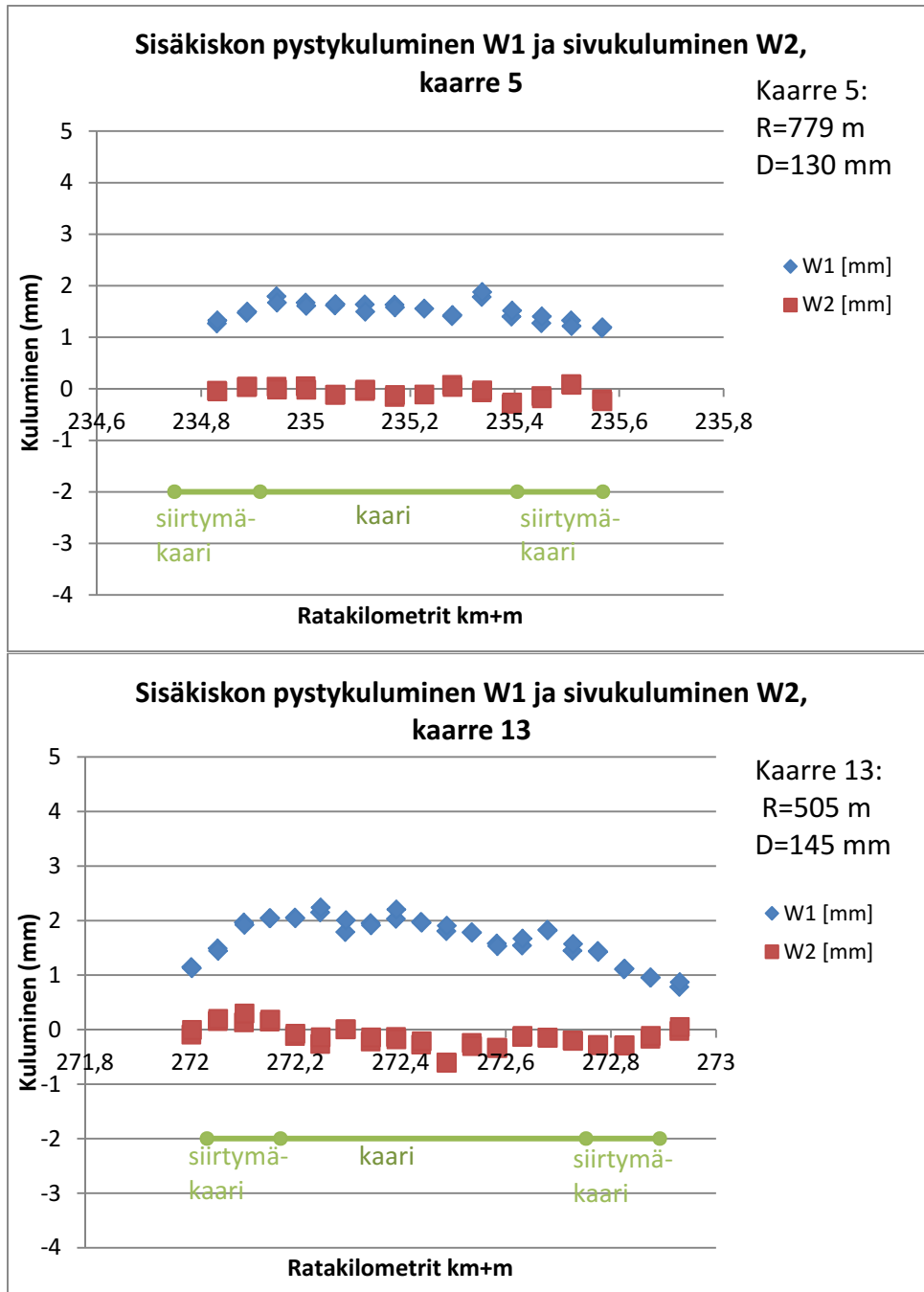
Tampere–Jyväskylä-rataosuuden mittauksissa suurimmat ulkokiskon sivukuluneisuuden arvot saatiin kaarteista, joiden kaarresäteet ovat 779 m ja 747 m (kaarteet 5 ja 8 liitteessä 2). Kaarteet kuuluivat mittauskaarteissa selvästi tiukimpien kaarteiden joukkoon. Sivukuluneisuuden arvo oli tällöin pahimmillaan noin 5 mm (kuva 6.2). Sen sijaan loivimmissa kaarteissa ulkokiskon sivukuluneisuuden arvo  $W2$  oli yleensä hyvin lähellä nollaa.



Kuva 6.2 Tampere–Jyväskylä-rataosuuden ulkokiskon kuluneisuusmittauksien tulokset kaarteissa 5 ja 8. Kiskon pysty- ja sivukuluneisuus on merkitty symbolilla W1 (sin.) ja sivukuluneisuus symbolilla W2 (pun.).

Kuvasta 6.2 huomataan selvästi, miten kiskon sivukuluneisuus alkaa kasvaa siirryttäessä siirtymäkaaren osuudelta kaarteeseen. Tämä odotettavissa oleva ilmiö oli havaittavissa kaikissa kaarteissa, joissa kiskon sivukuluneisuus oli merkittävää.

Sisäkiskon pysty- ja sivukuluneisuuden osalta suurimmat arvot saatiin Tampere–Jyväskylä-rataosuudella kaarteista, joiden kaarresäteet olivat 779 m ja 505 m (kaarteet 5 ja 13 liitteessä 3). Pysty- ja sivukuluneisuuden arvot olivat suurimmillaan noin 2 mm (kuva 6.3). Myös sisäkiskon pysty- ja sivukuluneisuuden arvot olivat pienimmillään loivimmissa kaarteissa, jolloin W1 arvot olivat lähellä nollaa.



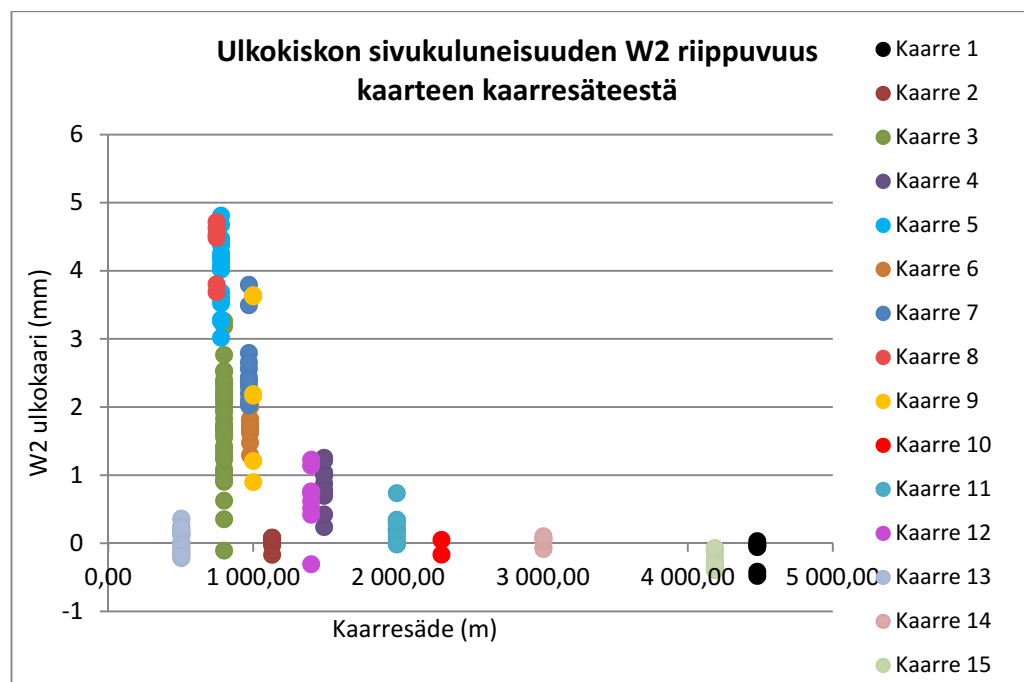
Kuva 6.3 Tampere-Jyväskylä-rataosuuden sisäkiskon kuluneisuusmittauksien tulokset kaarteissa 5 ja 13. Kiskon pystykuluneisuus on merkitty symbolilla W1 (sin.) ja sivukuluneisuus symbolilla W2 (pun.).

Kuvasta 6.3 huomataan, että myös sisäkiskon pystykuluminen alkaa kasvaa siirtymäkaaren osuudelta kaarteeseen siirryttäessä. Tämä ilmiö ei ollut yhtä selkeästi havaittavissa kaikissa kaarteissa.

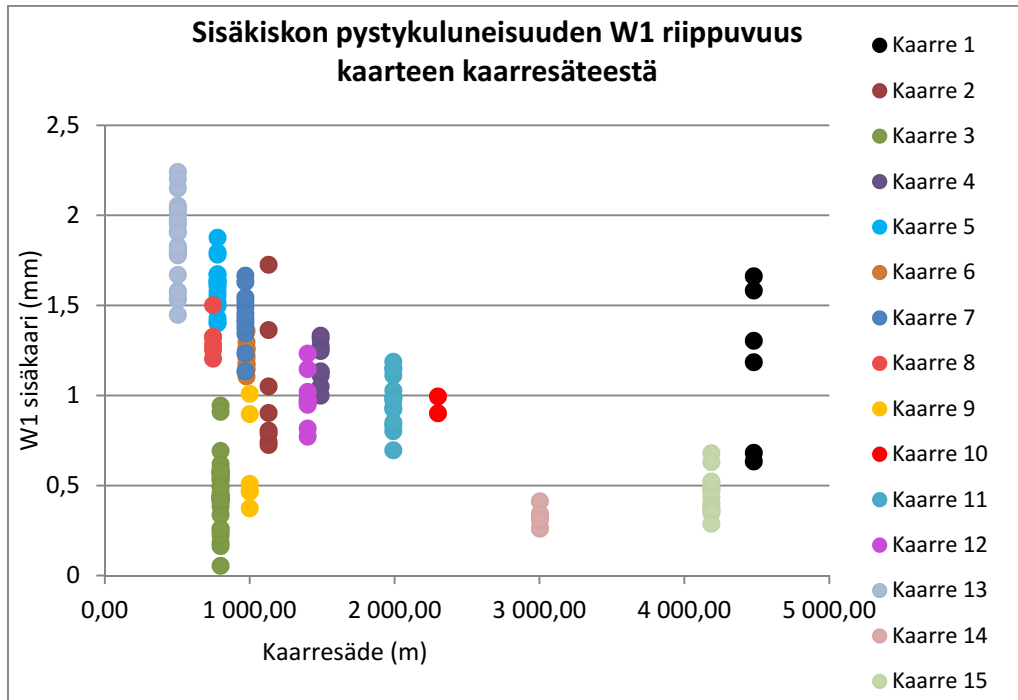
Kontiomäki-Vartius-rataosuudella tulokset eivät olleet yhtä selkeitä kuin Tampere-Jyväskylä-rataosuudella. Kontiomäki-Vartius-rataosuudella kaarteissa 4–6 oli jopa havaittavissa sekä ulkokiskon että sisäkiskon osalta suurempaa pystykuluneisuutta suoralla kuin kaarteissa. Tämä selittyy sillä, että kaarteissa oli käytetty erityyppistä ja osittain myös uudempaa kiskoa kuin suoralla rataosuudella. Kiskot oli siis mahdoli-

sesti kierrätetty kaarteisiin eri paikoista, jolloin on todennäköistä, että niiden kuluneisuuden määrä vaihteli jo asennusvaiheessa.

Kiskoprofiilien kulumisarvot kaikkien kaarteiden osalta on esitetty liitteissä 2-5. Jo näistä kuvaajista käy selvästi ilmi, että kaarteiden kaarresäde vaikuttaa kiskon kulumiseen. Seuraavaksi tarkasteltiin nimenomaan kaarresäteen vaikutusta ulkokiskon sivukulumiseen (kuva 6.4) ja sisäkiskon pystykulumiseen (kuva 6.5). Kuvien tarkastelussa on hyvä ottaa huomioon, että kaarteiden 13 ulkokisko oli vaihdettu juuri ennen mittauksia. Tämän johdosta kaarteissa 13 ulkokisko ei ole kulunut juuri lainkaan, mutta sisäkiskossa kulumista on kyllä havaittavissa.



Kuva 6.4 Ulkokiskon sivukuluneisuuden W2 riippuvuus kaarteiden kaarresäteestä. Tiedot on kerätty Tampere–Jyväskylä-rataosuuden 15 kaarteiden mittaus tuloksista kesältä 2013.

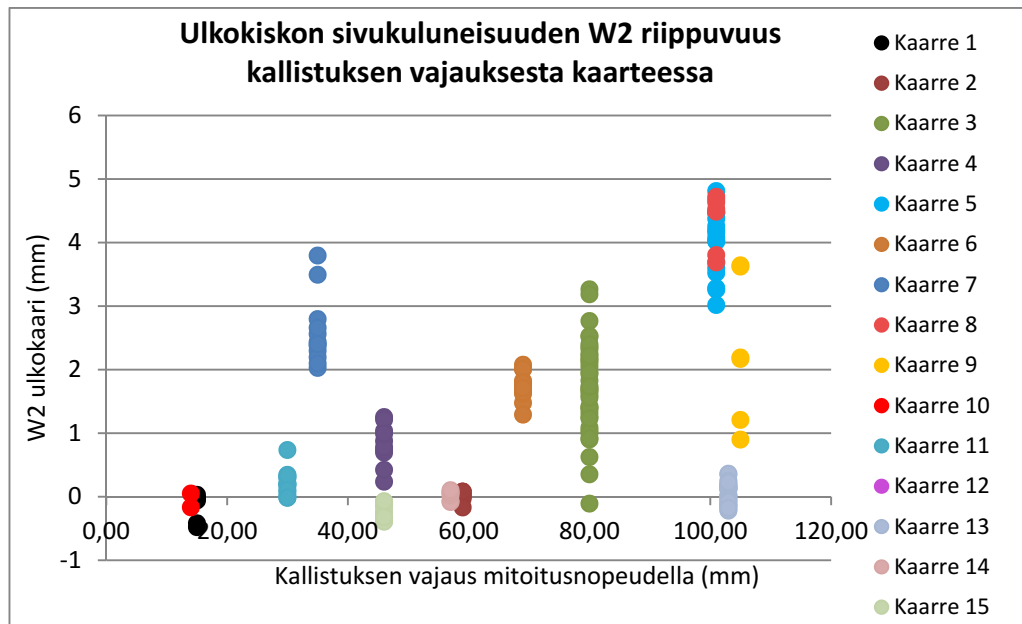


Kuva 6.5 Sisäkiskon pystykuluneisuuden W1 riippuvuus kaartein kaarresäteestä. Tiedot on kerätty Tampere–Jyväskylä-rataosuuden 15 kaartein mittaus-tuloksista kesältä 2013.

Kuvien 6.4 ja 6.5 perusteella sekä ulkokiskon sivukuluneisuus että sisäkiskon pysty- kuluneisuus kasvavat kaarresätein pienentyessä, eli tiukimmissa kaarteissa kulunei- suus on ollut suurinta. Etenkin ulkokiskon sivukuluneisuuden riippuvuus kaartein kaarresäteestä vaikuttaa selkeältä. Tuloksissa on kuitenkin muutamia poikkeuksia kaartein 13 ulkokiskon tuloksien lisäksi, kuten kaartein 1 sisäkiskon tulokset. Kaar- teissa 1 ( $R=4480\text{ m}$ ,  $D=25\text{ mm}$ ) on havaittu kaarresäteeseen nähden erikoisen suurta pystykulumista sisäkiskossa.

Luvussa 2.1.7 käsiteltiin junan nopeuden vaikutusta rataan kohdistuviin kuormituksiin kaarteissa. Junan nopeus vaikuttaa siihen, kuinka hyvin kaartein kallistus pystyy kompensoimaan kaarteissa vaikuttavaa keskeiskiihtyvyyttä. Jos kallistusta on liian vähän junan nopeuteen nähden, kyseessä on kallistuksen vajoaus ja kaluston painopis- te on lähempänä ylempää kiskoä. Tällöin kiskoihin kohdistuvat pystysuuntaiset kuormitukset jakautuvat siten, että ylempi kisko kuormittuu enemmän. Kiskoihin vai- kuttaa myös kompensoimattomasta keskeiskiihtyvyydestä aiheutuva poikittaissuun- tainen kuormitus, joka kallistuksen vajouksen tapauksessa kohdistuu ylempään kis- koon. Jos kallistusta on liikaa junan nopeuteen nähden, kyseessä on liikakallistus ja kaluston painopiste on lähempänä alemmaa kiskoä.

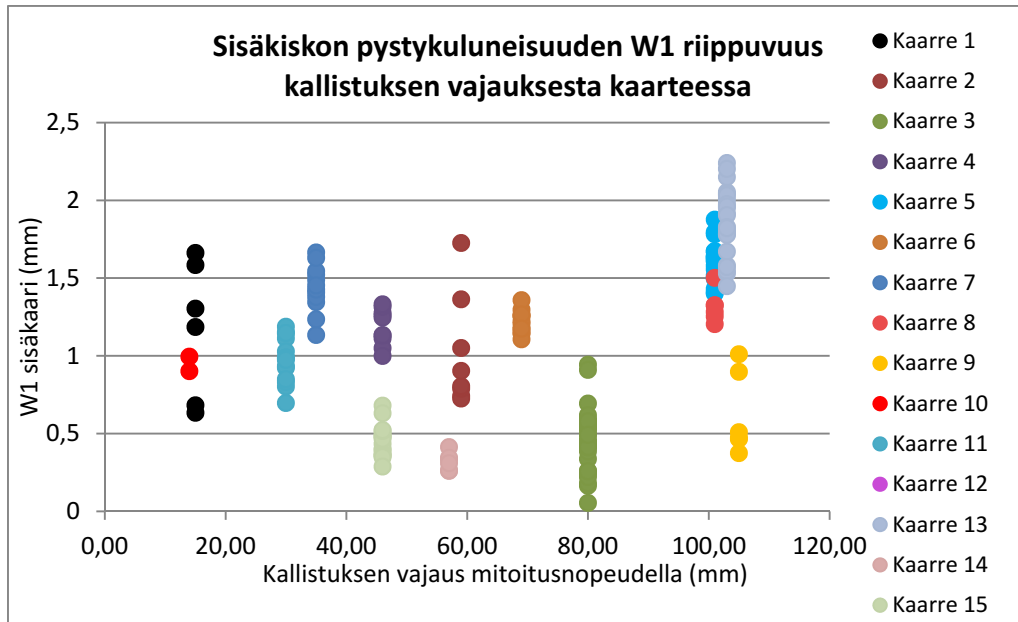
Mittauskaarteissa tarkasteltiin myös kallistuksen vajouksen vaikutusta tuloksiin. Kis- kon kulumisen arvioinnissa on huomioitava mm. rataosuuden mitoitusnopeus, kaarre- säde ja kallistus. Näiden yhteisvaikutusta voidaan arvioida kallistuksen vajouksen kautta. Jokaisessa kaarteissa laskettiin kallistuksen vajouksen suuruus kun kyseises- sä kaarteissa ajetaan kaartein mitoitusnopeudella. Mittaustuloksien avulla tarkastel- tiin, vaikuttaako kallistuksen vajoaus selvästi ylempään kiskon kulumiseen. Kuvassa 6.6 on esitetty ulkokiskon sivukuluneisuuden riippuvuus kallistuksen vajouksesta.



Kuva 6.6 *Ulkokiskon sivukuluneisuuden W2 riippuvuus kallistuksen vajauksesta. Tiedot on kerätty Tampere–Jyväskylä-rataosuuden 15 kaarteiden mittaus-tuloksista kesältä 2013.*

Kuvan 6.6 perusteella ulkokiskon sivukuluneisuus vaikuttaisi kasvavan kallistuksen vajauksen lisääntyessä. Tarkastelussa voidaan jättää huomioimatta kaarre 13, jossa ulkokisko oli vaihdettu juuri ennen mittauksia. Tämän perusteella kallistuksen vajauksella voisi hyvinkin olla vaikutusta ulkokiskon sivukulumiseen. Täytyy kuitenkin ottaa huomioon, että kallistuksen vajuus on tässä tapauksessa laskettu kaarteiden mitoitussnopeuden mukaan. Kulumisen tarkastelussa vielä parempi olisi laskea kallistuksen vajuus esimerkiksi kuormituksella painotetun kaarteissa kulkevan kaluston nopeuden keskiarvon avulla.

Samalla tarkasteltiin myös kallistuksen vajauksen vaikutusta sisäkiskon pystykulumiseen (kuva 6.7).

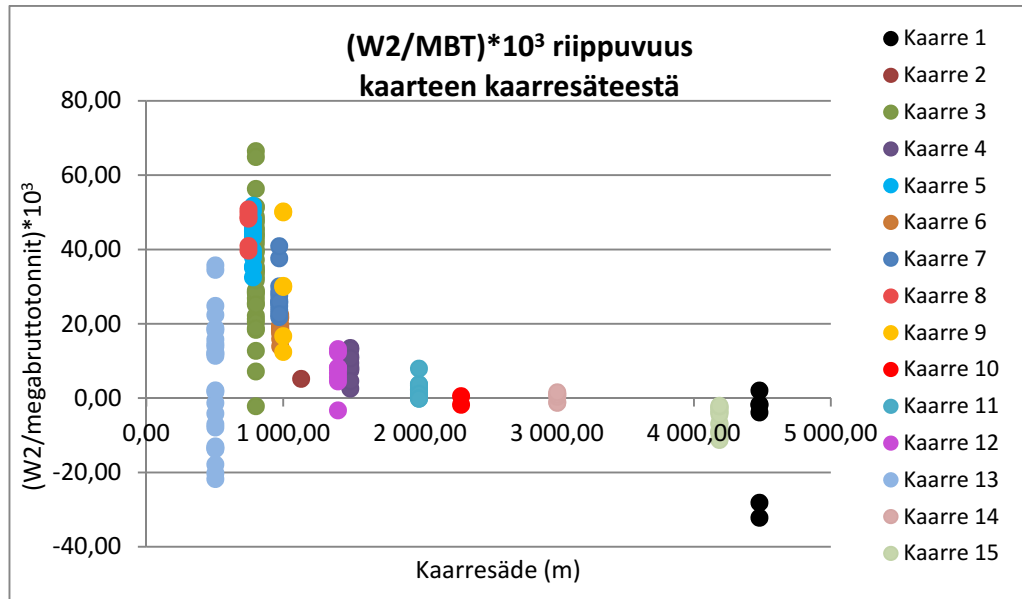


Kuva 6.7 Sisäkiskon pystykuluneisuuden W1 riippuvuus kallistuksen vajauksesta. Tiedot on kerätty Tampere–Jyväskylä-rataosuuden 15 kaarteiden mittaus-tuloksista kesältä 2013.

Kuvan 6.7 perusteella kallistuksen vajauksella ei näyttäisi olevan vaikutusta sisäkiskon pystykulumiseen. Saman kaarteiden sisällä pystykulumisen vaihteluväli on samaa luokkaa kuin eri kaarteiden välillä, eli pystykulumiseen vaikuttaa pikemminkin mittauspisteen sijainti kaarteissa.

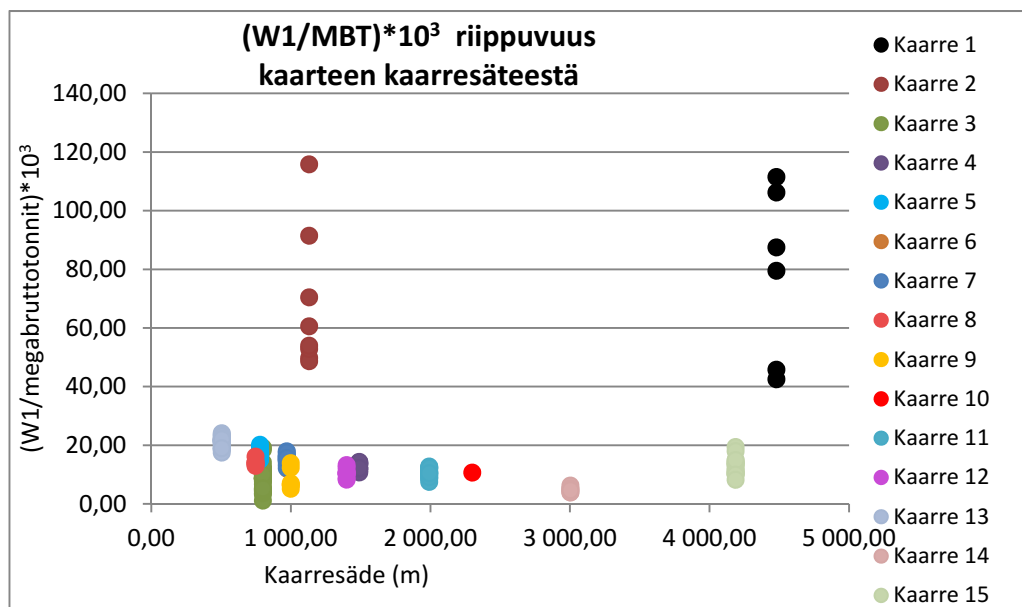
Tampere–Jyväskylä-rataosuuden mittauskaarteissa kiskojen valmistusvuodet ja kaarteiden liikennemäärät vaihtelivat jonkin verran. Siksi kuluneisuuden riippuvuutta kaarresäteestä ja kallistuksen vajauksesta tarkasteltiin vielä suhteutettuna kaarteissa kiskon vaihdosta lähtien kuluneeseen liikennemäärään. Kokonaisliikennemäärät on laskettu kumulatiivisesti kiskon asennusta seuraavan vuoden alusta vuoden 2013 loppuun, sillä mittaukset tehtiin kesällä 2013. Kuvassa 6.8 on esitetty ulkokiskon sivukuluminen kaarteissa kulunutta megabruttonnia kohti ja sen riippuvuus kaarresäteestä.





Kuva 6.8 Liikennemäärillä suhteutetun ulkokiskon sivukuluneisuuden  $W_2$  riippuvuus kaarteiden kaarresäteestä. Tiedot on kerätty Tampere–Jyväskylän rataosuuden 15 kaarteiden mittaustuloksista kesältä 2013.

Kuvan 6.8 perusteella ulkokiskon sivukuluneisuuden yhteys kaarteiden kaarresäteeseen on selvä, eli sivukuluneisuus kasvaa kaarresäteen pienentyessä. Yhteys on yhtä selkeä kuin aiemmin kuvassa 6.4, eikä kaarteiden liikennemäärien huomioon ottaminen juuri vaikuttanut asiaan. Seuraavaksi tarkastellaan liikennemäärillä suhteutettua sisäkiskon pystykulumista kaarteiden kaarresäteen suhteen (kuva 6.9).

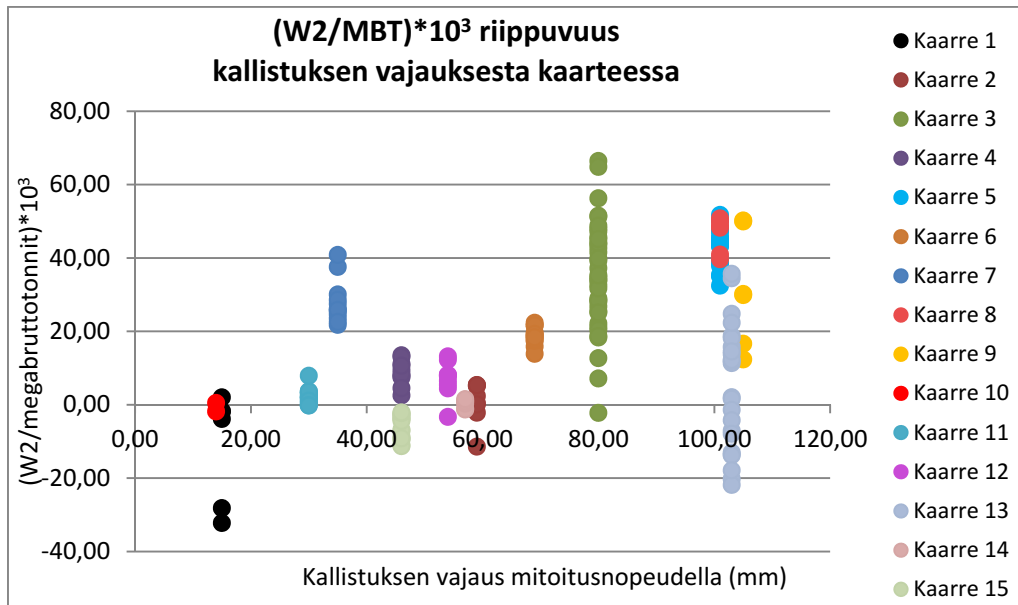


Kuva 6.9 Liikennemäärillä suhteutetun sisäkiskon pystykuluneisuuden  $W_1$  riippuvuus kaarteiden kaarresäteestä. Tiedot on kerätty Tampere–Jyväskylän rataosuuden 15 kaarteiden mittaustuloksista kesältä 2013.

Kuvassa 6.9 ei ole havaittavissa liikennemäärillä suhteutetun sisäkiskon pystykuluneisuuden riippuvuutta kaarteiden kaarresäteestä. Tämä johtuu osittain kuvaajan skaalauksesta, sillä kaarteissa 1 ja 2 arvot ovat niin suuria, ettei arvojen vaihtelevuutta voi havaita muiden kaarteiden osalta. Kuvasta voi kuitenkin huomata kaarteiden 1 ja 2

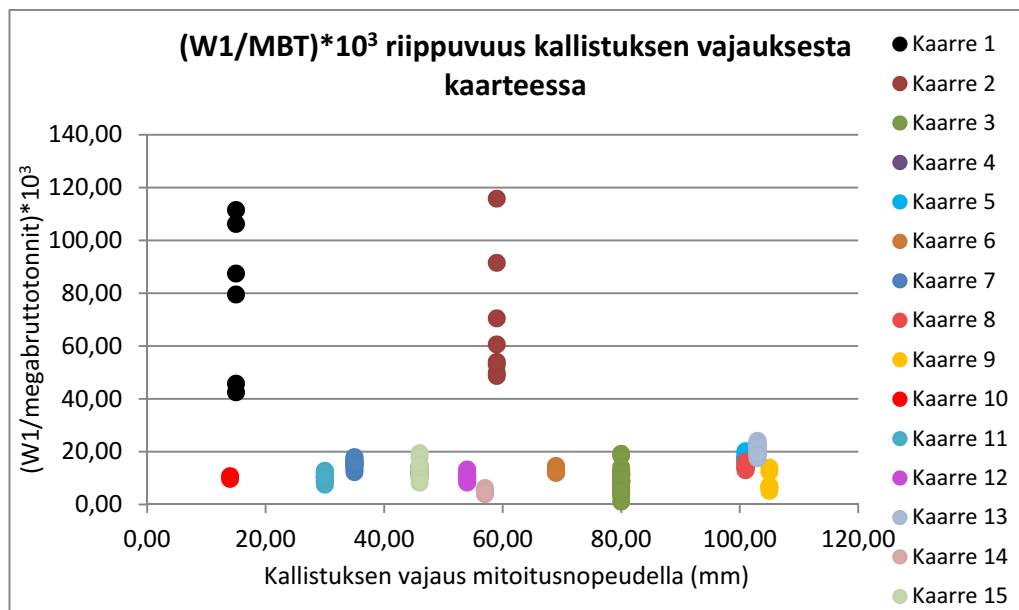
erikoisen suuren pystykulumisen arvon liikennemääriin suhteutettuna. Kaarteissa 1 ja 2 kiskot olivat vuosilta 2010–2011 eli kyseiset kiskot olivat mittauskaarteiden joukossa uusimpia kiskoja. Tulokset voivat olla merkki siitä, että kiskojen kuluminen on elinkaaren alussa nopeampaa. Toisaalta kiskoja on voitu alkuvaiheessa myös hioa.

Tarkastellaan seuraavaksi liikennemäärillä suhteutetun ulkokiskon sivukuluneisuuden riippuvuutta kallistuksen vajauksesta (kuva 6.10).



Kuva 6.10 Liikennemäärillä suhteutetun ulkokiskon sivukuluneisuuden  $W_2$  riippuvuus kallistuksen vajauksesta. Tiedot on kerätty Tampere–Jyväskylä-rataosuuden 15 kaarteiden mittaus tuloksista kesältä 2013.

Liikennemäärien huomioon ottaminen (kuva 6.10) ei juuri vaikuttanut myöskään sivukuluminen riippuvuuteen kallistuksen vajauksesta. Ulkokiskon sivukuluneisuus vaikuttaisi kasvavan kallistuksen vajauksen lisääntyessä, mikä todettiin jo aiemmin (kuva 6.6). Kuvassa 6.11 on esitetty vielä liikennemäärillä suhteutettu sisäkiskon pystykuluneisuus kallistuksen vajauksen suhteen.

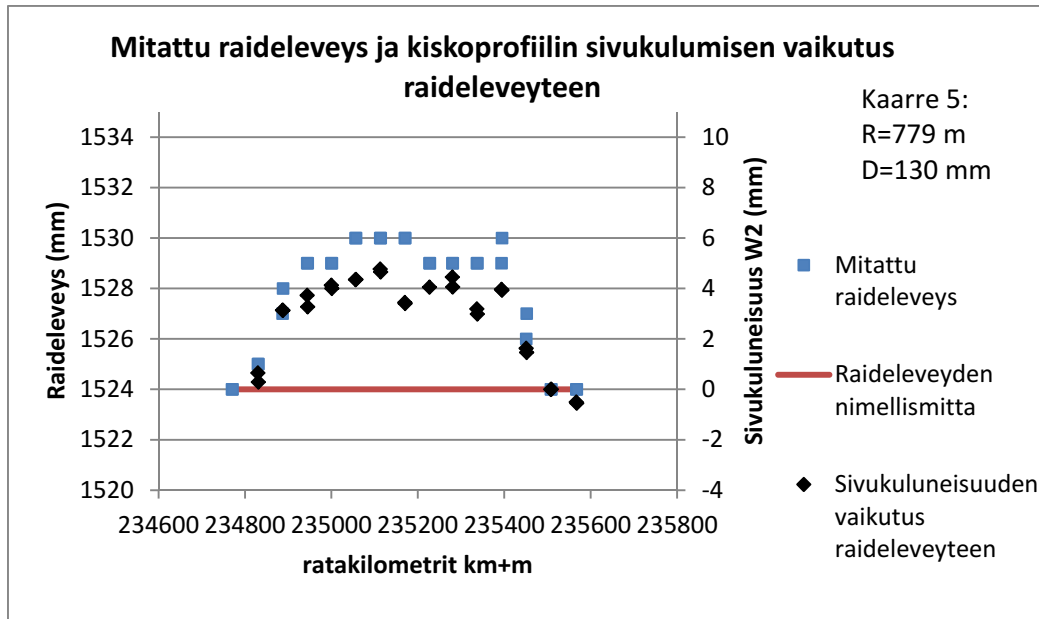


Kuva 6.11 Liikennemäärillä suhteutetun sisäkiskon pystykuluneisuuden  $W_1$  riippuvuus kallistuksen vajauksesta. Tiedot on kerätty Tampere–Jyväskylä-rataosuuden 15 kaarteiden mittaustuloksista kesältä 2013.

Kuvan 6.11 perusteella kallistuksen vajauksella ei näyttäisi olevan vaikutusta sisäkiskon pystykulumiseen kaarteissa. Tämä havaittiin jo aiemmin kuvassa 6.7, eikä liikennemäärillä suhteuttaminen selkeyttänyt asiaa. Kuvassa 6.11 on jälleen havaittavissa kaarteiden 1 ja 2 erikoisen suuret sisäkiskon pystykuluneisuuden arvot liikennemäärillä suhteuttamisen jälkeen.

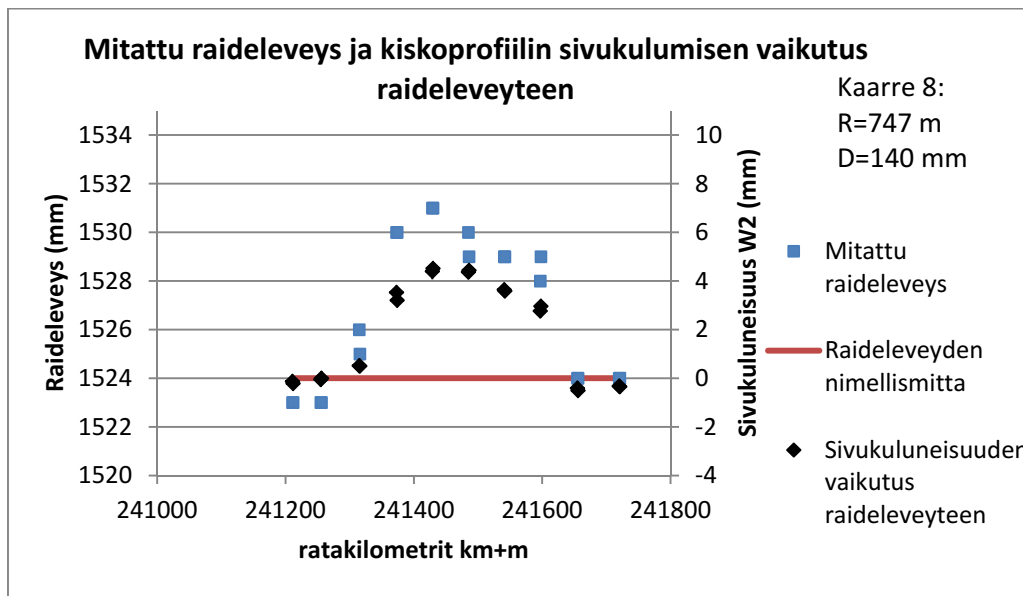
## 6.2 Raideleveys- ja kallistusmittaukset

Raideleveys- ja kallistusmittauksissa käytettiin raideleveysmittaa, jolla raideleveys ja kallistus saadaan mitattua 1 mm:n tarkkuudella. Kiskon kulumisen vaikuttaa raideleveyteen, ja siksi raideleveyden tuloksia tarkastellaan yhdessä kiskon profiilimittauksista saatujen sivukuluneisuustuloksien kanssa. Raideleveyden nimellismittana on käytetty kaikissa mitatuissa kaarteissa arvoa 1524 mm, sillä kaarresäteeltään yli 220 m kaarteissa ei käytetä raiteen levitystä (RATO 2 2010). Kiskojen sivukuluneisuus vaikutti odotusten mukaisesti merkittävästi raideleveyden mittaustuloksiin. Katsotaan jälleen esimerkkinä kaarteita 5 ja 8, jossa sivukuluneisuusarvot olivat melko suuria (kuvat 6.12 ja 6.13).



Kuva 6.12 Sivukuluneisuuden vaikutus raideleveyteen mittaускаarteessa 5. Kuvassa on esitetty raideleveyden mittaustulokset (sin.), kiskon profiilimittauksissa saadut sivukuluneisuuden arvot mitoitettuun raideleveyteen yhdistettynä (musta) ja raideleveyden nimellisarvo kaarteessa (pun.).

Kaarten 5 mittaustuloksista huomataan hyvin raideleveyden ja sivukuluneisuuden yhteys (kuva 6.12). Kuvassa on merkitty mustilla pisteillä muuttuneet raideleveyden arvot pelkän sivukuluneisuuden perusteella laskettuna. Raideleveyden mittaustulokset on merkitty sinisillä pisteillä. Sivukuluneisuuden perusteella lasketut raideleveyden arvot ovat aina hieman mitattujen arvojen alapuolella, eli suurin osa nimellismitasta poikkeavasta raideleveydestä selittyy kiskojen sivukuluneisuudella.

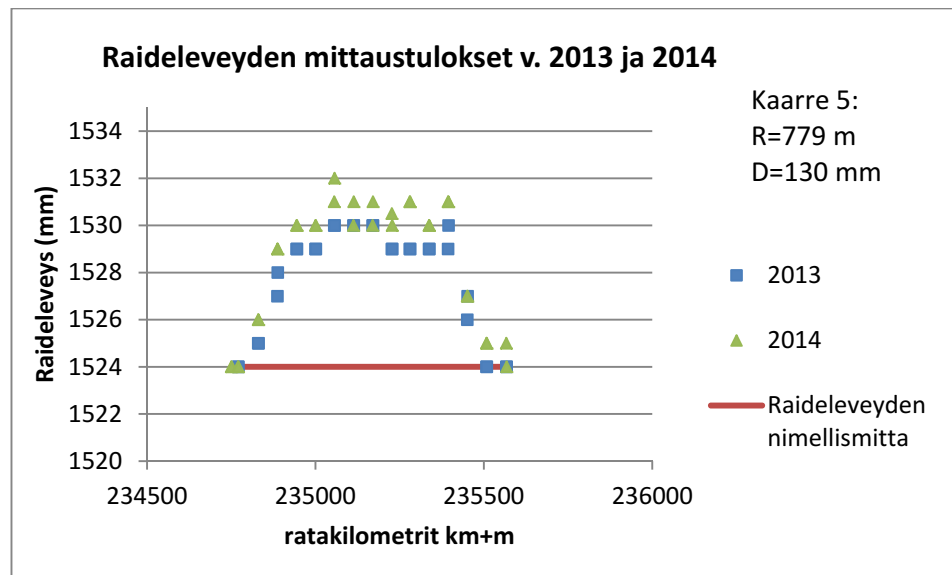


Kuva 6.13 Sivukuluneisuuden vaikutus raideleveyteen mittaускаarteessa 8. Kuvassa on esitetty raideleveyden mittaustulokset (sin.), kiskon profiilimittauksissa saadut sivukuluneisuuden arvot mitoitettuun raideleveyteen yhdistettynä (musta) ja raideleveyden nimellisarvo kaarteessa (pun.).

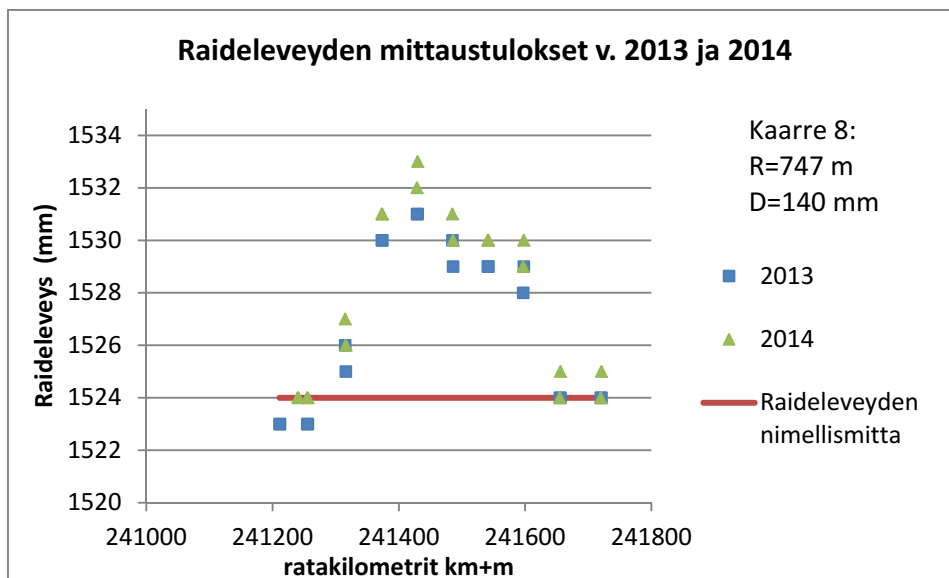
Kaarteen 8 mittaustuloksista on myös havaittavissa sivukuluneisuuden vaikutus raideleveyteen. Tässäkin kaarteessa suurin osa nimellimitasta poikkeavasta raideleveydestä selittyy kiskojen sivukuluneisuudella. Kaarteen keskellä sivukuluneisuudesta johtuva muuttunut raideleveys on noin 1528,5 mm ja mitattu raideleveys on maksimissaan 1531 mm. Tässä kaarteessa siis sivukuluneisuus selittää suurimman osan muuttuneesta raideleveydestä, ja sivukuluneisuuden lisäksi raideleveys poikkeaa nimellisarvostaan maksimissaan 2,5 mm.

Myös muiden kaarteiden kuvaajissa raideleveyden muutos mitoitettuun raideleveyteen nähden johtui selvästi lähinnä kiskojen sivukuluneisuudesta. Kaikkien mitattujen kaarteiden raideleveyskuvaajat on esitetty liitteissä 6 ja 7, ja Tampere–Jyväskylä-rataosuuden mittauskaarteiden osalta sivukuluneisuuden vaikutus raideleveyteen on esitetty liitteessä 8.

Raideleveysmittaukset tehtiin kesällä 2013, mutta lisäksi kesällä 2014 suoritettiin muutamien kiinnostavimpien kaarteiden seurantamittaukset. Kuvista 6.14 ja 6.15 nähdään, kuinka raideleveys on vuoden aikana muuttunut kaarteissa 5 ja 8.



Kuva 6.14 Raideleveyden mittaustulokset mittauskaarteessa 5 kesällä 2013 (sin.) ja 2014 (vihr.). Kuvassa on lisäksi esitetty raideleveyden nimellismitta (pun.).



Kuva 6.15 Raideleveyden mittaustulokset mittaускаarteissa 8 kesällä 2013 (sin.) ja 2014 (vihr.). Kuvassa on lisäksi esitetty raideleveyden nimellismitta (pun.).

Kuvien 6.14 ja 6.15 mukaan raideleveys on vuoden aikana hieman kasvanut molemmissa esimerkkipaarteissa. Myös muissa seurantamittauskohteissa raideleveys oli vuoden aikana hieman kasvanut. Kaikkien seurantamittauskohteiden raideleveysarvot vuosilta 2013 ja 2014 on esitetty liitteessä 9. Seurantamittauskohteiden kiskoprofiilien kulumista tarkastellaan myöhemmin kiskon vierintäväsymistä koskevan TERA-tutkimusosion raportissa.

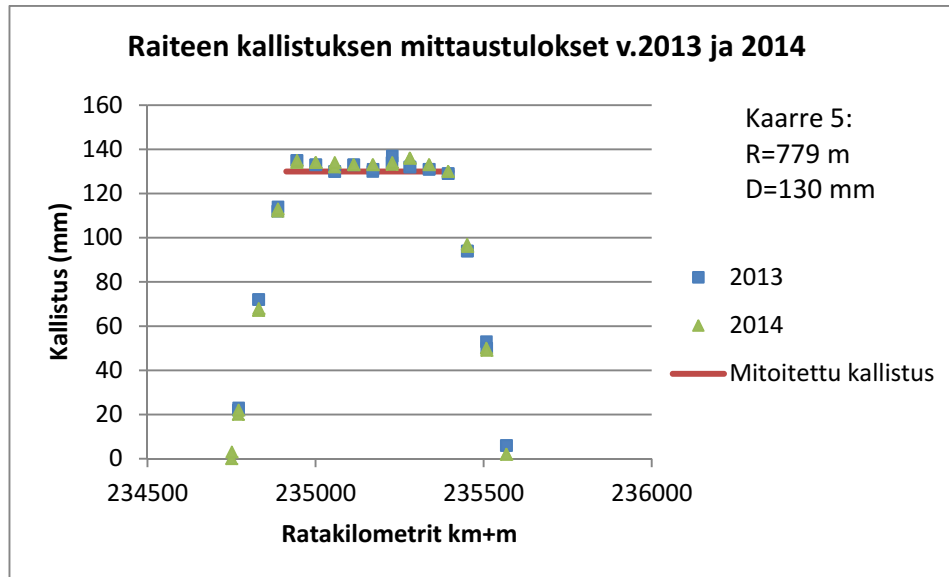
Mittauskohteissa mitattiin myös raiteen kallistukset. Taulukossa 6.3 on esitetty RATO:n mukaiset kallistuspoikkeamien raja-arvot eri kunnossapitotasoilla.

Taulukko 6.3 Kallistuspoikkeamien raja-arvot [mm]. (RHK 2006)

Virheluokka	Kunnossapitotaso							
	IAA	IA	1	2	3	4	5	6
<b>C</b>	3	3	4	5	6	8	9	10
<b>D</b>	5	5	6	7	8	10	13	15
<b>★</b>	8	8	9	11	12	15	19	21

Raiteen kallistukset olivat Tampere–Jyväskylä-rataosuuden mittauskohteissa pääosin hyvin lähellä mitoitettua raiteen kallistusta, ja eroa mitoitettuun arvoon oli yleensä selvästi alle 10 mm. Mittauskaarteissa 13 eroa oli kuitenkin jopa 13 mm keskellä kaarretta. Tampere–Jyväskylä-rataosuudella kunnossapitotaso on 1, joten 13 mm:n kallistuspoikkeama vaikuttaa melko suurelta. Kontiomäki–Vartius-rataosuudella raiteen kallistus poikkesi maksimissaan 9 mm nimellisarvosta. Kontiomäki–Vartius-rataosuudella kunnossapitotaso on 3, joten kyseisen rataosuuden kaarteissa mitatut kallistukset eivät kuuluneet \*-luokkaan eli välittömästi kunnossapittoa tarvitseviin.

Kuvassa 6.16 on esitetty esimerkkipaarten 5 kallistusmittausten tulokset vuosilta 2013 ja 2014.



Kuva 6.16 Kallistuksen mittaustulokset mittaускаarteessa 5 kesällä 2013 (sin.) ja 2014 (vihr.). Kuvassa on lisäksi esitetty kallistuksen nimellismitta (pun.).

Kuvasta 6.16 huomataan, että raiteen kallistus ei ole juurikaan muuttunut vuoden aikana. Kallistuksen tarkastelussa huomataan selvästi siirtymäkaarien sijainnit ja kallistus muuttuu lähes lineaarisesti siirtymäkaaren aikana. Muiden mittauksiin valittujen kaarteiden kohdalla tulokset olivat hyvin vastaavat (liite 9).

## 7 Yhteenveto ja päätelmät radan ja kaluston parametrien vaikutuksesta

### 7.1 Kirjallisuuteen perustuvat havainnot

Rataan kohdistettavien keinojen vaikutuksista kiskorasitukseen tehtiin kirjallisuus selvitys, jossa selvisi joitain oleellisia suomalaisittain uusia tapoja estää tai tulkita kiskojen vaurioitumista.

Raiteen kallistuksessa käytetään yleensä jonkin verran kallistuksen vajeusta, riippuen myös paljonko rataosa on painottunut henkilöliikenteeseen. Selvityksen mukaan tämä on myös kiskorasitusten kannalta edullista, yksinkertaistettuna siitä syystä, että tällöin teli painautuu myös taka-akseliltaan ulkokiskoa vasten kaarteissa ja telin kohtauskulma rataa kohden jää pieneksi.

Kiskon kallistus on Suomessa pääasiassa 1:40, joka vaikuttaa sopivalta arvolla myös kirjallisuus selvityksen perusteella S1002-pyöräprofiilin ja 60E1-kiskon kontaktille. Suurempi kallistus haittaa ohjautuvuutta ja pienempi saattaa aiheuttaa epästabiilia kulkua johtuen jo 1mm sivuttaissiirtymällä syntyvästä suuresta vierintämatkaerosta.

Kiskoprofiilit ovat vakioituneita, mutta niitä muokataan uusiin profiileihin esimerkiksi hiomalla. Väsymistä voidaan ehkäistä esimerkiksi AHC-profiileilla. 60E2-kiskoprofiili on hyväksytty Suomessa nopeille rataosuuksille. Sen on todettu ehkäisevän väsymistä, mutta myös vähentävän epästabiilisuutta ja kartiokkuuden muuttumista kulumisen funktiona.

Raidelevyden vaikutus yhdistyy muihin ratageometriian parametreihin monin tavoin; esimerkiksi raiteen levityksellä saatavia vaikutuksia voidaan saada aikaan myös kiskon kallistuksella tai erilaisilla kiskoprofiileilla. Suomessa ohjeistuksen mukaan raidelevyettä voidaan kasvattaa vain vaihteissa ja hyvin jyrkissä kaarteissa, joita rataverkolla ei edes käytännössä ole. Kirjallisuuden mukaan raidelevyden kasvattamisella on kuitenkin positiivista vaikutusta lähinnä loivissa kaarteissa, jolloin se vähentää kiskojen vaurioitumista. Alle 800m kaarresäteen kaarteissa levityksestä ei näyttäisi olevan enää sanottavaa hyötyä. Suomessa tilannetta monimutkaistaa erilaiset pyöräkerran leveydet itäisen yhdysliikenteen ja kotimaisen kaluston välillä. Toisaalta esimerkiksi vaihteissa käytetyt levitykset eivät käsityksen mukaan ole kuitenkaan aiheuttaneet ongelmia.

Radan jäykkyyden epäjatkuvuuskohdat toimivat herätteenä pitkälti samaan tapaan kuin geometriavirheet, jolloin vauriot kumuloituvat yhteen kohtaan radassa. Vuodenaikavaihtelu on Suomen ongelma jäykkyydessä; vaikka jäykkyys saataisiin optimaaliseksi, se ei ole sitä läpi vuoden. Yleensä Suomen radat ovat liian jykkiä talvisin. Tämä on nähtävissä nopeutuneena kiskojen kulumisena. Asiaan voi yrittää hakea ratkaisuja lämpötilariippumattomista välilevyistä tai pohjaimista.



Radan vaimennus on oleellinen parametri korkeataajuisten herätteiden aiheuttamien vaurioiden välttämiseksi. Selvityksen mukaan sepeliradan vaimennus on tyypillisesti vain kuudesosa optimiarvosta. Radan vaimennuksen mittaaminen on haastavaa, sillä se vaatii dynaamisia mittauksia. Vaimennusta voidaan helpoiten lisätä välilevyjen ja kiskonkiinnitysten valinnassa tai suunnittelussa. Myös ratapenkereitä voidaan muokata paremmin vaimentaviksi rakenteiksi.

Kiskonvoitelulaitteita ei Suomen rataverkolla juuri ole, ja voitelu tapahtuu kalustoissa olevilla voiteluyksiköillä. Koska kaarteissa ulkokisko kuluu yleensä voimakkaammin, on luontevaa voidella ulkokiskoa. Tämän hyödyistä on kuitenkin saatu myös poikkeavia tuloksia, ja Japanissa kiskon voitelua käytetään kaarteiden sisäkiskoissa. Mittauksien ja simulointien perusteella poikittaissuuntaiset voimat saatiin alhaisimmiksi voitelemalla ainoastaan sisäkiskoa. Edes kummankin kiskon voitelu ei antanut parempia tuloksia. Voitelusta käytetään myös nimeä kitkanhallinta silloin, kun mahdollisimman alhainen kitkakerroin ei ole tavoite. Suomessa huomiota tulisi kiinnittää siihen, tulisiko pidättyväistä voitelukäytäntöä muuttaa, sekä siihen, miten voiteluaineen ominaisuudet muuttuvat lämpötilan funktiona.

Suomen rataverkolla on joitain erityisiä ongelmia kiskojen vaurioitumisen kanssa. Ulkokiskojen sivukuluminen pienisäteisissä kaarteissa on yksi yleinen ongelma. Tätä voitaisiin vähentää käyttämällä yli 800 metrin kaarresäteen kaarteissa levitystä, jonka on havaittu vähentävän kiskorasitusta. Vaihtoehtoina olisi myös kallistuksen vajeus telien suoristamiseksi tai kiskonvoitelu.

Sisäkiskon pystykulumisen ehkäisemiseksi pienisäteisissä kaarteissa voidaan myös ehdottaa kallistuksen vajeusta tai voitelua. Lisäksi ongelman ehkäisemiseksi voidaan käyttää epäsymmetristä kiskonhiontaa, jossa sisäkiskon ulkoreunaa hiotaan kontaktialueen kasvattamiseksi.

Vierintäväsyminen suurisäteisissä kaarteissa on kirjallisuudessa yhdistetty liian suureen kallistukseen. Kallistuksen vajauksella myös tavarajunanopeuksille saadaan telit asettumaan radan suuntaan ja vierintäväsyminen vähenee. Myös tähän on saatu lupaavia tuloksia kiskonvoitelulla, erityisesti sisäkiskossa.

Aallonmuodostus kaarteiden sisäkiskoissa on monimutkainen ilmiö, ja sille on esitetty kuusi erilaista tyypillistä aiheuttajaa. Erityisesti vain sisäkiskoon vaikuttavia mekanismeja tiedetään kuitenkin vain yksi: rutting-korrugaatio. Siinä pyöräkerta värähtelee siten, että eri pyörät värähtelevät vastakkaisissa vaiheissa. Tähän on ehdotettu ratkaisuksi kitkanhallinta-aineiden käyttöä noin 0,35 kitkakertoimen saavuttamiseksi sekä sisäkiskon voitelua.

Vaihteissa risteysten kulumisen on usein keskeinen ongelma. Osa vaihteista on sellaisia, että kaarre jatkuu risteysten läpi, ja tämä pahentaa kulumisongelmaa. Maailmalla risteysten kulumista on pienennetty risteysten ja siipikiskon välistä laippauraa pienentämällä, risteysten kärkeä pyöristämällä ja siipikiskon korotuksella. Laippauran pienentäminen voi olla Suomessa hankalaa eri levyisten pyöräkertojen johdosta. Siipikiskoja Suomessa voidaan korottaa takomalla, mutta ohjeistuksen mukaan se ei ole pakollista. Korottamalla siipikiskoa saadaan pyörän siirtyminen alueelle, jossa risteys on leveämpi ja pyörä-kisko-kontaktialue suurempi.

Luvussa 2.4 esitellään Network Rail:n Track-Ex-ohjelmisto. Track-Ex on Excel-pohjainen yksinkertaistettu kiskojen vaurioitumisen simulointiohjelma. Ohjelma eroaa esimerkiksi Vampire-simulointiohjelmistosta siten, että sen käyttö on helpompaa ja nopeampaa ja sillä voidaan analysoida suurempia rataosuuksia kerralla. Track-Ex:stä sanotaan, että verrattuna perinteisiin dynamiikkaohjelmistoihin, sillä saa 80 % tuloksista 20 % vaivalla. Track-Ex vaatii kuitenkin dynamiikkaohjelmistoa tuekseen esimerkiksi käyttöönotossa, jolloin dynamiikkaohjelmistolla voidaan luoda kalusto-kohtaiset vauriomatriisit Track-Ex-ohjelman käyttöä varten. Ohjelma kehittyy jatkuvasti, ja sen käyttöönotto Suomessa olisi mahdollista sen jälkeen, kun selvitetäisiin yksittäisiä asioita esimerkiksi raidelevyden vaikutuksesta tuloksiin ja muutoinkin yhteensopivuudesta suomalaisiin standardeihin, sekä rakennettaisiin kalustotyypille vauriomatriisit simulointiohjelmistolla. Ohjelmaan voidaan syöttää esimerkiksi koko vuoden liikenne kerralla, ja se näyttää tuloksena vierintäväsytymisen ja kulumisen määrän analysoidulla rataosuudella. Ohjelmassa on erilaisia optioita kiskonhiontaan, voiteluun ja kiskolaatuihin liittyen.

## 7.2 Simulointituloksiin perustuvat havainnot

Simulointituloksien perusteella tarkasteltiin mm. ekvivalenttisen kartiokkuuden vaikutusta kaluston kulkuun. Ekvivalenttisen kartiokkuuden arvo vaihtelee jatkuvasti pyöräkerran sivusuuntaisen sijainnin mukaan, ja siihen vaikuttavat sekä radan että kaluston ominaisuudet. Radan osalta ekvivalenttinen kartiokkuus määräytyy kiskon profiilityypin, kiskoprofiilin kulumismuodon, kiskon kallistuksen ja raidelevyden mukaan. Kaluston osalta ekvivalenttiseen kartiokkuuteen vaikuttaa pyöräprofiilin tyyppi ja kulumismuoto. Simulointituloksien perusteella kiskoprofiilit 54E1 ja 60E1 tuottavat suunnilleen toisiaan vastaavat ekvivalenttisen kartiokkuuden arvot, tosin pienillä pyöräkerran sivuttaissiirtymillä 54E1-kiskoprofiililla ekvivalenttinen kartiokkuus on hieman suurempi ja ohjautuvuus siten hieman parempi. Kiskon kallistuksella havaittiin olevan selvä vaikutus ekvivalenttiseen kartiokkuuteen, ja kiskon kallistus 1:40 on ohjautuvuuden kannalta parempi kuin 1:20. Ekvivalenttisella kartiokkuudella havaittiin simulointituloksien perusteella olevan selvä yhteys pyöräkerran sivuttaissiirtymään sekä suoralla radalla että kaarteissa. Tämä tulos oli odotettavissa, sillä ekvivalenttisen kartiokkuuden kasvun myötä ohjautuvuus paranee ja pyöräkerta ei tarvitse yhtä suurta sivuttaissiirtymää keskittääkseen itsensä.

Ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoon vaikuttaa myös pyöräprofiilin tyyppi ja kulumismuoto. Projektissa tarkasteltiin pyörän kuluneisuuden vaikutusta ekvivalenttiseen kartiokkuuteen. Yleisesti ottaen pyörän kuluminen vähensi ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoa, mutta kulumismuotojen erilaisuudesta johtuen yhteys ei ole aina itsestään selvä. Ekvivalenttisen kartiokkuuden myötä pyörän kuluminen vaikuttaa esimerkiksi pyöräkerran sivuttaissiirtymään ja siten alttiuteen laippakon-taktin muodostumiselle kaarteissa.

Taulukoissa 7.1–7.3 on esitetty yhteenveto suoran radan simulointituloksista nopeudella 100 km/h Ex-vaunulle, Sp-vaunulle ja Vok-vaunulle. Simulointituloksien perusteella merkittävin rataan kohdistuviin kuormituksiin vaikuttava asia on radan geometrian laatu, eli asentopoikkeamat ideaalitasaisesta raiteesta. Radan geometrian laatu vaikutti esimerkitapauksissa erityisesti poikittaissuuntaisiin pyöräkuormituksiin. Radan geometrian laadulla oli huomattava merkitys myös kaluston kiihtyvyyksiin ja kulumisesta kertoviin pyörä-kisko-kontaktin T<sub>y</sub>-arvoihin.

Ekvivalenttisen kartiokkuuden vaikutusta on tarkasteltu Ex-vaunun ja Sp-vaunun tapauksissa kuluneiden pyöräprofiilien avulla. Venäläisestä pyöräprofiilista ei ollut saatavilla mitattua kulunutta pyöräprofiilia, jota olisi voitu käyttää ekvivalenttisen kartiokkuuden arviointiin Vok-vaunun tapauksessa. Ekvivalenttinen kartiokkuus vaikutti simulointituloksiin suoralla radalla siten, että kuluneen pyöräprofiilin, eli tässä tapauksessa pienemmän ekvivalenttisen kartiokkuuden, tapauksessa poikittaissuuntaiset pyöräkuormitukset ja kiihtyvyydet sekä  $T_y$ -arvot pienenevät. Radan jäykkyys vaikutti suoralla radalla tehdyissä simuloinneissa lähinnä pyörä-kisko-kontaktin  $T_y$ -arvoihin.

*Taulukko 7.1 Eri parametrien vaikutus Ex-vaunun tuloksiin suoran radan simuloinneissa. Esimerkkituloksissa junan nopeutena on  $v=100$  km/h. Tuloksissa on ilmoitettu poikittais- ja pystysuuntaisen dynaamisen pyöräkuormituksen, vaunun poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden ja  $T_y$ :n RMS-arvojen muutokset nominaalitapaukseen suhteutettuna.*

	Dynaaminen pyöräkuormitus y, muutos-%		Dynaaminen pyöräkuormitus z, muutos-%		Vaunun kiihtyvyys y, muutos-%		Pyörän kulkukehän $T_y$ muutos-%	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
<b>Ekvivalenttinen kartiokkuus</b> (6.7 mm kulunut pyöräprofiili vs. ideaali)	-21.1	-	6.4	-	-22.3	-	-27.9	-
<b>Telikeskiön kiertovastus</b> (telikeskiön kitkerroin min $\mu=0.1$ , max $\mu=0.5$ vs. normaali $\mu=0.2$ )	2.3	-1.4	-0.3	-0.2	1.8	-0.8	4.0	-3.1
<b>Radan geometrian laatu</b> (max track160 vs. normaali track110)	-	-48.6	-	-48.9	-	-38.0	-	-79.4
<b>Radan jäykkyys</b> (min 20 MN/m, max 90 MN/m vs. normaali 50 MN/m)	-1.3	0.7	-4.3	1.2	1.3	-0.3	-55.4	0.4

Taulukko 7.2 Eri parametrien vaikutus Sp-vaunun tuloksiin suoran radan simuloineissa. Esimerkkituloksissa junan nopeutena on  $v=100$  km/h. Tuloksissa on ilmoitettu poikittais- ja pystysuuntaisen dynaamisen pyöräkuormituksen, vaunun poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden ja  $T_y$ :n RMS-arvojen muutokset nominaalitapaukseen suhteutettuna.

	Dynaaminen pyöräkuormitus y, muutos-%		Dynaaminen pyöräkuormitus z, muutos-%		Vaunun kiihtyvyys y, muutos-%		Pyörän kulkukehän $T_y$ muutos-%	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
<b>Ekvivalenttinen kartiokkuus</b> (6.7 mm kulunut pyöräprofiili vs. ideaali)	-50.7	-	1.76	-	-61.4	-	-83.6	-
<b>Telikeskiön kiertovastus</b> (telikeskiön kitkakerroin min $\mu=0.1$ , max $\mu=0.5$ vs. normaali $\mu=0.2$ )	-0.1	-1.3	0.24	-0.4	7.2	-4.6	37.5	-1.0
<b>Radan geometrian laatu</b> (max track160 vs. normaali track110)	-	-42.6	-	-59.6	-	-41.1	-	-97.0
<b>Radan jäykkyys</b> (min 20 MN/m, max 90 MN/m vs. normaali 50 MN/m)	3.2	-2.9	12.0	-4.9	1.7	-3.1	48.7	13.6

Taulukko 7.3 Eri parametrien vaikutus Vok-vaunun tuloksiin suoran radan simuloineissa. Esimerkkituloksissa junan nopeutena on  $v=100$  km/h. Tuloksissa on ilmoitettu poikittais- ja pystysuuntaisen dynaamisen pyöräkuormituksen, vaunun poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden ja  $T_y$ :n RMS-arvojen muutokset nominaalitapaukseen suhteutettuna.

	Dynaaminen pyöräkuormitus y, muutos-%		Dynaaminen pyöräkuormitus z, muutos-%		Vaunun kiihtyvyys y, muutos-%		Pyörän kulkukehän $T_y$ muutos-%	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
<b>Telikeskiön kiertovastus</b> (telikeskiön kitkakerroin min $\mu=0.1$ , max $\mu=0.5$ vs. normaali $\mu=0.2$ )	4.7	-1.3	0.4	-0.2	3.8	-1.3	-23.2	-19.3
<b>Radan geometrian laatu</b> (max track160 vs. normaali track110)	-	-24.0	-	-59.8	-	-16.5	-	-64.3
<b>Radan jäykkyys</b> (min 20 MN/m, max 90 MN/m vs. normaali 50 MN/m)	-0.6	-1.7	-0.4	0.5	0.0	-1.1	-20.9	-9.0

Kalustojen tuloksia on syytä vertailla myös niille tyypillisessä ajotilanteessa eli siten, että matkustajavaunun kulkunopeus on suurempi kuin tavaravaunuilla. Taulukossa 7.4 on esitetty yhteenveto simulointituloksien RMS-arvoista suoralla radalla siten, että Ex-vaunun ajonopeus on 160 km/h ja tavaravaunujen ajonopeus 100 km/h.

*Taulukko 7.4 Suoran radan simulointituloksien RMS-arvojen vertailu eri kalustojen välillä siten, että Ex-vaunulla ajonopeutena on 160 km/h, Sp-vaunulla 100 km/h ja Vok-vaunulla 100 km/h. Vertailtaviksi tuloksiksi on valittu poikittais- ja pystysuuntainen dynaaminen pyöräkuormitus, vaunun poikittaissuuntainen kiihtyvyys ja pyörän kulkukehän Ty-arvo.*

	Ex, v=160 km/h	Sp, v=100 km/h	Vok, v=100 km/h
Dynaaminen pyöräkuormitus y (kN)	15.9	4.9	6.1
Dynaaminen pyöräkuormitus z (kN)	11.0	30.1	12.9
Vaunun kiihtyvyys y (m/s <sup>2</sup> )	2.7	0.8	0.7
Ty pyörän kulkukehä (N)	65.1	93.5	53.9

Taulukon 7.4 RMS-arvojen perusteella suurimmat poikittaissuuntaiset pyöräkuormitukset ja kiihtyvyydet syntyvät Ex-vaunun tapauksessa, eli vaunun nopeudella on näihin arvoihin selkeä vaikutus. Sen sijaan suurimmat pystysuuntaiset kuormitukset ja Ty-arvot syntyvät Sp-vaunun tapauksessa.

Kaluston sujuvaan kulkuun kaarteissa vaikuttaa kaarresäteen, kallistuksen ja ajonopeuden yhdistelmä eli esimerkiksi kaluston kulkunopeuden poikkeaminen kaarteiden tasapainonopeudesta. Yleisesti ottaen kaarteiden kaarresäde vaikuttaa kuitenkin siten, että tiukassa kaarteissa poikittaissuuntaiset pyöräkuormitukset ja kiihtyvyydet ovat suurempia kuin loivassa kaarteissa. Raiteiden kallistuksen osalta poikittaissuuntaisten pyöräkuormitusten ja kiihtyvyyksien osalta parhaat tulokset antoi lähimpänä tasapainokallistusta oleva raiteiden kallistus.

Simuloinneissa testattiin myös raidelevyyden levitystä kaarteissa, jonka kaarresäde on R=490 m. Tuloksien perusteella raidelevyyden levitys vähentää hieman poikittaissuuntaisia pyöräkuormituksia ja kiihtyvyyksiä. Simuloinnissa ei otettu huomioon raiteiden epätasaisuuksia eli kalustoon ei kohdistunut dynaamisia herätteitä. Siksi voidaan ajatella, että kyseessä oli kvasistaattinen tilanne. Raidelevyyden levityksen vaikutusta voitaisiin tulevaisuudessa tarkastella myös dynaamisessa tilanteessa siten, että mukaan otettaisiin eri kaarresäteitä ja raidelevyyden levitykselle käytettäisiin erilaisia arvoja.

Taulukossa 7.5 on esitetty eri parametrien vaikutus Vok-vaunun simulointituloksiin kaarteissa, jonka kaarresäde on 490 m ja kallistus 150 mm. Tuloksissa on esitetty parametrin muutoksen prosentuaalinen vaikutus tuloksien RMS-arvoihin. Ty-arvojen osalta taulukkoon on otettu vasemman ja oikean pyörän kulkukehän sekä laipan Ty:n RMS-arvojen summan prosentuaalinen muutos.

Taulukko 7.5 Eri parametrien vaikutus Vok-vaunun tuloksiin kaarteessa, jonka kaarresäde on  $r=490$  m ja kallistus  $D=150$  mm. Esimerkkituloksissa junan nopeutena on  $v=100$  km/h. Tuloksissa on ilmoitettu poikittais- ja pystysuuntaisen dynaamisen pyöräkuormituksen, vaunun poikittaissuuntaisen kiihtyvyyden ja  $T\gamma$ :n RMS-arvojen muutokset nominaalitapaukseen suhteutettuna.

	Dynaaminen pyöräkuormitus y, muutos-%		Dynaaminen pyöräkuormitus z, muutos-%		Vaunun kiihtyvyys y, muutos-%		$\Sigma T\gamma$ muutos-%	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
<b>Raitteen kallistus</b> (min. $D=50$ mm vs. normaali $D=150$ mm)	14.6		64.9		79.9		-7.0	
<b>Raidelevyden levitys</b> (max. $G=1540$ mm vs. normaali $G=1524$ mm)		-12.2		4.3		-0.2		3.7
<b>Kontaktin voitelu</b> (kitkeroin min. $\mu=0.1$ vs. normaali $\mu=0.3$ )	-9.5		0.3		-2.2		-59.6	
<b>Kiskon kallistus</b> (max 1:20 eli 54E1 1:20 vs. normaali 1:40 eli 54E1 1:40)		-0.3		-0.03		0.1		3.5
<b>Akselipaino</b> (min. 20,6 t, max 30,6 t vs. normaali 25,6 t)	-15.9	13.4	-19.3	22.8	-2.1	1.8	-17.6	39.4
<b>Massakeskipisteen korkeus</b> (min. 0,8 m vs. normaali 1,6 m)	3.3		-31.2		-14.0		-0.4	
<b>Telikeskiön kiertöjäykkyyks</b> (telikeskiön kitkeroin min. $\mu=0.1$ , max. $\mu=0.5$ vs. normaali $\mu=0.2$ )	-2.4	2.6	-0.1	0.5	-0.1	-0.1	-2.9	2.5
<b>Junan kulkunopeus</b> (min. 80 km/h vs. normaali 100 km/h)	-17.0		-53.4		-62.8		52.1	

Eniten pyöräkuormitukseen ja siten rataan kohdistuviin rasituksiin vaikuttivat kaluston osalta akselipaino ja kaluston kulkunopeus. Akselipainon kasvattaminen lisää poikittaissuuntaisia pyöräkuormituksia, poikittaissuuntaisia kiihtyvyyksiä ja pyörä-kiskokontaktin  $T\gamma$ -arvoja kaarteessa. Myös kaluston kulkunopeuden kasvaminen lisää poikittaissuuntaisia pyöräkuormituksia ja poikittaissuuntaisia kiihtyvyyksiä kaarteessa. Pyörän ja kiskon välisen kontaktin voitelu, eli kontaktissa vaikuttavan kitkakertoimen pienentäminen, vähensi merkittävästi kontaktin  $T\gamma$ -arvoja.

Raitteen osalta kaarresimulointien tuloksiin vaikutti eniten raitteen kallistus. Pyöräkuormitukset ja kiihtyvyydet olivat pienimmillään kallistuksen ollessa lähinnä kaarteen tasapainokallistusta.

Pyörän halkaisijalla havaittiin olevan selkeä vaikutus ohjautuvuuteen. Halkaisijaltaan pieni pyörä ei tarvitse kaarteissa ohjautumista varten yhtä suurta sivuttaissiirtymää kuin halkaisijaltaan suuri pyörä. Vok-vaunun tapauksessa pyörän halkaisijan pienentäminen aiheutti kuitenkin hyvin epästabiilia käyttäytymistä, jonka johdosta pyöräkuormitukset ja kiihtyvyydet kasvoivat merkittävästi.

Simuloinneilla testatuista kalusto- ja rataparametreista *kaluston poikittaissuuntaisiin kiihtyvyyksiin* vaikuttivat tulosten perusteella eniten:

- kaluston kulkunopeus
- radan geometrian laatu
- kaarteiden kaarresäde ja kallistus.

Myös kalustotyyppillä oli merkittävä vaikutus kiihtyvyydestä, mutta vaikutus oli silti pienempi kuin em. asioilla. Pyörä-kisko-kontaktin poikittaissuuntaisiin kuormituksiin vaikuttivat samat asiat kuin poikittaissuuntaisiin kiihtyvyyksiin.

Pyörä-kisko-kontaktissa vaikuttaviin *pystysuuntaisiin dynaamisiin kuormituksiin* eniten vaikuttivat:

- kaluston kulkunopeus
- radan geometrian laatu.

Lisäksi pystysuuntaisiin kokonaiskuormituksiin vaikuttaa tietysti staattinen kuormitus eli kaluston akselipaino.

Tulosten perusteella pyörä-kisko-kontaktin *T<sub>γ</sub>-arvoihin* vaikuttivat eniten:

- kaluston kulkunopeus
- radan geometrian laatu
- kisko- ja pyöräprofiili ja pyörän halkaisija
- kaarteiden kaarresäde ja kallistus
- kaluston akselipaino.

## 7.3 Mittaustuloksiin perustuvat havainnot

Kiskon kulumisen mittaustuloksissa nähtiin selvä yhteys etenkin ulkokiskon sivukuluneisuuden ja kaarteiden kaarresäteen välillä. Yleisesti ottaen ulkokiskossa havaittiin enemmän sivukuluneisuutta kuin pystyikuluneisuutta, ja vastaavasti sisäkiskossa pystyikuluminen oli merkittävämpää kuin sivukuluminen. Etenkin paljon kuluneiden kaarteiden osalta mittaustuloksissa havaittiin ulkokiskon sivukuluminen selvä kasvu siirtymäkaareilta kaarteeseen siirryttäessä siten, että kaarteiden keskivaiheilla sivukuluminen oli yleensä suurinta. Kuluneisuusmittausten yhteydessä mitattiin myös raideleveys. Näistä mittaustuloksista havaittiin, että kiskojen sivukuluminen selittää suurimman osan raideleveyden muutoksesta nimellisarvosta.

Kiskoprofiilien kulumismittauksia mm. tässä projektissa mukana olleiden mittauskohdeiden osalta käsitellään laajemmin kiskon vierintäväsysteemistä koskevan TERAtutkimusosion raportissa.

## 7.4 Päätelmät ja jatkotutkimusehdotukset

Projektin kirjallisuusselvityksen, simulointitulosten ja mittaustulosten perusteella tehtiin seuraavat päätelmät ja jatkotutkimusehdotukset:

- Kisko- ja pyöräprofiilin kulumisen ja kulumismuoto vaikuttavat merkittävästi pyöräkerran ekvivalenttiseen kartiokkuuteen, jolla on oleellinen vaikutus esimerkiksi pyöräkerran ohjautumiseen kaarteissa. Ekvivalenttisen kartiokkuuden vaikutuksen tarkempaa arviointia varten tarkasteluun olisi syytä ottaa laajempi otos erilaisia kuluneita kisko- ja pyöräprofiileita. Pyörien kuluneisuutta olisi syytä pohtia erityisesti kaarteissa tarvittavan ohjautuvuuden toteutumisen kannalta.
- Simuloinneissa testattiin raidelevyden levitystä kaarteissa kvasistaattisessa tilanteessa. Tuloksien perusteella raidelevyden levitys vähentää hieman poikittaissuuntaisia pyöräkuormituksia ja kiihtyvyyksiä. Kirjallisuusselvitys antoi vielä tätä selvempiä viitteitä raidelevyden levityksen positiivisista vaikutuksista loivissa kaarteissa. Raidelevyden levityksen lisäksi olisi hyvä pohtia myös ohjautuvuutta parantavien kiskoprofiilien tai kiskon kallistusmuutoksen käyttöönottoa kaarteissa. Myös näiden vaikutusta voidaan testata aluksi simulointien avulla.
- Pyörän ja kiskon välisen kontaktin voitelu, eli kontaktissa vaikuttavan kitkakertoimen pienentäminen, vähentää simulointituloksien perusteella merkittävästi kontaktin  $T\gamma$ -arvoja.  $T\gamma$ -arvo kertoo kontaktissa kulumiseen käytettävissä olevasta energiasta, joten  $T\gamma$ -arvojen pieneneminen viittaa kulumisen vähenemiseen. Myös kirjallisuusselvityksen perusteella voitelu ja kitkan hallinta ovat asioita, joihin Suomessa olisi hyvä kiinnittää enemmän huomiota. Pyörän ja kiskon kontaktin voitelukäytäntöjen muuttamista olisi syytä pohtia yhtenä mahdollisena toimenpiteenä kulumisen vähentämiseksi.
- Simulointituloksien perusteella merkittävä rataan kohdistuviin kuormituksiin, kaluston kiihtyvyyksiin ja  $T\gamma$ -arvoihin vaikuttava asia on radan geometrian laatu. Tulevaisuudessa olisi hyvä simuloida esimerkkiratojen sijaan oikeita Suomen rataosuuksia radantarkastusvaunulla saatujen raiteen epätasaisuustietojen perusteella. Tällöin simulointituloksista voitaisiin tarkastella esimerkiksi keskimääräisiä rataan kohdistuvia kuormituksia eri rataluokkiin kuuluvilla rataosuuksilla ja arvioida radan epätasaisuudelle asetettujen virherajojen tarkoituksenmukaisuutta sekä aallonpituudeltaan eriävien epätasaisuuksien vaikutuksia.
- Radan jäykkyyden muutoskohtaa voidaan kirjallisuusselvityksen perusteella pitää kalustoon kohdistuvan dynaamisen herätteen aiheuttajana raiteen geometriavirheen tapaan. Tulevissa simulointitarkasteluissa voitaisiinkin keskittyä radan jäykkyyden osalta nimenomaan radan jäykkyyden *muutos*-kohdan tarkasteluun.
- Simulointituloksista pystytään helposti havaitsemaan, milloin liikkuvan kaluston kulku muuttuu epästabiliiksi. Tämä mahdollistaa epästabiliin kulun syiden ja ratkaisumahdollisuuksien mallintamisen erilaisissa todellisissa epästabiliin kulun tapauksissa.



- Kalustoparametrien vaikuttavuuden osalta simuloiteja voitaisiin jatkaa selvittämällä, missä tilanteissa 3-osaisen telin kieroutuminen on mahdollista. Simuloinneilla voitaisiin testata erilaisten telin kieroutumista vastustavan jäykkyyden ja telikeskiön kiertovastuksen yhdistelmiä ja niiden vaikutusta telin kieroutumiseen.
- Simuloinneissa käytettyjen *kalustomallien verifiointi* on erittäin tärkeää suorittaa ennen simulointituloksien laajempaa soveltamista käytäntöön. Verifiointin jälkeen yksittäisiä kaluston tai radan ominaisuuksien vaikutuksia voidaan tarkastella luotettavammin.
- Useampien kalustomallien rakentaminen ja niiden verifiointi edesauttaisi eri kalustotyyppien rataan kohdistamien rasitusten laajamittaisempaa selvitystä. Laajemman selvityksen simulointitulokset voisivat antaa viitteitä siitä, miten ratamaksut voisivat tulevaisuudessa määräytyä kaluston kuormittavuuden mukaan.
- Kalustomallivalikoiman monipuolistaminen mahdollistaisi myös useampien Track-Ex-ohjelmassa käytettävien vauriomatriisien luomisen Vampire-rautatiedynamiikka -ohjelmiston avulla. Track-Ex-ohjelman käyttö helpottaisi vierintäväsytymisen ja kulumisen määrän ennakkointia rataosakohtaisesti.
- Kiskoprofiilien kenttämittauksia olisi hyvä jatkaa erityisesti niillä rataosuuksilla, joilla liikennöivä kalusto on hyvin tiedossa ja kalusto vastaa aiemmin rakennettuja kalustomalleja. Mittaustulokset mahdollistaisivat osaltaan kalustomallien verifiointia T<sub>γ</sub>-arvojen ja mittauksissa saatujen kiskon kuluneisuusarvojen vertailuun perustuen.

## Lähteet

Andersson, E., Berg, M. & Stichel, S. 2007. Rail vehicle dynamics. Railway Group KTH, Centre for research and Education on Railway Engineering.

Banimahd, Woodward, Kennedy, Medero. 2012. Behaviour of train–track interaction in stiffness transitions. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Transport* 165 August 2012 Issue TR3, pp. 205–214 <http://dx.doi.org/10.1680/tran.10.00030>

Berg, M. 2013. Vehicle track interaction. Guidance in track. 11 s. NBIU 2013-2014. KTH.

Berggren, E. 2009. Railway Track Stiffness. Dynamic measurements and Evaluation for Efficient Maintenance. Doctoral thesis, Royal Institute of Technology (KTH), Division of Rail Vehicles.

Bettaieb, H. 2008. Improvement of the railway vehicle performance in circulation in curve, *Mecanique & Industries* 9, s. 335-346.

Brickle, B.J., Elkins, J.A., Grassie, S.L., Handal, S.J. 1998. Rail corrugation mitigation in transit, *Research Results Digest*, number 26, Transit Cooperative Research Program, National Research Council, Washington, DC, USA.

Burstow, M. 2004. Whole Life Rail Model Application and Development for RSSB – Continued Development of an RCF Damage Parameter. RSSB report.

Burstow, M., Watson, A., Beagles, M. 2003. Simulation of Rail Wear and Rolling Contact Fatigue using the Whole Life Rail Model, in *Railway Engineering*. The Commonwealth Institute - London.

Burstow, M., Dembosky, M., Gurule, S., Urban, C. 2008. Recent findings in the Understanding of Vehicle/Track Interaction on Track Damage and Rolling Contact Fatigue (RCF). WCR 2008, 8<sup>th</sup> World Congress on Railway Research, COEX, Seoul, Korea

Collette, C., Horodinca M., Preumont A. 2008. Rotational vibration absorber for the mitigation of rail rutting corrugation, *Department of Mechanical Engineering and Robotics, University of Brussels, Brussels, Belgium, Vehicle System Dynamics* Vol. 00, No. 0, Month 2008, 1–19

Chattopadhyay, G., Raman, D., Alam, M. 2011. A Study of Derailment in Australia: Analysis Risk Gaps with Remote Data Monitoring. *Engineering Asset Management* 2001. *Lecture Notes in Mechanical Engineering* 2014, pp21-31

Dahlberg, T., 2003 *Railway track dynamics – a survey*, Solid mechanics / IKP, Linköping University, Sweden

Dahlberg, T. 2010. Railway Track Stiffness Variations – Consequences and Countermeasures. *International Journal of Civil Engineering*. Vol. 8, No 1, Maaliskuu 2010.

Dembosky, M., Greenwood, S., Dohery, A. Minimising rail lifecycle costs using Track-Ex damage and cost estimates. *Network Rail*. WCR 2011.

Dembosky, M. 2012. Track-Ex: A Tool for Optimizing Vehicle/Track interaction. Track-Ex koulutusaineisto.

Devine, T. J., Daniels, L. E., Blume, N. 1982. Rail corrugation investigations at FAST: December 1979 through August 1981, Proceedings Conference on FAST engineering, Report no FRA/TTC-82/01, 165-74.

Dollevoet, R. 2010, Design of an Anti Head Check Profile based on stress relief, Phd thesis, University of Twente, Enschede, Alankomaat.

Egana, J., Vinolas, J., Gil-Negrete, N. 2005. Effect of liquid high positive friction (HPF) modifier on wheel-rail contact and rail corrugation. University of Navarra. Tribology International 38 (2005) 769–774.

Esveld, C. 2001. Modern Railway Track. 2<sup>nd</sup> Edition. The Netherlands, MRT-Productions, Delft University of Technology. 654 p.

Finnish Rail Administration. 2005. Asymmetric grinding. Technical specifications 1861/731/05. Rail Network Department.

Greenwood, S. 2010. Track Design and Asset Management with Track-Ex, V/T SIC Seminar, 20<sup>th</sup> October 2010.

Grassie, S.L. 2009. Rail Corrugation. In: Lewis, R. & Olofsson, U. (eds.) Wheel-Rail Interface Handbook. Cambridge, UK, Woodhead Publishing. pp. 349 – 376.

Grassie, S.L. 1989. Corrugation on Australian National: cause, measurement and rectification, Proceedings Fourth International Heavy Haul conference, Brisbane, QLD, Australia, 11-15.9, 188-92.

Grassie, S.L., Kalousek, J. 1993. Rail corrugation: causes, characteristics and treatments, Proceedings of the IMechE, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 207, 57-68.

Grassie, S.L. and Elkins, J.A. 1998. Corrugation on North American transit lines, Vehicle System Dynamics, 28(Supplement), 5-17.

Guidelines to best practices for heavy haul railway operations: Wheel and rail interface issues 2001. USA, International Heavy Haul Association (IHHA).

Hakulinen, P., Korkeamäki, S. & Nurmikolu, A. 2013. Katsaus liikkuvan kaluston ja radan vuorovaikutuksen perusteisiin. Julkaistavana Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä -sarjassa. Tampere.

Heinisuo, M. 2008. Rakennustarkastajat, kevät 2008. TTY.

Hoffmann, M. 2008. On the dynamics of European two-axle freight wagons. Nonlinear Dynamics, 52, pp.301-311.

IHHA, 2001. Guidelines To Best Practices For Heavy Haul Railway Operations: Wheel and Rail Interface Issues, International Heavy Haul Association, Virginia Beach, VA, USA. 484 s.

Innotrack 2008, The state of the art of the simulation of vehicle track interaction as a method for determining track degradation rates, Part One – Strategic models.

Innotrack 2008, The state of the art of the simulation of vehicle track interaction as a method for determining track degradation rates, Part 2 – High resolution models.

Innotrack. 2009. D3.1.4 Summary of results from simulations and optimization of switches. [Viitattu 15.2.2013]. Saatavilla: [http://www.innotrack.net/IMG/pdf/d314-f3p-summary\\_of\\_results\\_from\\_simulations\\_and\\_optimisation\\_of\\_switches.pdf](http://www.innotrack.net/IMG/pdf/d314-f3p-summary_of_results_from_simulations_and_optimisation_of_switches.pdf)

Ishida, M., Nakahara, T. 2001. Derailment accident in Hibiya Line and tribology, Journal of Japanese society of Tribologists, 46(7), 46-53 (Japaniksi)

Ishida, M. Ban, T., Iida, K., Ishida, H., Aoki, F. 2006. Effect of moderating friction of wheel/rail interface on vehicle/track dynamic behaviour, Proceedings 7th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Brisbane, QLD, Australia, 24-27.9.2006, 227-33.

Ishida, M. 2009. Managing the wheel-rail interface: the Japanese experience. In: Lewis, R. & Olofsson, U. (eds.) Wheel-Rail Interface Handbook. Cambridge, UK, Woodhead Publishing. pp. 349 – 376.

Ishida, M, Moto, T., Takikawa, T. 2002. The effect of lateral creepage force on rail corrugation on low rail at sharp curves, Wear, 253, 172-77.

Iwnicki, S. 2006. Handbook of railway vehicle dynamics. CRC Press. Boca Raton. 535 p.

Iwnicki, S. 2003. Simulation of wheel-rail contact forces. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures 26 (2003)10, s. 887-900.

Iwnicki, S., Stow, J., Bevan, A. 2005. Wheel-Rail Contact: GETTING THE RIGHT PROFILE. Rail Technology Unit and Manchester Metropolitan University, 1.12.2005.

Jahed, H., Farshi, B., Eshraghi, M.A. & Nasr A. 2008. A numerical optimization technique for design of wheel profiles. Wear, 264 (1-2), pp. 1-10.

Jenks, C. W. 2007. Research Results Digest 82. Use of guard / girder / restraining rails. Transit Co-operative Research Program. Federal Transit Administration.

Jönsson, P-A., Andersson, E. & Stichel, S. 2006. Experimental and theoretical analysis of freight wagon link suspension. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. pp. 361-372.

Karpuschenko N. I. Track parameters and rail wear. Railway and Railway Economy (Путь и путевое хозяйство), No 8. Moscow: МК-Poligraf, 1996, p. 6-7 (Venäjäksi).

Kauppinen, M. Ratakiskon elinkaari. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 1/2011. Liikennevirasto.

Kiskonhionnan tekniset toimitusehdot. 2001, Ratahallintokeskus, Kunnossapitoyksikkö, 2.11.2001. 11 s.

Kivioja, S., Kivivuori, S. & Salonen, P. 2010. Tribologia – kitka, kuluminen ja voitelu. Otatieta / Gaudeamus Helsinki University Press. 346 s.

Korkeamäki, S. 2011. Rataan kohdistuva kuormitus liikkuvan kaluston ja radan vuorovaikutuksessa. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 04/2011. Helsinki. 93 s.

Kosonen, H. 2011. Vaihteiden kunnossapito Suomen rataverkolla, AMK-opinnäytetyö, Oulun seudun ammattikorkeakoulu, Rakennustekniikka.

Kuokkanen, P. & Fagerholm, H. 1991. Liikkuvan kaluston ja radan vuorovaikutus. VR. 19 s.

Kälvälä, J. 2013. Akuuttirajat rautatievaihteiden mittauksissa. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä, 29 / 2013. Liikennevirasto.

Larsson-Kräik, P. 2009. Managing the wheel-rail interface: Railway infrastructure maintenance in a severe environment: The Swedish experience. In: Lewis, R. & Olofsson, U. (eds.) Wheel-Rail Interface Handbook. Cambridge, UK, Woodhead Publishing. pp. 349 – 376.

Lewis, R. & Olofsson, U. 2009. Wheel-rail interface handbook. CRC Press. 842 p.

Lewis, S., Dwyer-Joyce, R. 2009. Effect of contaminants on wear, fatigue and traction. In: Lewis, R. & Olofsson, U. (eds.) Wheel-Rail Interface Handbook. Cambridge, UK, Woodhead Publishing. pp. 349 – 376.

Liikennevirasto. 2010. Suurimmat sallitut akselipainot. Tilanne 31.12.2010. Saatavilla: [http://portal.liikennevirasto.fi/portal/page/portal/f/liikenneverkko/rautatiet/akselipainot\\_31122010.jpg](http://portal.liikennevirasto.fi/portal/page/portal/f/liikenneverkko/rautatiet/akselipainot_31122010.jpg)

Magel, E., Sroba, P., Sawley, K. & Kalousek, J. 2004. Control of Rolling Contact Fatigue of Rails. Canada, Centre for Surface Transportation Technology. 20 s.

Mair, R. I., 1977, Natural frequency of rail track and its relationship to rail corrugation, Transactions of the Institution of Engineers, Civil Engineering, CE19, 6-11.

Mair, R. I., Jupp, R. A, Groenhout, R., 1984, Characteristics and control of long pitch rail corrugation at heavy axle loads, Rail Research Papers, Vol. 1, BHP Melbourne Research Laboratories, Melbourne, VIC, Australia.

Mak, P. 2012. Track-Ex training theory, A tool to help minimize track damage to optimize track design. Network Rail.

Marich, S, Maass, U., 1986, Higher axle loads – economics and technology agree, Proceedings Third International Heavy Haul Railway Conference, Vancouver, BC, Canada, 13-17.10, Paper 1A-1.

Marich, S. 2009. Managing the wheel-rail interface: the Australian experience. In: Lewis, R. & Olofsson, U. (eds.) *Wheel-Rail Interface Handbook*. Cambridge, UK, Woodhead Publishing. pp. 349 – 376.

Matej, J. 2011. A new mathematical model of the behaviour of a four-axle freight wagon with UIC single-link suspension. *Proceedings of the institution of mechanical engineers, part F: Journal of rail and rapid transit*.

MiniProf. 2008. *MiniProf for Windows, Advanced Guide*. Greenwood Engineering A/S. 1<sup>st</sup> edition, January 2008. 183 p.

Minnis, A.J. 2011. *Vampire Pro: Advanced Tutorial Guide. Track Gauge*. Derby, UK, DeltaRail Group Limited. 13 p.

Molatefi et al. 2007. Effect of suspension system in the lateral stability of railway freight trucks. *Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part F: Journal of rail and rapid transit*.

Nielsen, J. C. O. & Stensson, A. 1999. Enhancing freight railways for 30 tonne axle loads. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, pp. 255-263.

Nikiforov B. D. Reasons for rail and wheel wear and ways to decrease it. *Railway Transport (Железнодорожный транспорт)*, No 10, 1995, p. 36–40 (venäjäksi).

Nimbalkar, S., Indraratna, B., Dash, S., and Christie, D. (2012). "Improved Performance of Railway Ballast under Impact Loads Using Shock Mats." *J. Geotech. Geoenviron. Eng.*, 138(3), 281–294.

Nummelin, M. 2013. Haastattelu 21.5.2013, Liikennevirasto.

Nurmentie, M. 2010. Rautateiden liikkuvan kaluston pyöränlaakereiden kuumakäynti-ilmaisimien mittaustietojen seurannan kehittäminen. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 09/2010. Helsinki. 123 s. + liitt. 5 s.

Nurmikolu, A. 2004. Murskatun kallioaineksen hienoneminen ja routivuus radan rakennekerroksissa. Helsinki 2004. Ratahallintokeskuksen julkaisu A 4/2004. 193 s.

OSJD-ERA Contact Group. 2011. Analysis of the basic parameters for maintaining the technical and operational compatibility of the 1 520 mm and 1 435 mm gauge rail systems at the border of the commonwealth of independent states (cis) and european union (eu). Subsystem: rolling stock – locomotives and multiple units.

Parsons Brinckerhoff Quade & Douglas, Inc., TCRP Report 57: *Track Design Handbook for Light Rail Transit*, TRB, National Research Council, Washington, D.C, USA, 2000.

Peltokangas, O., Luomala, H. & Nurmikolu, A. 2013. Radan pystysuuntainen jäykkyys ja sen mittaaminen. Helsinki. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 6/2013. 190 s. + liitt. 13 s.

Piironen, T. 2010. Sijaintiin perustuva liikkuvan kaluston pyörän voitelu. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 03/2010. Helsinki. 102 s. + liitt. 2 s.

Povilaitienė, I., Kamaitis, I., Podagėlis, I. 2006. Influence of Gauge Width on Rail Side Wear on Track Curves, Inesa Povilaitienė, Journal of Civil Engineering and Management, 2006, Vol XII, No 3, 255–260

Plotkin, D., Davis, D., Gurule, S., Chrismer, S. 2006. Track Transitions and the Effects of Track Stiffness, TTCI, AREMA 2006 presentation.

Plotkin V. S. and Kuzmich L. D. 1997. About the increased wearing of wheels and rails. Railway Transport (Железнодорожный транспорт), No 8, p. 51–54 (Venäjäksi).

Raidejaosto. 1970. Raiderakenteen kimmoisuuden, jännitysten ja värähtelyominaisuuksien tarkastelua suoritettujen tutkimusten valossa. 19.5.1970

Rautatievirasto. 2008. Määräys tavaravaunujen suurimmasta sallitusta kuormasta, junapainosta ja junan kokoonpanosta. Diaaritunniste RVI/725/412/2008. 14 s.

Ratatekniset ohjeet (RATO), osa 2: Radan geometria. 2010. Liikenneviraston ohjeita 03/2010. Helsinki. 73 s. + liitt. 9 s. Saatavissa:  
[http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lo\\_2010-03\\_rato\\_2\\_radan\\_geometria\\_web.pdf](http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lo_2010-03_rato_2_radan_geometria_web.pdf)

Ratatekniset ohjeet (RATO), osa 4: Vaihteet. 2012. Liikenneviraston ohjeita 22/2012. Helsinki. 49 s. + liitt. 17 s. Saatavissa:  
[http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lo\\_2012-22\\_rato\\_4\\_web.pdf](http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lo_2012-22_rato_4_web.pdf)

Ratatekniset määräykset ja ohjeet (RATO), osa 11: Radan päällysrakenne. 2002. Liikennevirasto. Helsinki. 88 s. + liitt. 26 s.  
 Saatavissa: [http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rato\\_11\\_radan\\_paallysrakenne.pdf](http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rato_11_radan_paallysrakenne.pdf)

Ratateknisen määräykset ja ohjeet (RATO), osa 13: Radan tarkastus. 2006. Helsinki. 51 s. + liitt. 28 s.  
 Saatavissa: [http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rato\\_13\\_radan\\_tarkastus.pdf](http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rato_13_radan_tarkastus.pdf)

Ratatekniset määräykset ja ohjeet (RATO), osa 14: Vaihteiden tarkastus ja kunnossapito. 2013. Liikenneviraston ohjeita 7/2013. Helsinki. 29 s. + liitt. 27 s.  
 Saatavissa: [http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lo\\_2013-07\\_rato14\\_web.pdf](http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lo_2013-07_rato14_web.pdf)

Ratatekniset ohjeet (RATO), osa 21: Liikkuva kalusto. 2012. Liikenneviraston ohjeita 21/2012. Helsinki. 37 s. + liitt. 17 s. Saatavissa:  
[http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lo\\_2012-21\\_rato\\_21\\_web.pdf](http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lo_2012-21_rato_21_web.pdf)

Sadeghi, J. Akbari, B. 2006, Field investigation on effects of railway track geometric parameters on rail wear. Journal of Zhejiang University SCIENCE A 2006 7(11):1846-1855.

Salminen, E. 2013. Raideruuvivauriot lyhyissä vaihteissa. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 32/2013. Helsinki. 81 s. + liitt. 15 s.

Sarunac, R., Klauser, P. 2007. Effects of Secondary Suspension Imbalance on Wheel-Climb Potential, The Journal of Wheel/Rail Interaction, 7/2007.

Schmid, F., Burstow, M., Clark, S., Eickhoff, B., Hiensch, M., Hsu, S. & Kent, S. 2010. Wheel-rail best practice handbook. University of Birmingham Press. 500 p.

Schwarz, B. J., Richardsson, M. H. Experimental modal analysis. CSI Reliability Week, Orlando, Florida. October 1999. Saatavissa: <http://files.vibetech.com/papers/paper28.pdf>  
SFS-EN 16028:2012, 2012. Railway applications. Wheel/rail friction management. 31.7.2012

SFS-EN 13674-1:2011. 2011. Railway applications. Track. Rail. Part 1: Vignole railway rails 46 kg/m and above.

SFS-EN 13715. 2011. Railway applications. Wheelsets and bogies. Wheels. Tread profile.

Simes T. 2011. A blow to train operations, can strong winds cause derailment? International railway safety conference, Melbourne 2011.

Singh, S., Davis, D., Guillen, D., Williams, D. Reducing the Adverse Effects of Wheel Impacts on Special Trackwork Foundation. U.S. Department of Transportation. Office of Research and Development, Washington, D.C. FRA Final Report. 2004. Saatavissa: [www.fra.dot.gov/Elib/Document/1306](http://www.fra.dot.gov/Elib/Document/1306)

Stichel, S. 1999. On freight wagon dynamics and track deterioration. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. pp. 243-254.

Suda, Y., Iwasa, T., Komine, H., Tomeoka, M., Nakazava, H., Matsumoto, K., Nakai, T., Tanimoto, M., Kishimoto, Y. 2005. Development of on-board friction control, *Wear*, 258, 1109-14.

Taimela, R. 2012. Raidegeometria. Liikennevirasto, Helsinki. 181 s.

The Wheel/Rail Interface. 2013. Fundamentals & Damage Modes. Systems & Track Engineering, Network Rail, Track-Ex educational material.

Thompson, Woodward. 2004. Track stiffness management using the Xitrack geocomposite. *Permanent Way Institution Journal* 122(3): 135-138.

Toma, E., Cummings, S., Reiff, R. 2002. A NUCARS™ Study on the effects of Top of Rail Lubrication on the Performance of Freight Cars, Report R-957, Pueblo, CO, USA, Transportation Technology Center, Inc.

Tomeoka, M., Kabe, N., Tanimoto, M., Miyauchi, E., Nakata, M. 2002. Friction control between wheel and rail by means of on-board lubrication, *Wear*, 253, 124-29.

Trafi. 2013. Määräys TRAFI/18116/03.04.02.00/2012. Rautatiejärjestelmän infrastruktuuriosajärjestelmä. 92 s.

TTCI. 2010. Quasi-Static Forces; Vertical and Lateral. Transportation Technology Center, Inc., a subsidiary of the Association of American Railroads. Railway Derailment Course. 35 p.



TTCI. 2005. Wheelset Fundamentals. Transportation Technology Center, Inc., a subsidiary of the Association of American Railroads. Julkaisematon dokumentti. 94 p.

UIC Leaflet 712. Rail Defects, 4th ed. 2002, International Union of Railways. 111 p.

Vampire Pro. 2007. Vampire Pro V5.10. Tutorial Guide V1.1.143 p.

Vickers, R. A. 1992. Cost-effective Maintenance of Railway Track: Proceedings of the Conference Cost-effective Maintenance of Railway Track, Institution of Civil Engineers, Lontoo, 25-26.6.1992.

VR Transpoint. 2013. Kuormausohjeet: Kuormaamista koskevat yleiset määräykset. Versio 3.0.

Wheelset Fundamentals. 2004, Transportation Technology Center, Inc., a subsidiary of the Association of American Railroads. Julkaisematon dokumentti. 94 p.

Weihua, M., Shihui, L., Rongrong S. 2011. Wheel/Rail Asymmetrical Problem of Railway Vehicles, Third International Conference on Transportation Engineering (ICTE) Chengdu, China, July 23-25.

Wicken, A.H. 2003. Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics. The Netherlands 2003, Swets & Zeitlinger Publishers. 286 s.

Wickens, A.H. 2003. Fundamentals of rail vehicle dynamics. Swets & Zeitlinger Publishers, The Netherlands. 286 p.

YTE. 2006. Komission päätös Euroopan laajuisen tavanomaisen rautatiejärjestelmän osajärjestelmää ” liikkuva kalusto —tavaraliikenteen vaunut ” koskevasta yhteentoimivuuden teknisestä eritelmästä. 2006/861/EY. 470 s.

YTE. 2008. Komission päätös Euroopan laajuisen suurten nopeuksien rautatiejärjestelmän liikkuvan kaluston osajärjestelmää koskevasta yhteentoimivuuden teknisestä eritelmästä. 2008/232/EY. 287 s.

YTE. 2011. Komission päätös Euroopan laajuisen tavanomaisen rautatiejärjestelmän liikkuvan kaluston osajärjestelmää ”veturit ja henkilöliikenteen liikkuva kalusto” koskevasta yhteentoimivuuden teknisestä eritelmästä. 2011/291/EU. 151 s.

Zakeri, J.A., Xia, H. Sensitivity analysis of track parameters on train-track dynamic interaction. Journal of Mechanical Science and Technology 22. Springer. 2008. Saatavissa: [http://www.j-mst.org/On\\_line/admin/files/07-07260\\_1299-1304\\_.pdf](http://www.j-mst.org/On_line/admin/files/07-07260_1299-1304_.pdf)

Zhai, W. & Cai, Z. 1997. Dynamic interaction between a lumped mass vehicle and a discretely supported continuous rail track. Computers and Structures 63 (5), pp. 987–997.



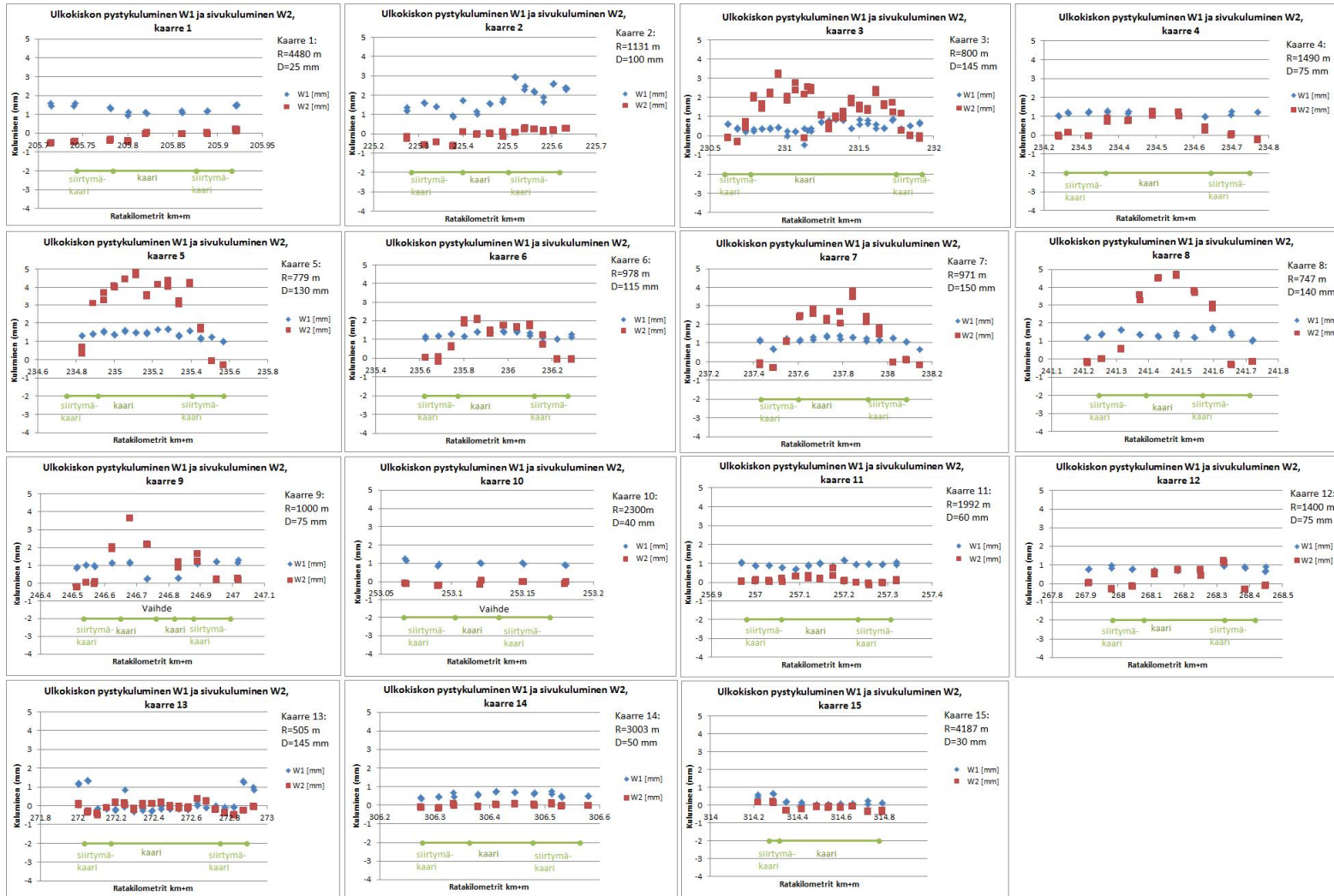
## Kuluneisuusmittauksiin valitut kaarteet Tampere–Jyväskylä - rataosuudella ja Kontiomäki–Vartius-rataosuudella

Mittauspaikat Tampere-Jyväskylä:											
	Raide	AlkuKm	LoppuKm	Pituus	Kaarresäde	Kallistus	Siirtymäkaari1	Siirtymäkaari2	Kaarresädeluokka	Nopeus	Huomio
1	009 PR TPE- OV	0205+0783.6	0205+0876.3	92.692	4480	25	40	40	4500	120	
2	009 PR TPE- OV	0225+0399.8	0225+0501.5	101.778	1131	100	115	115	1150	120	
3	009 OV-JY	0230+0773.1	0231+0745.5	972.401	800	145	175	175	800	120	Siirtymäkaari1 loppuen 230+773 eri nopeus, ei mittausta ennen lukemaa
4	009 OV-JY	0234+0364.8	0234+0645.5	280.725	1490	75	104	104	1500	120	
5	009 OV-JY	0234+0913.5	0235+0405.4	492.783	779	130	164	164	750	120	
6	009 OV-JY	0235+0773.4	0236+0119.1	345.484	978	115	152	152	1000	120	
7	009 OV-JY	0237+0601.3	0237+0914.9	313.597	971	150	170	170	1000	120	4. asteen siirtymäkaaret
8	009 OV-JY	0241+0390.5	0241+0566.6	176.174	747	140	145	145	750	120	
9	009 OV-JY	0246+0650.0	0246+0878.7	229	1000	75	115	115	1000	120	
10	009 OV-JY	0253+0102.9	0253+0133.2	30.316	2300	40	36	36	2300	100	Alhaisempi nopeus
11	009 OV-JY	0257+0058.9	0257+0231.8	172.907	1992	60	75	75	2000	120	
12	009 OV-JY	0268+0078.4	0268+0322.9	244.48	1400	75	94	94	1400	120	
13	009 OV-JY	0272+0472.8	0272+0753.7	280.91	505	145	140	140	500	100	Jyrkkä kaarre, alhaisempi nopeus
14	009 OV-JY	0306+0362.6	0306+0478.4	115.726	3003	50	85	85	3000	160	Suurempi nopeus
15	009 OV-JY	0314+0319.0	0314+0777.9	2500	4200	30	50	50	4000	160	Suurempi nopeus

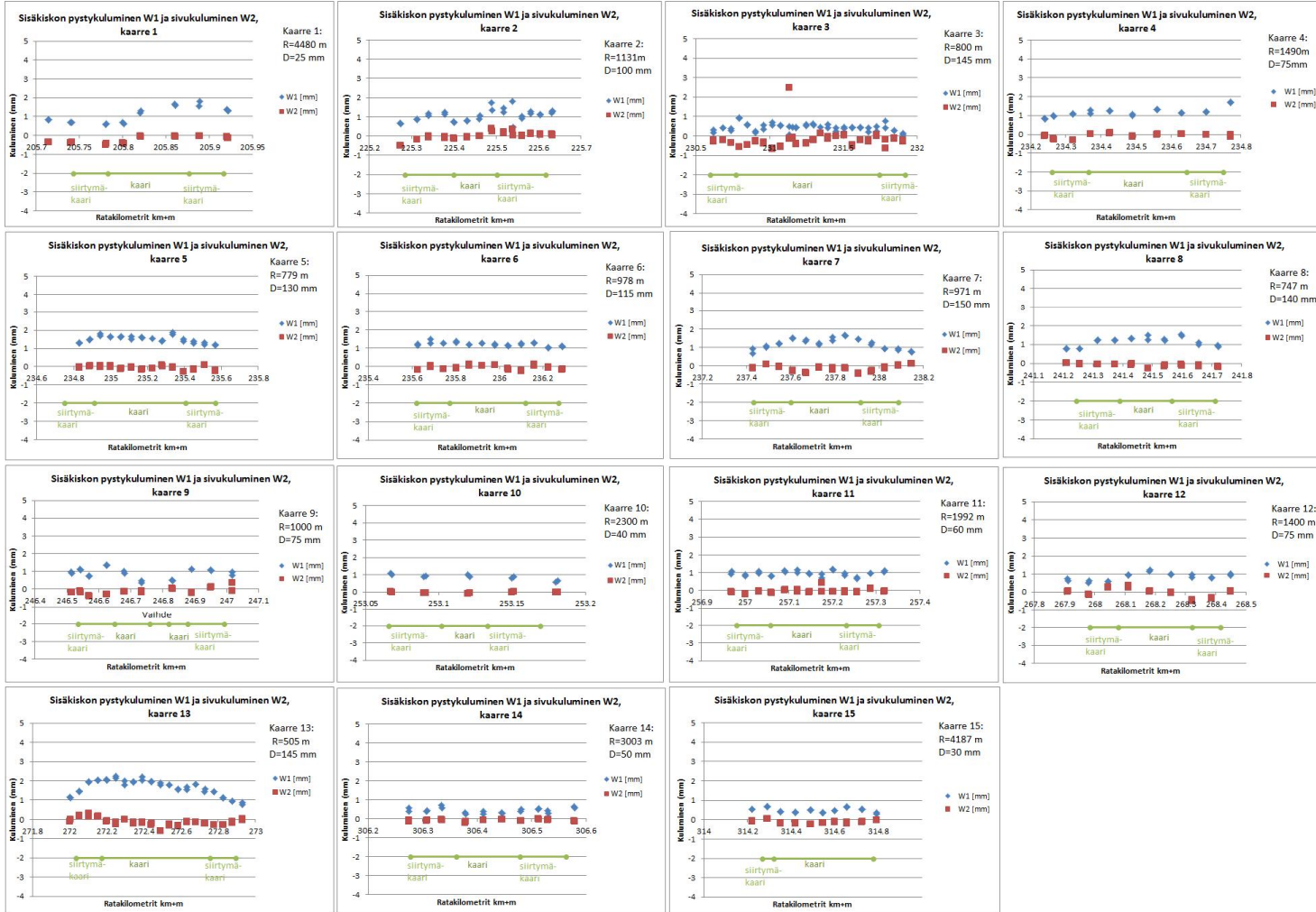
### Mittauskohteet radalla Kontiomäki - Vartius

	AlkuKm	LoppuKm	Kaarresäde	Kallistus	Siirtymäkaari1	Siirtymäkaari2	Nopeus
1	659+500	660+000	1235	40	30	30	80
2	660+000	660+500	721	40	30	60	80
3	662+300	663+000	594	45	36	40	80
4	679+000	679+600	1200	40	45	45	80
5	680+000	681+000	2000	25	30	30	80
6	681+700	681+900	3000	20	30	30	80

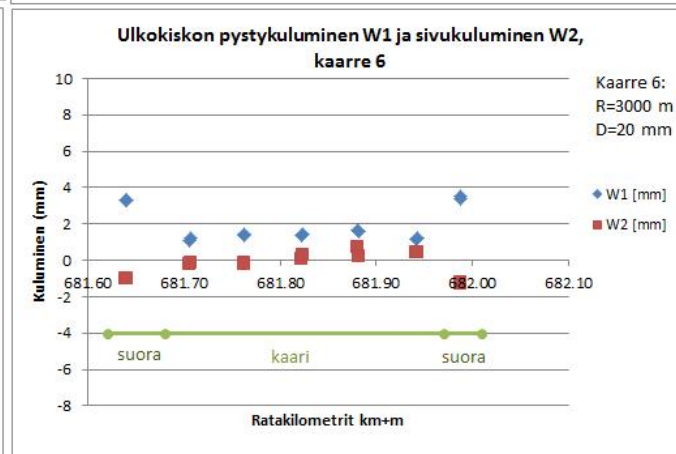
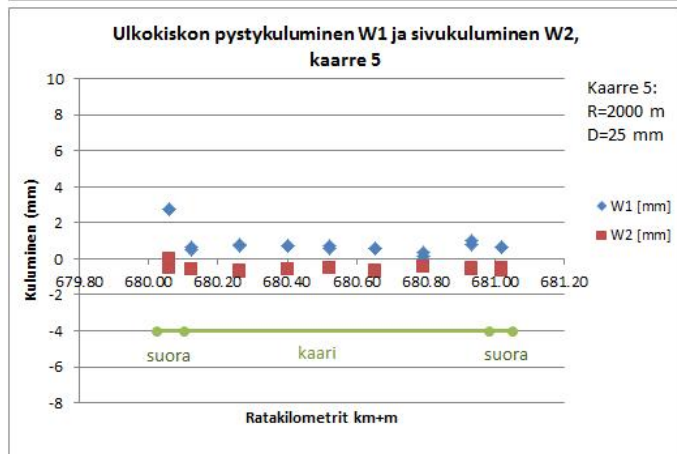
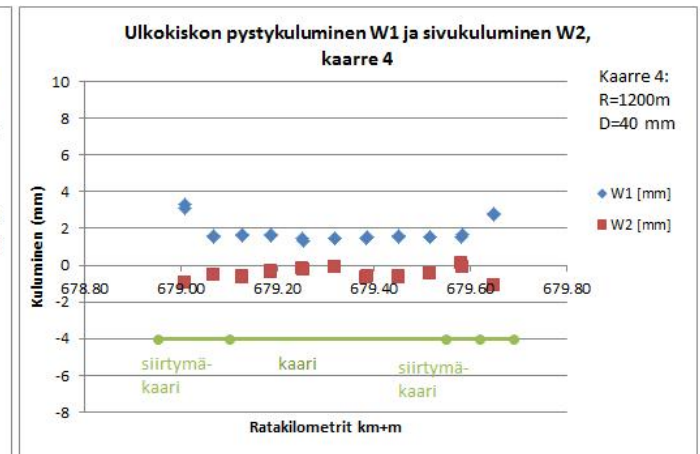
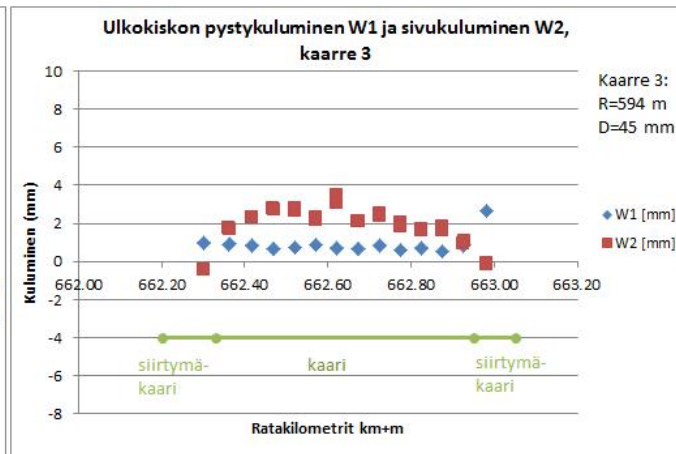
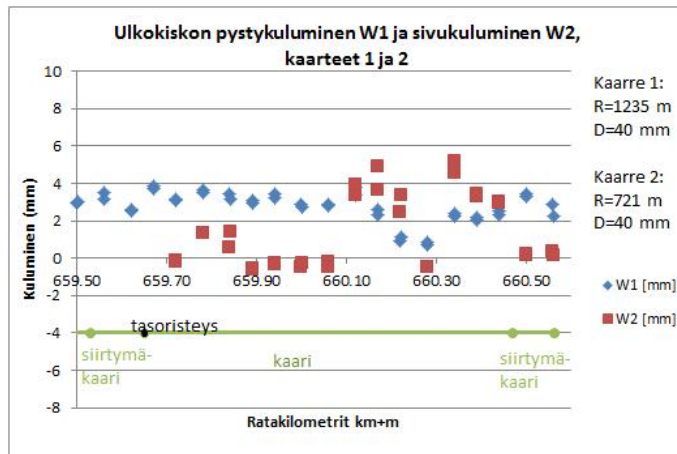
Tampere–Jyväskylä-rataosuuden kesän 2013 kuluneisuusmittauksien tulokset, ulkokiskon pystykuluminen (W1) ja sivukuluminen (W2)



# Tampere–Jyväskylä-rataosuuden kesän 2013 kuluneisuusmittauksien tulokset, sisäkiskon pystykuluminen (W1) ja sivukuluminen (W2)

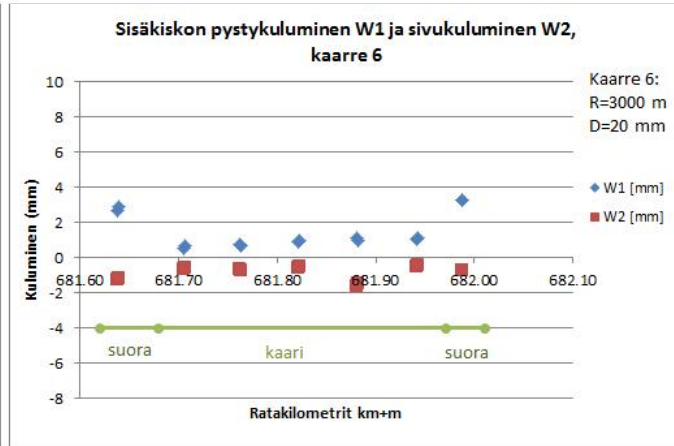
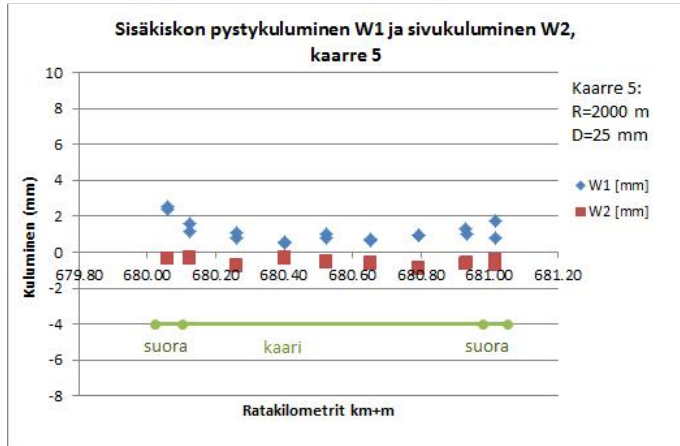
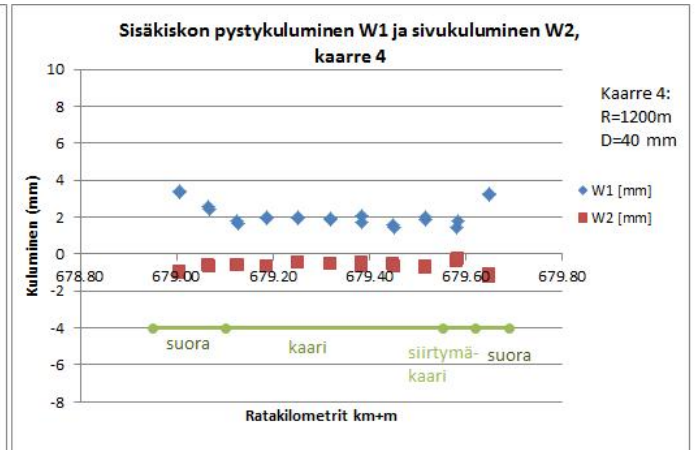
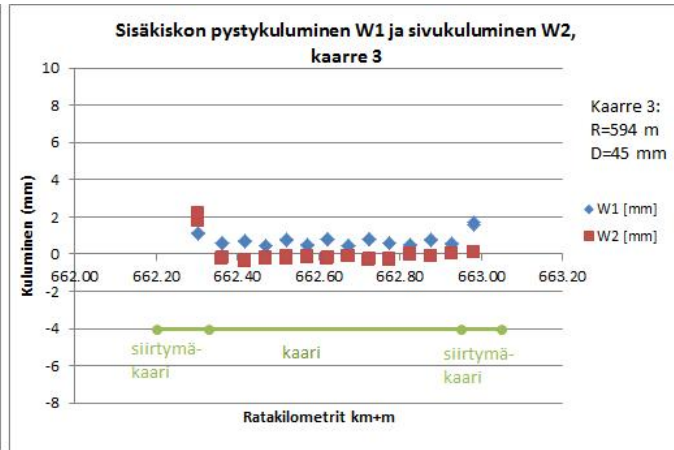
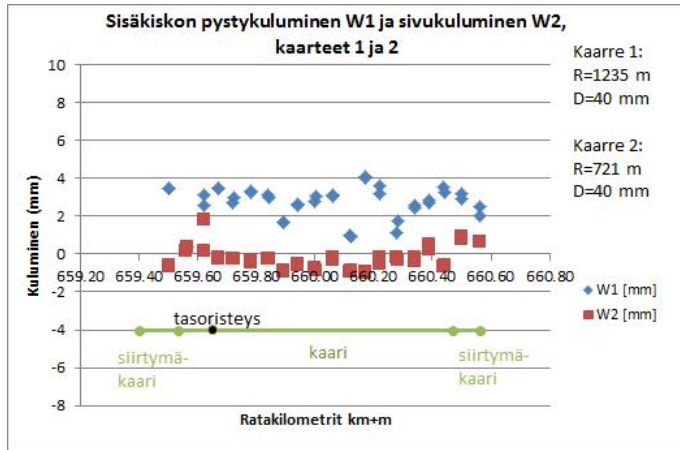


Kontiomäki–Vartius-rataosuuden kesän 2013 kuluneisuusmittauksien tulokset, ulkokiskon pystykuluminen (W1) ja sivukuluminen (W2)

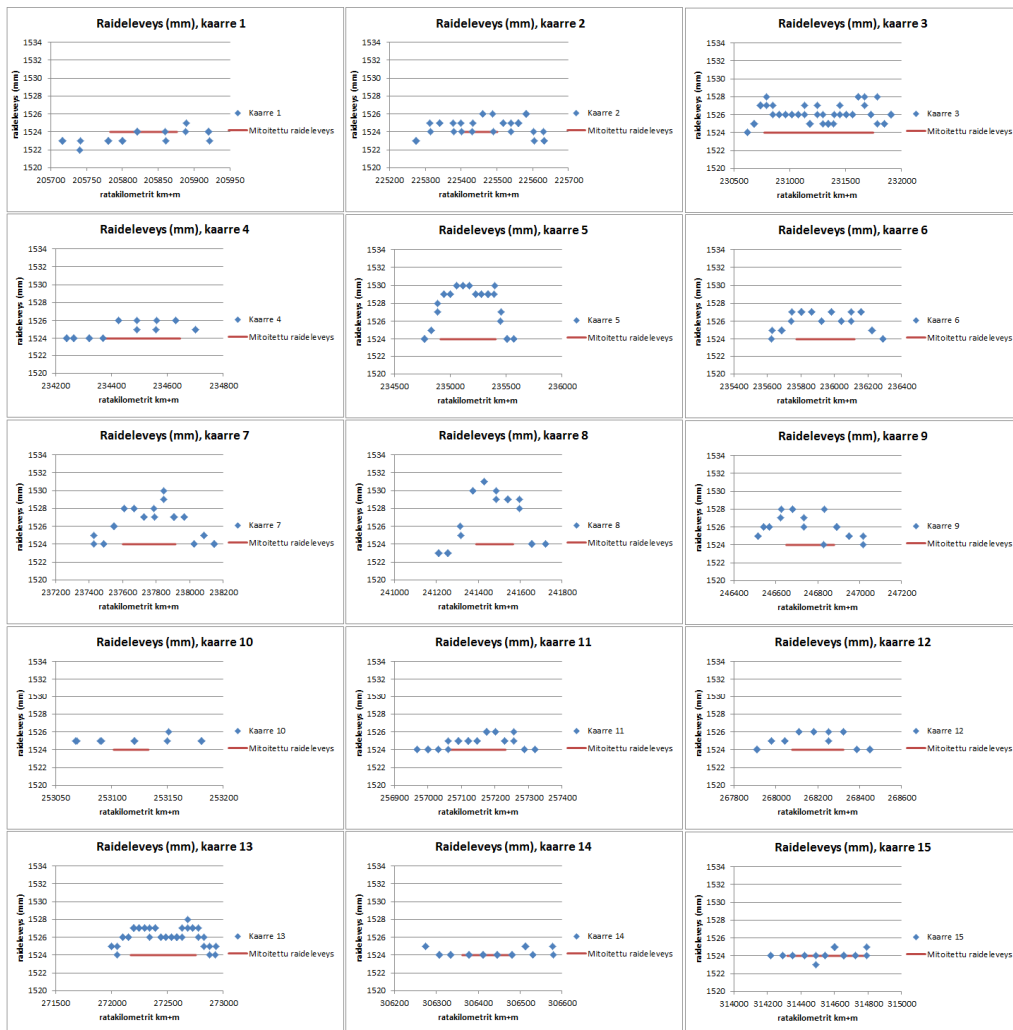




Kontiomäki-Vartius-rataosuuden kesän 2013 kuluneisuusmittauksien tulokset, sisäkiskon pystykuluminen (W1) ja sivukuluminen (W2)

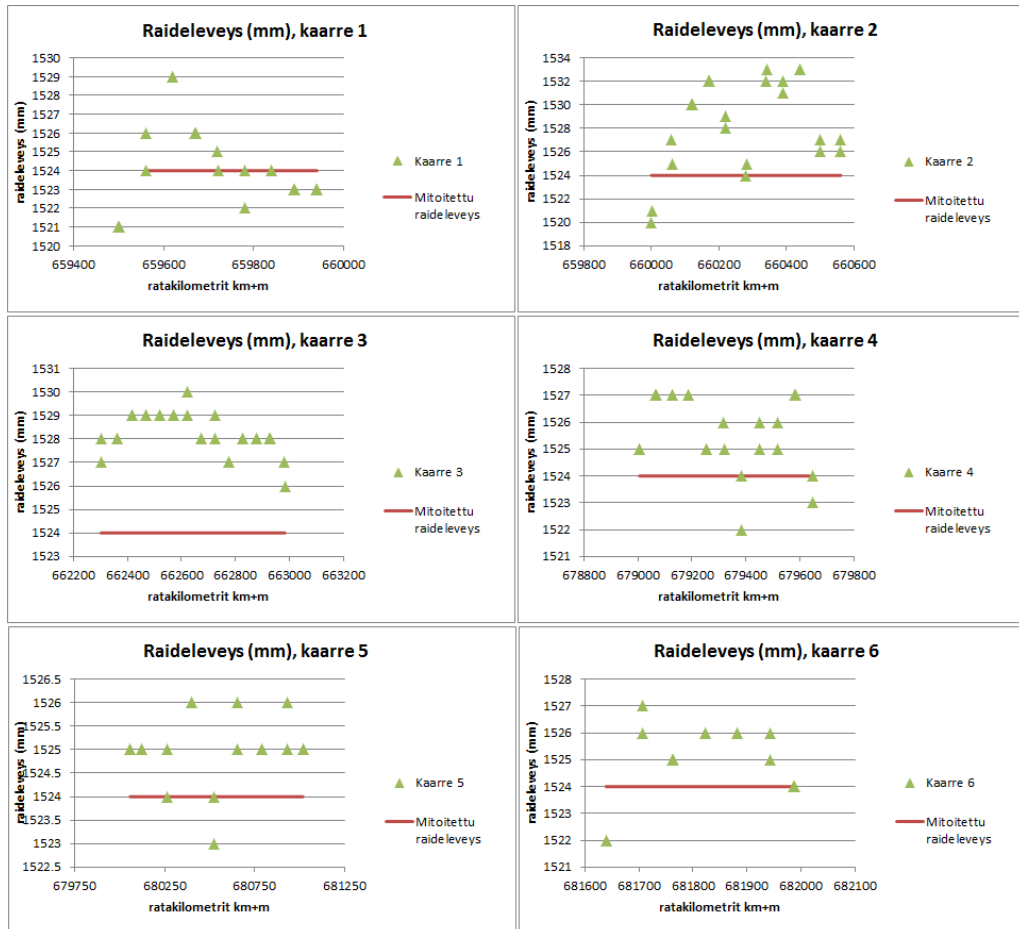


# Tampere–Jyväskylä-rataosuuden raideleveysmittaukset

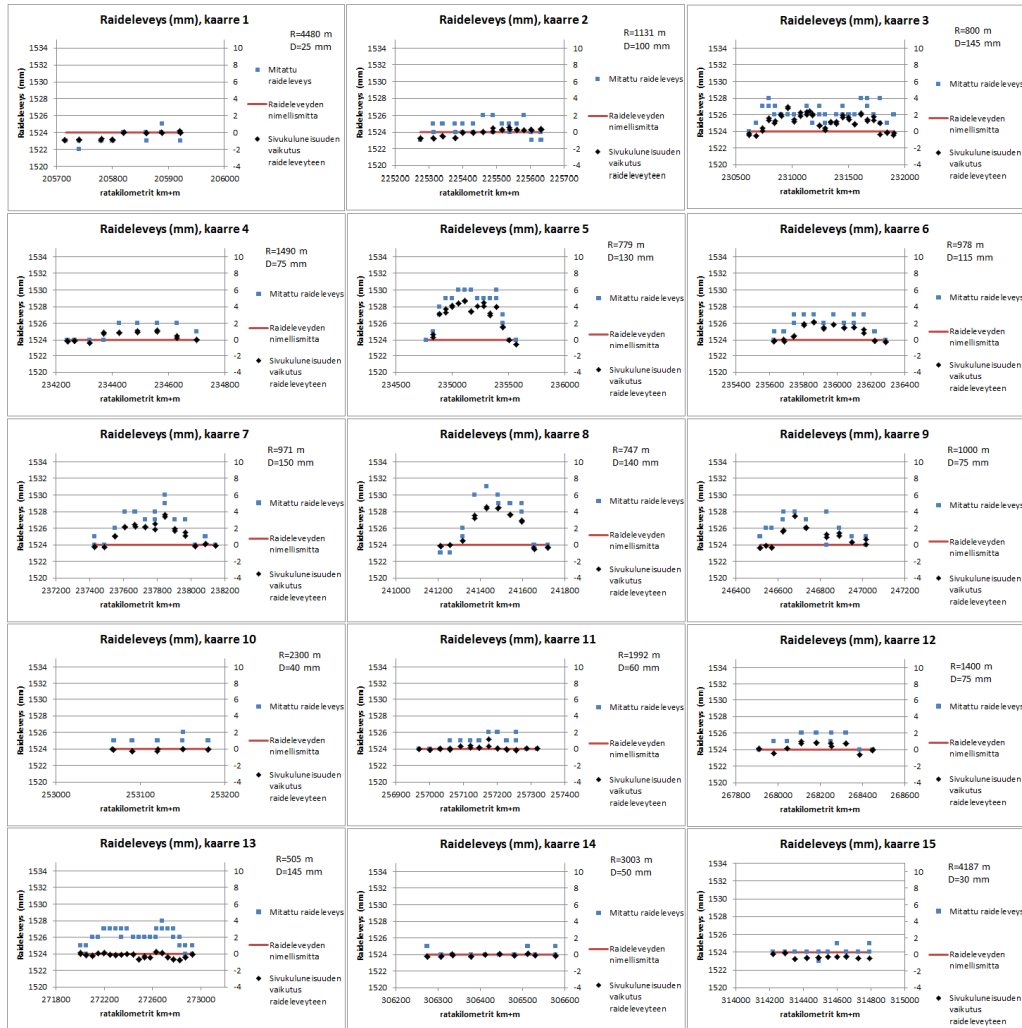




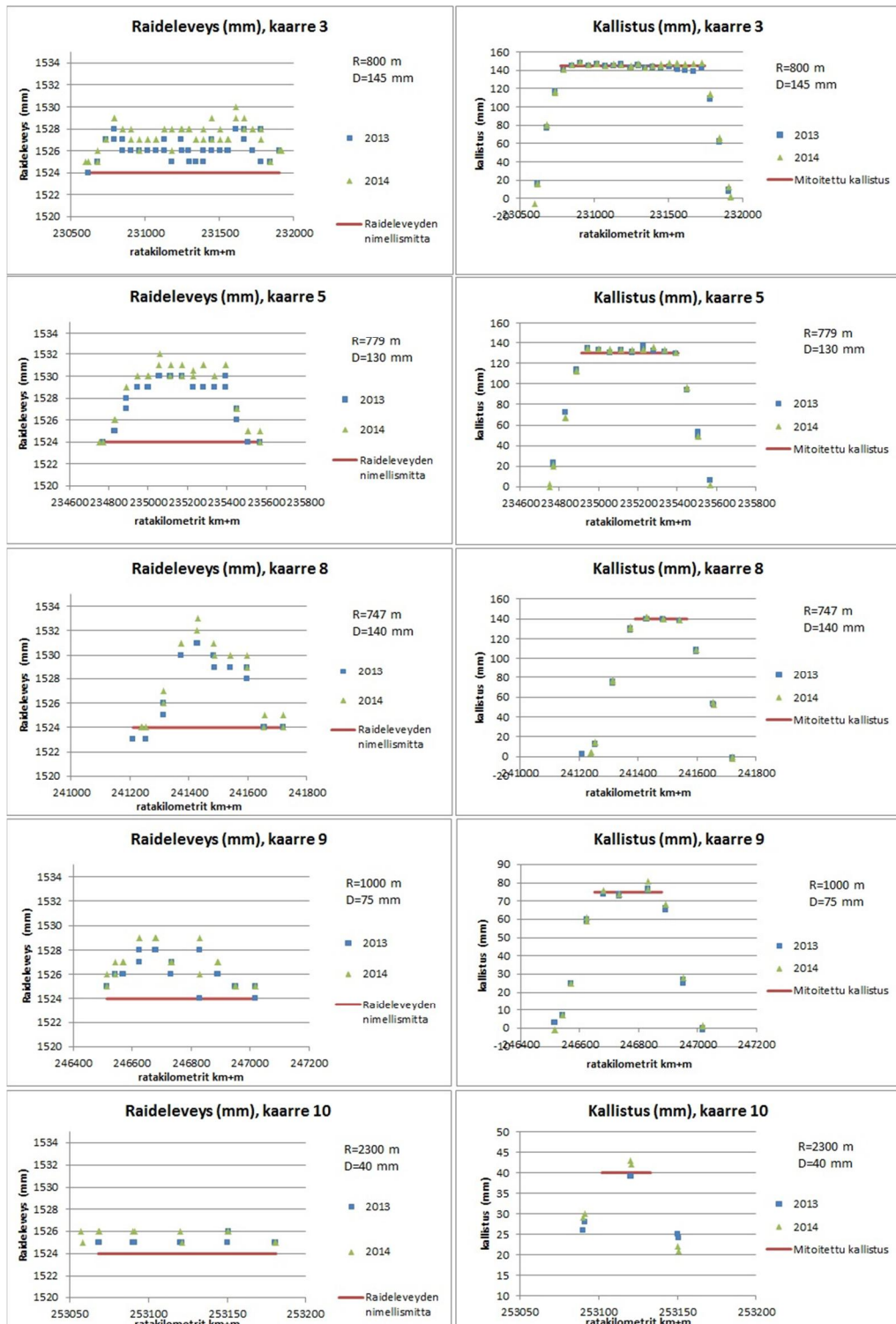
## Kontiomäki–Vartius-rataosuuden raideleveysmittaukset



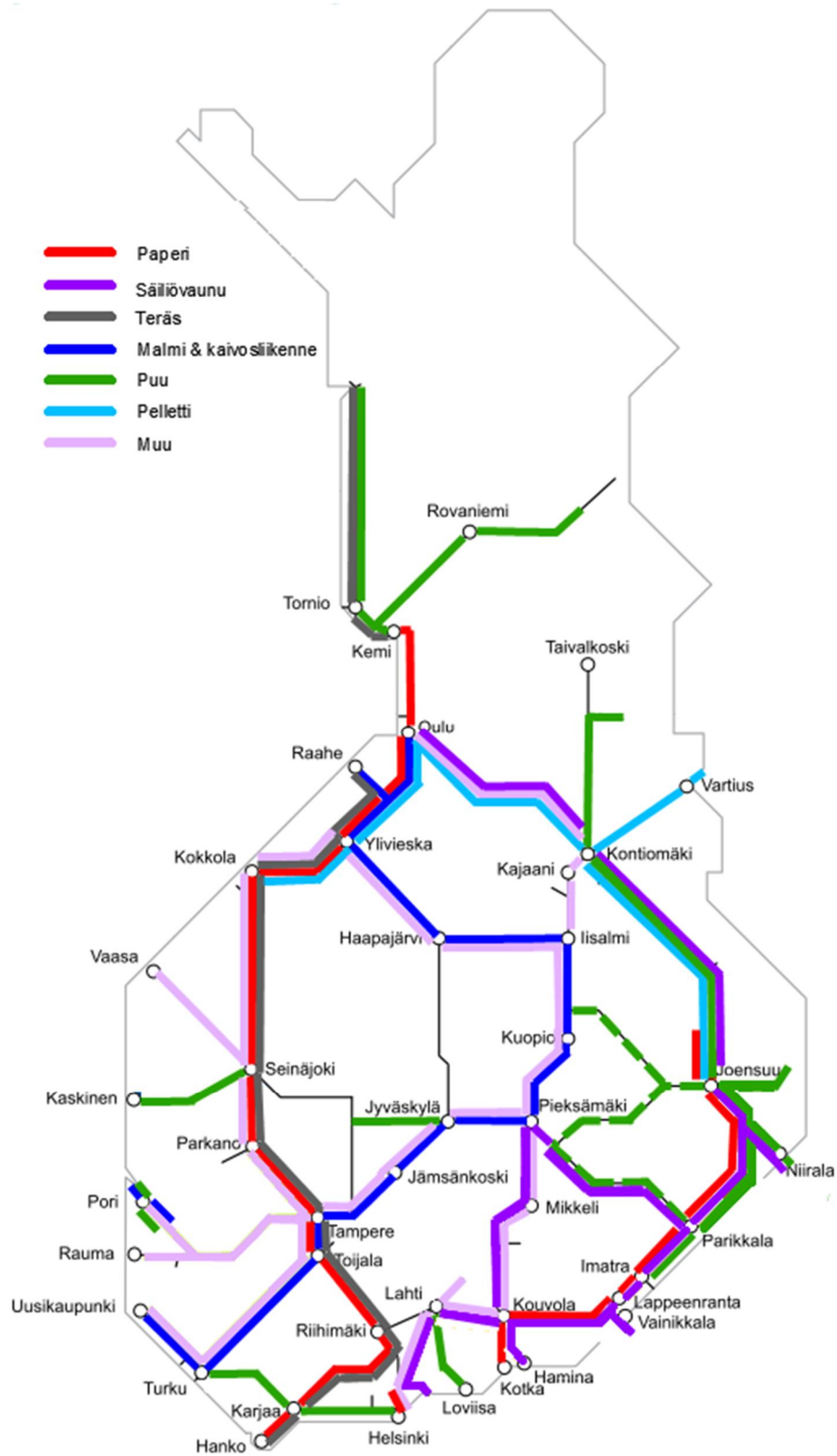
# Kiskojen sivukulumisen vaikutus raidelevyyteen Tampere– Jyväskylä-rataosuuden mittauskaarteissa kesällä 2013



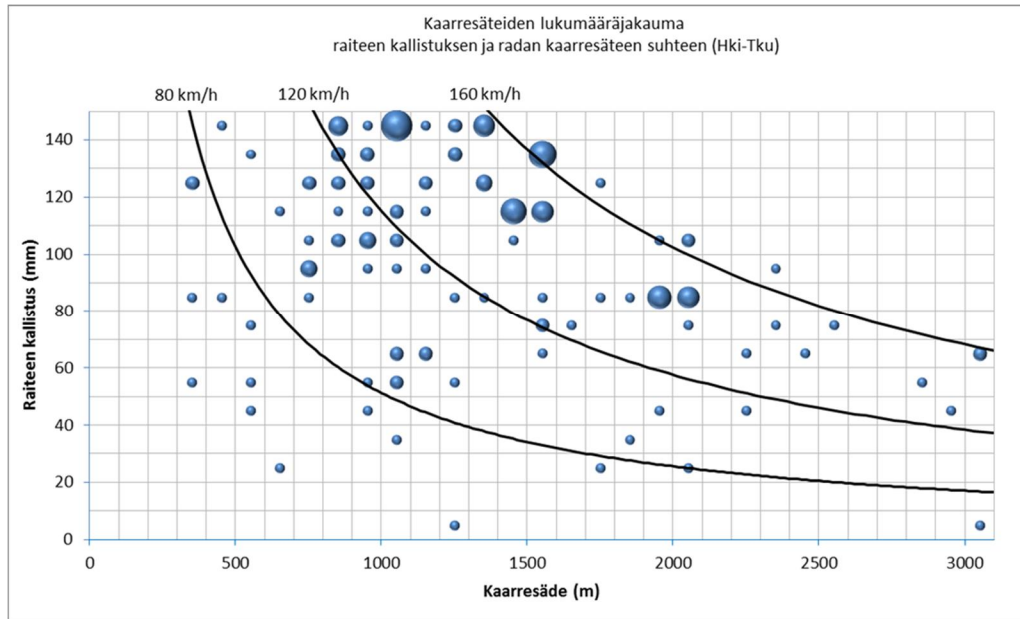
## Raideleveys- ja kallistusmittauksien vertailu v. 2013 ja 2014 Tampere–Jyväskylä-rataosuudella



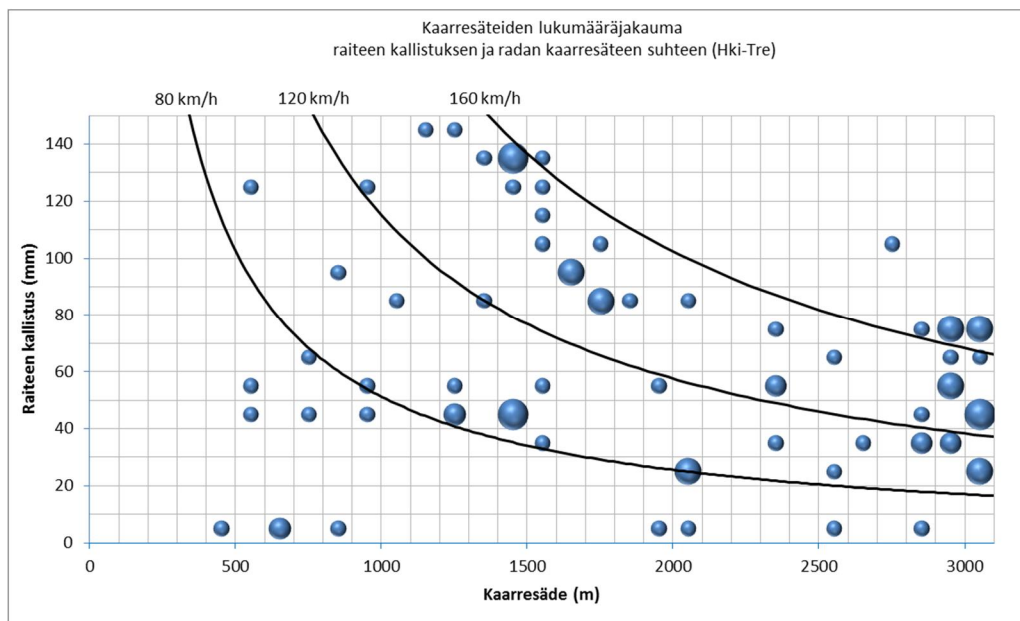
## Arvio eri rataosuuksilla liikkuvista kalustotyypeistä



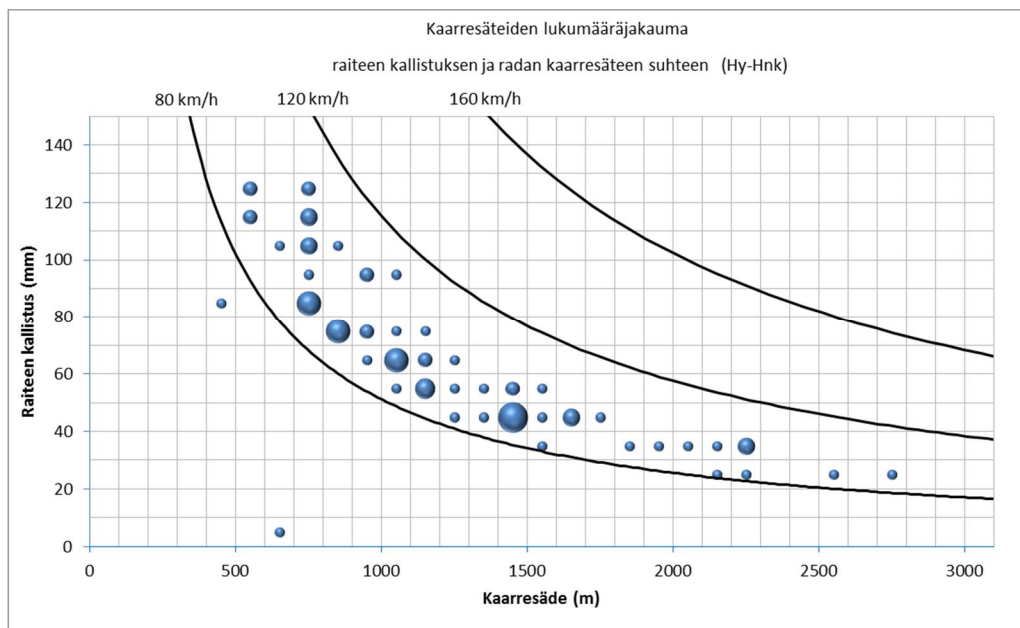
## Yhteenveto rataosittain kaarteiden kallistuksista ja kaarresäteistä



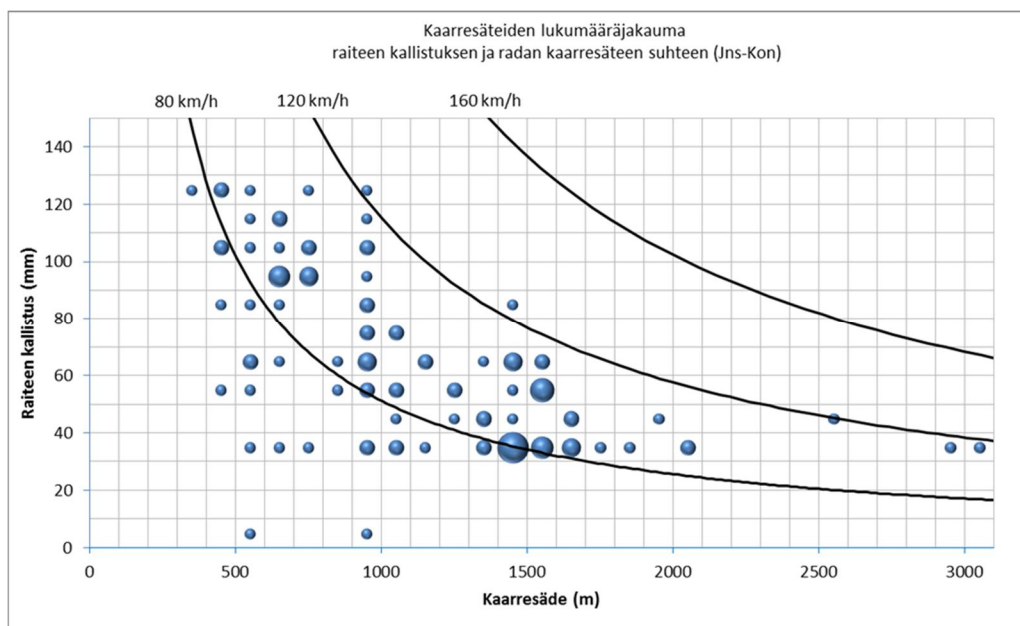
*Helsingin ja Turun välisen radan vaakageometriaa maksiminopeuksineen.*



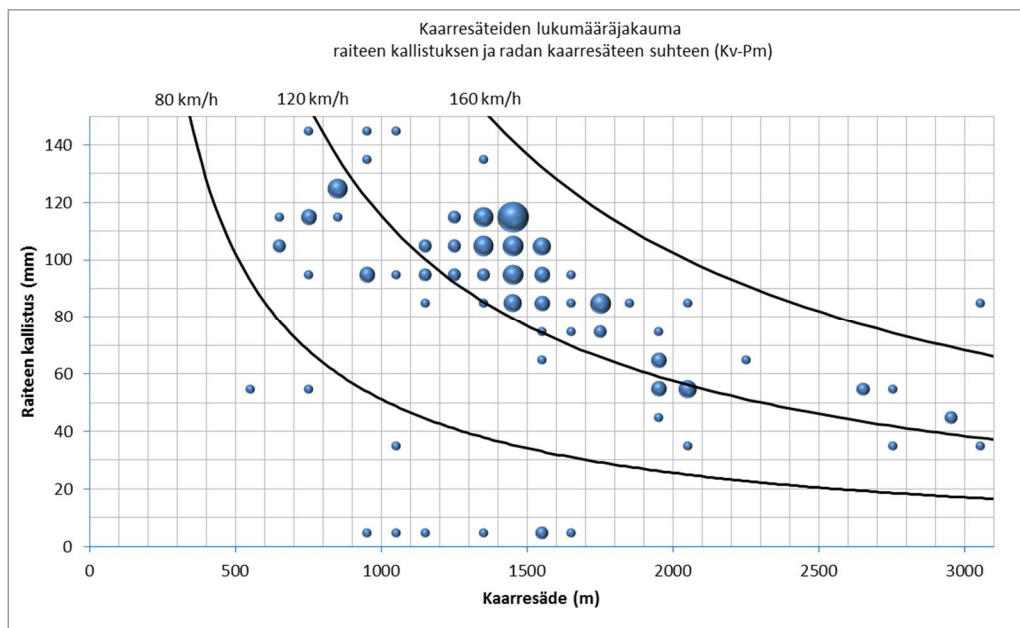
*Helsingin ja Tampereen välisen radan vaakageometriaa maksiminopeuksineen.*



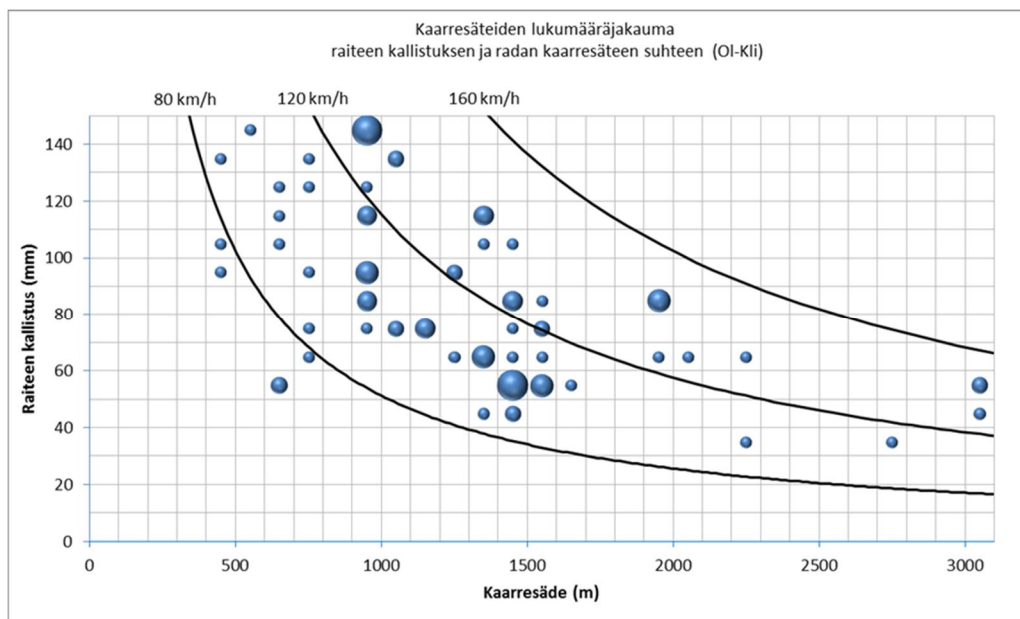
*Hyvinkään ja Hangon välisen radan vaakageometriaa maksiminopeuksineen*



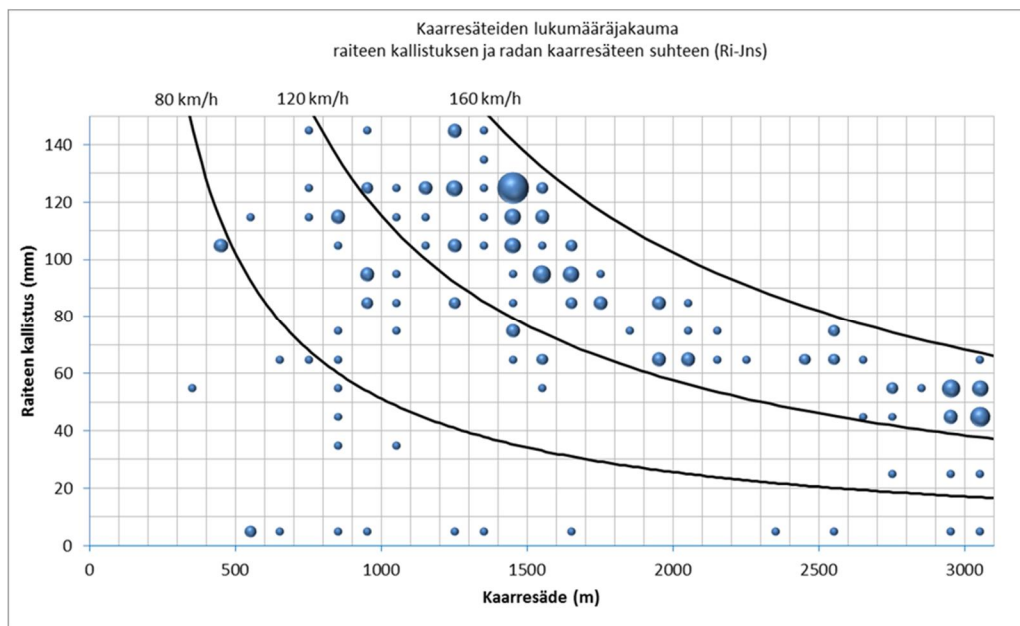
*Joensuun ja Kontiomäen välisen radan vaakageometriaa maksiminopeuksineen*



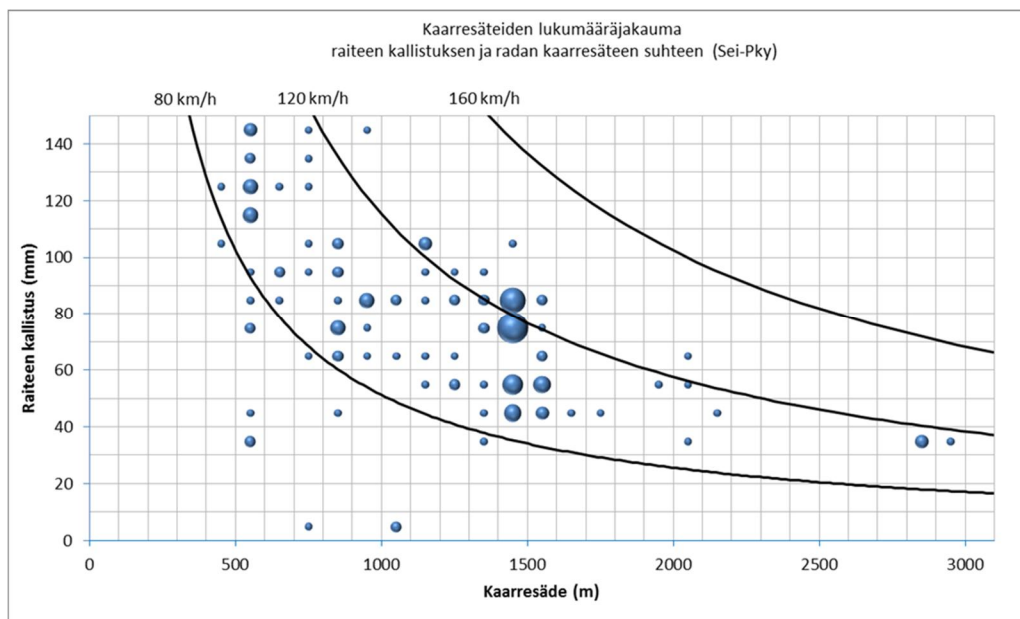
*Kouvolan ja Pieksämäen välisen radan vaakageometriaa ja maksiminopeudet*



*Oulun ja Kolarin välisen radan vaakageometriaa ja maksiminopeudet*

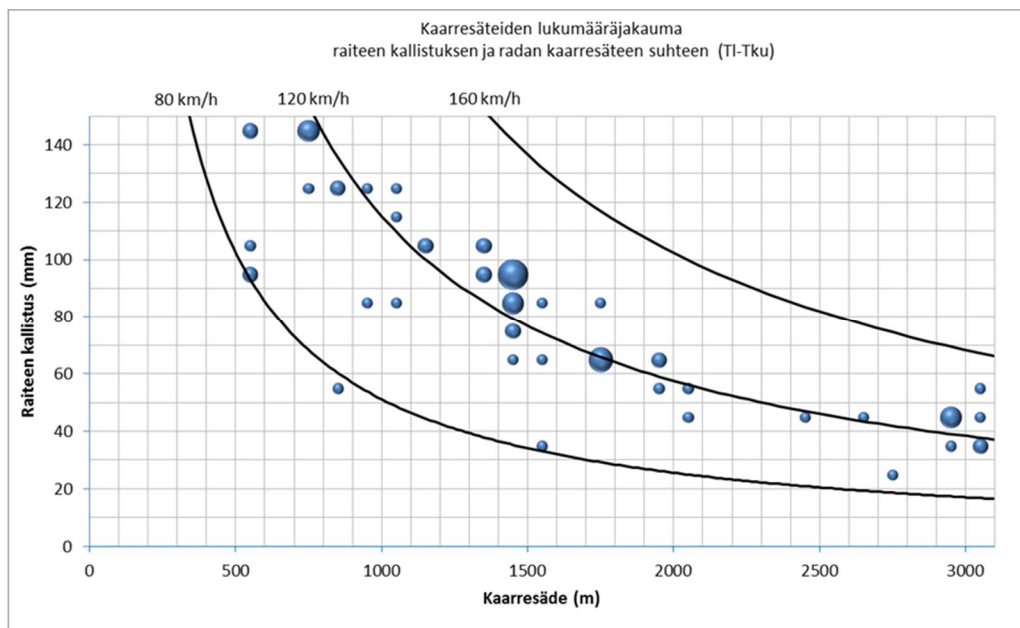


*Riihimäen ja Joensuun välisen radan vaakageometriaa ja maksiminopeudet*

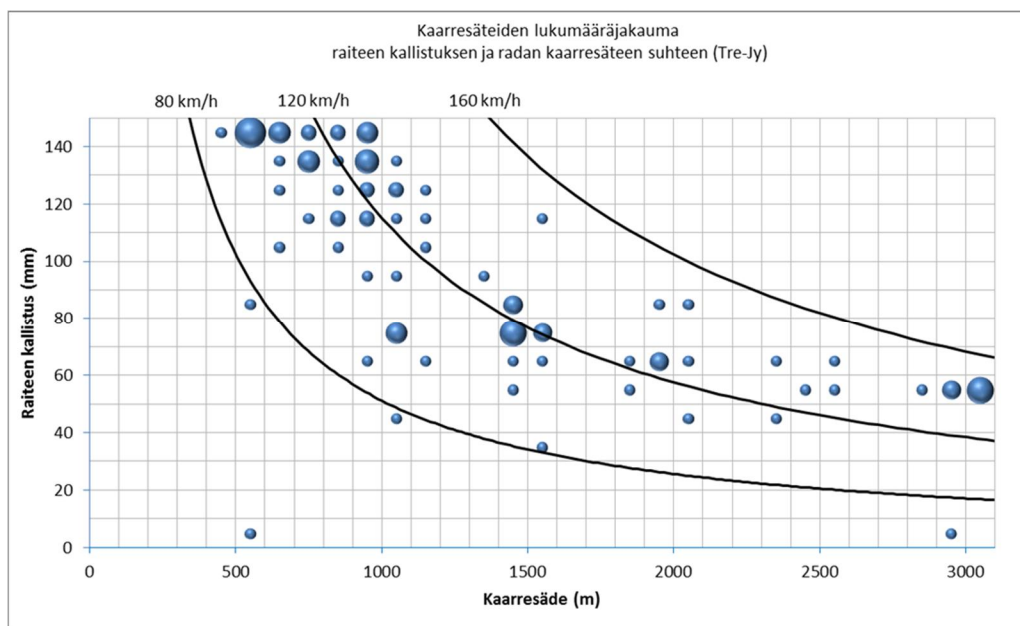


*Seinäjoen ja Savolinnan välisen radan vaakageometriaa ja maksiminopeudet*

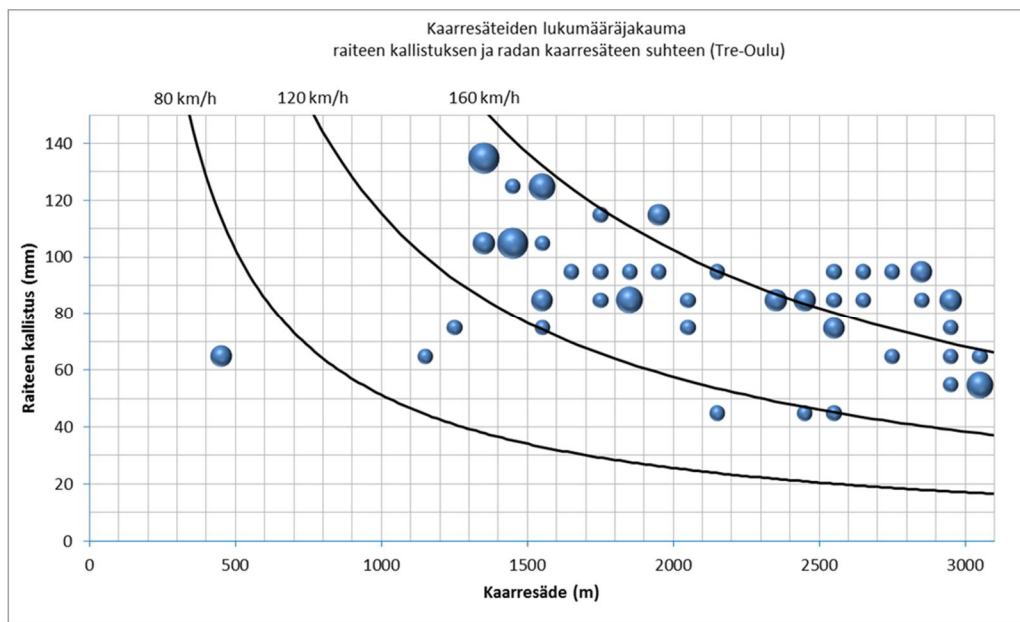




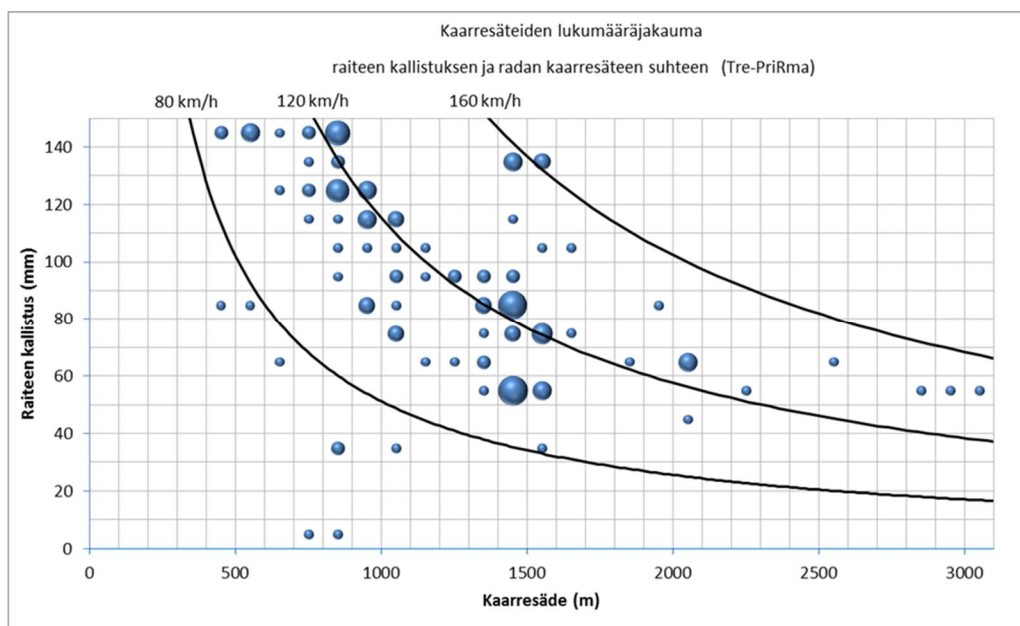
*Toijalan ja Turun välisen radan vaakageometriaa ja maksiminopeudet*



*Tampereen ja Jyväskylän välisen radan vaakageometriaa ja maksiminopeudet*

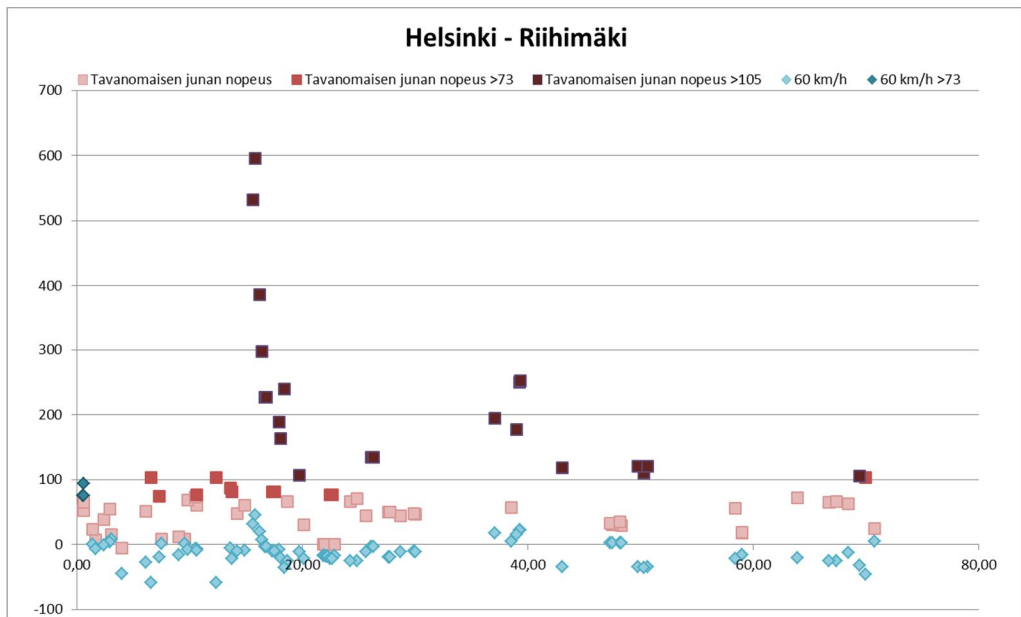
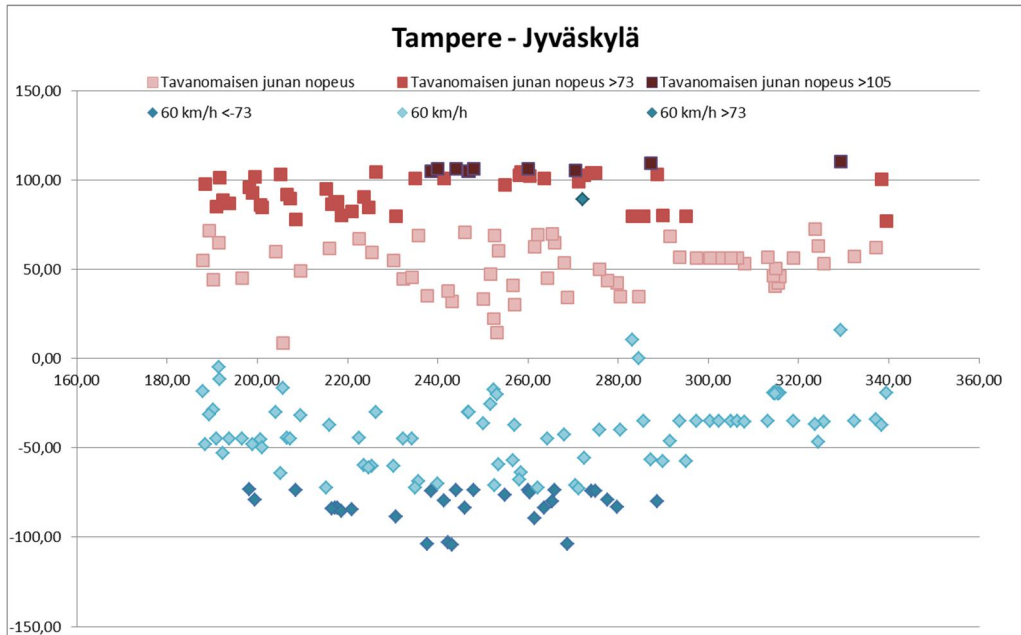


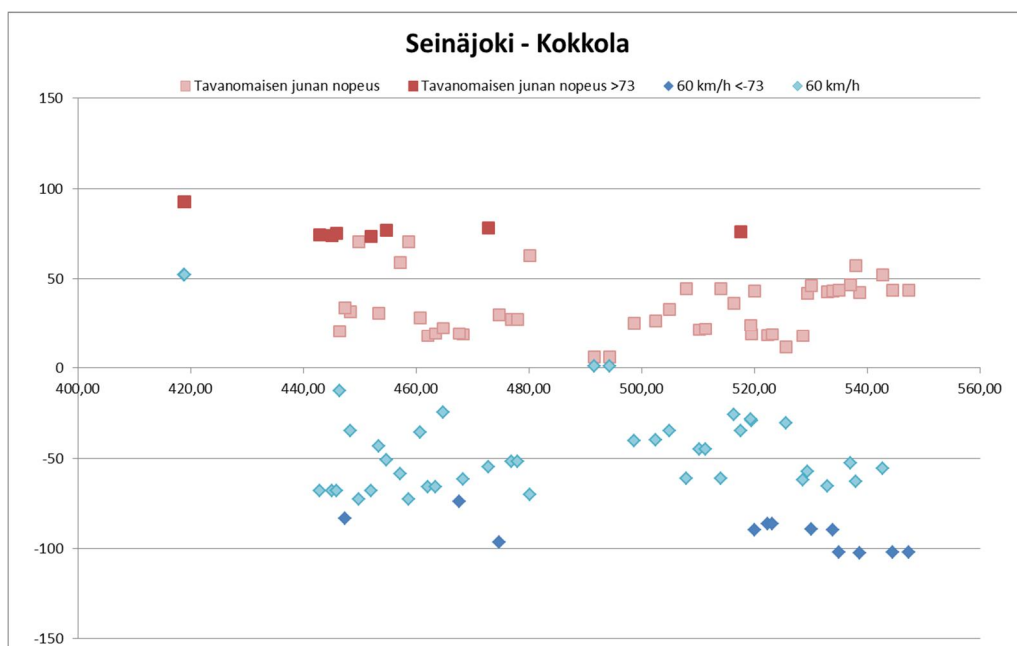
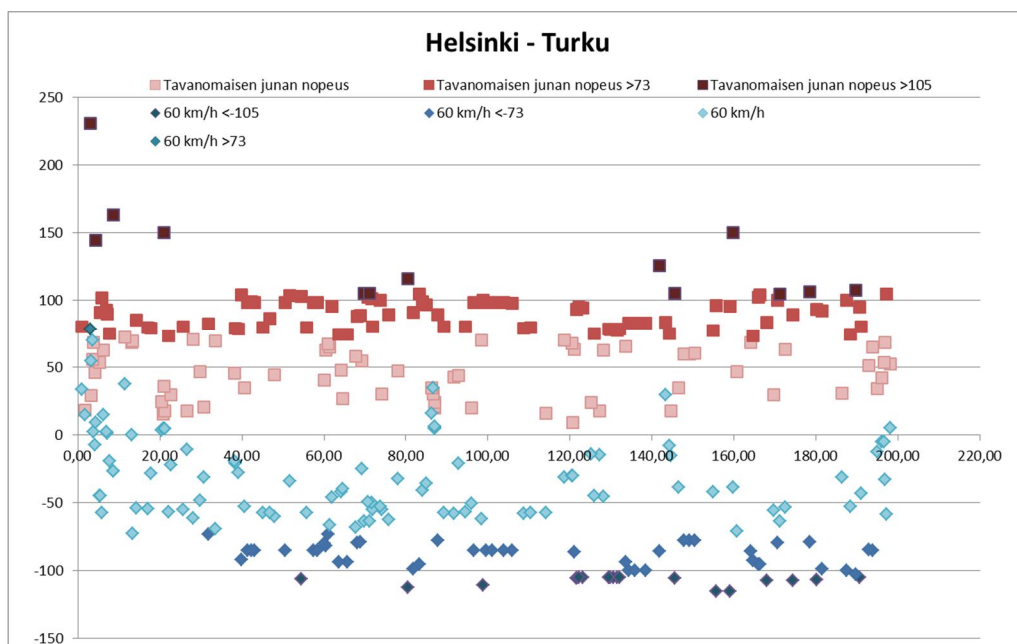
*Tampereen ja Oulun välisen radan vaakageometriaa ja maksiminopeudet*



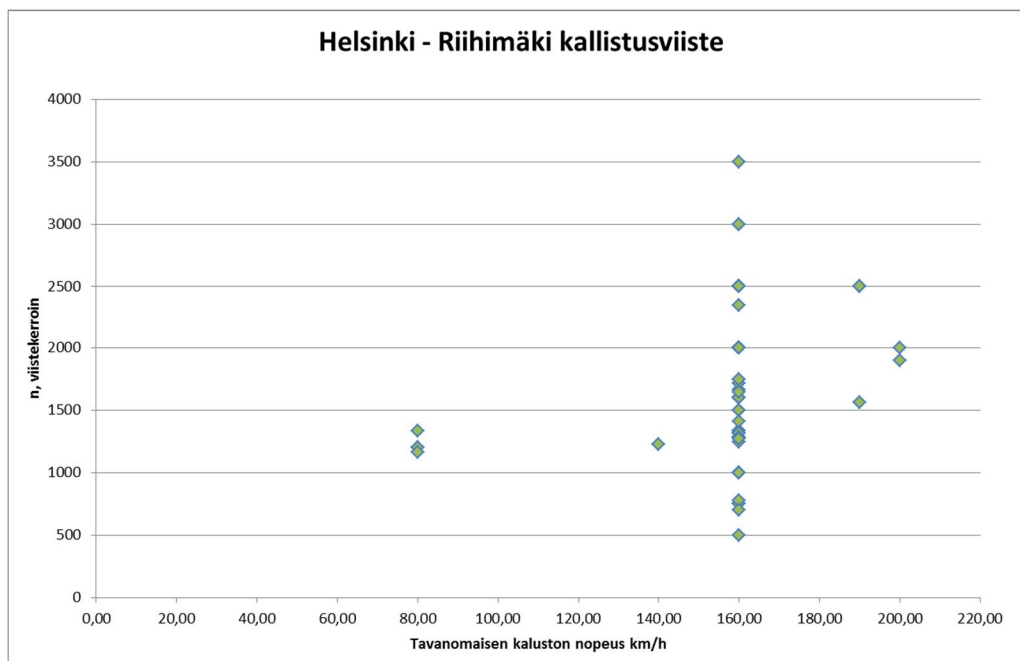
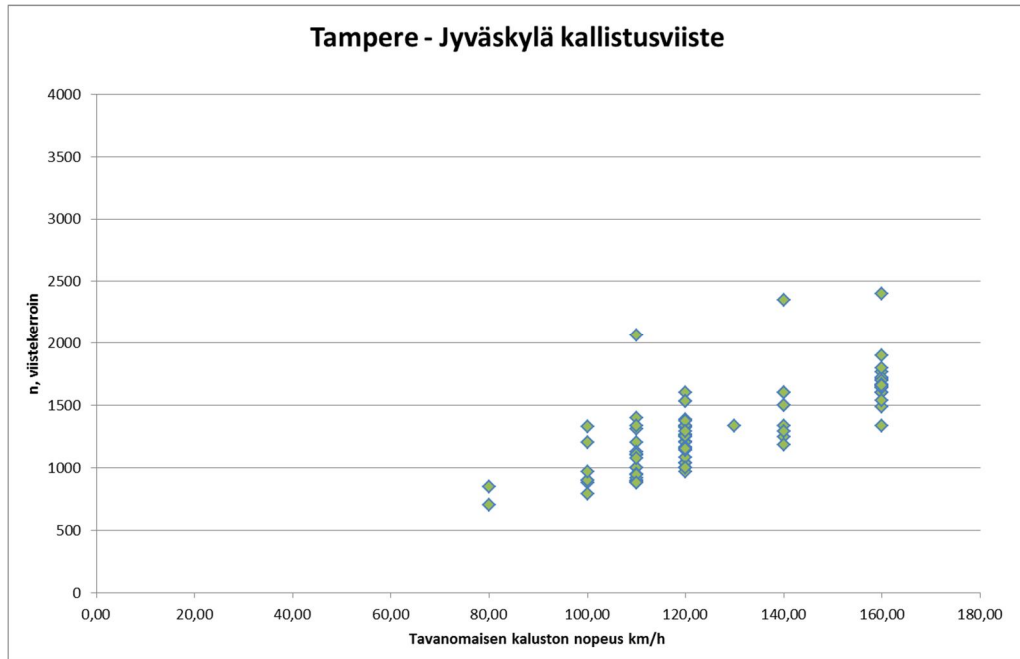
*Tampereen ja Porin sekä Tampereen ja Rauman välisten ratojen vaakageometriaa ja maksiminopeudet*

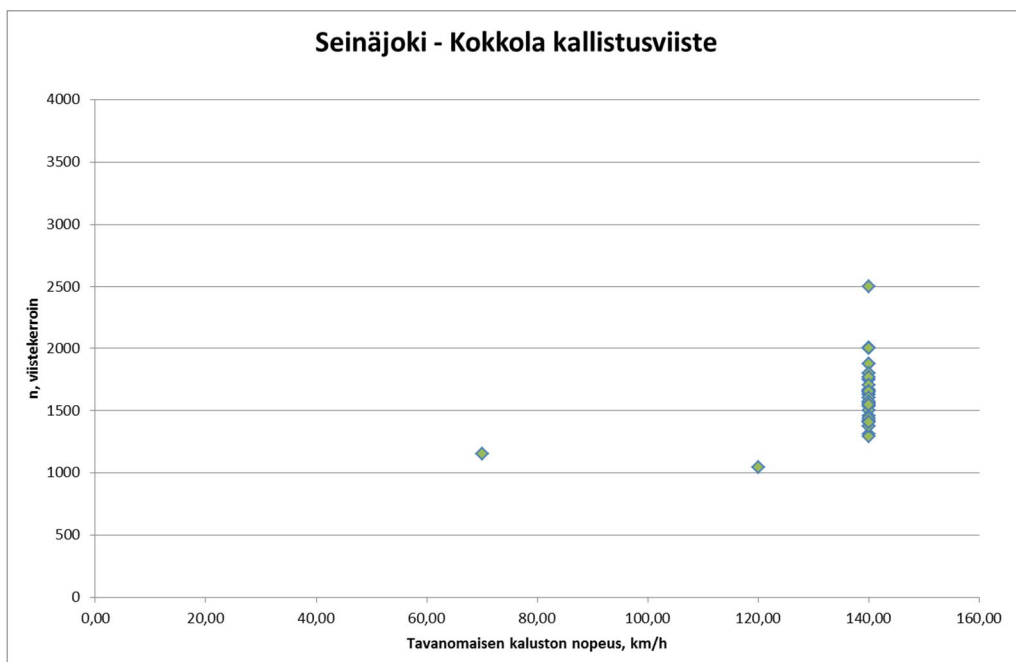
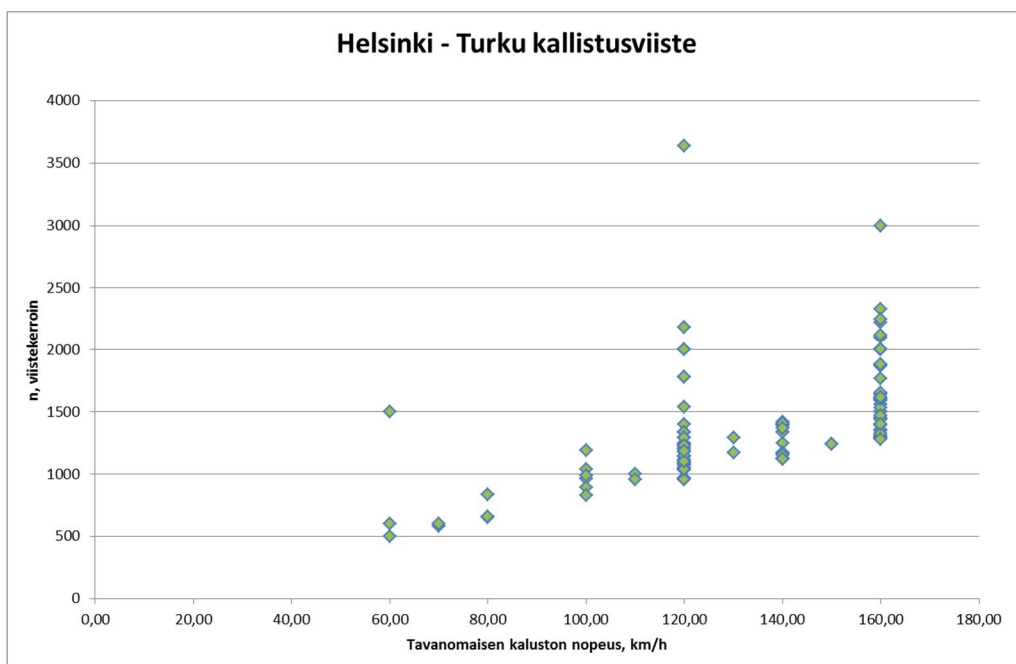
## Kallistuksen vajauksen taulukot rataosittain

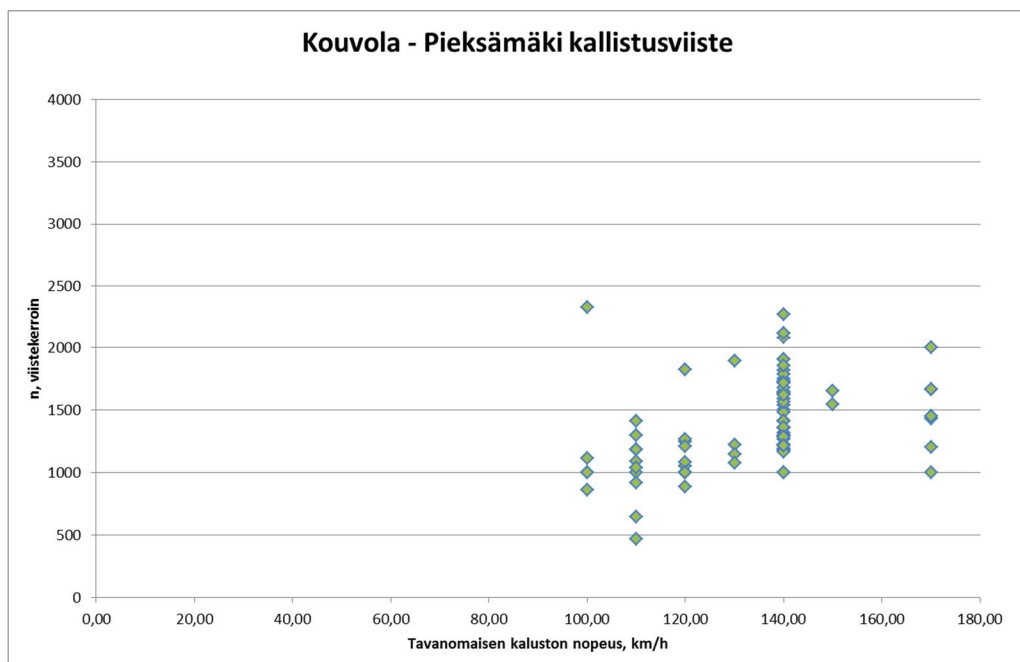
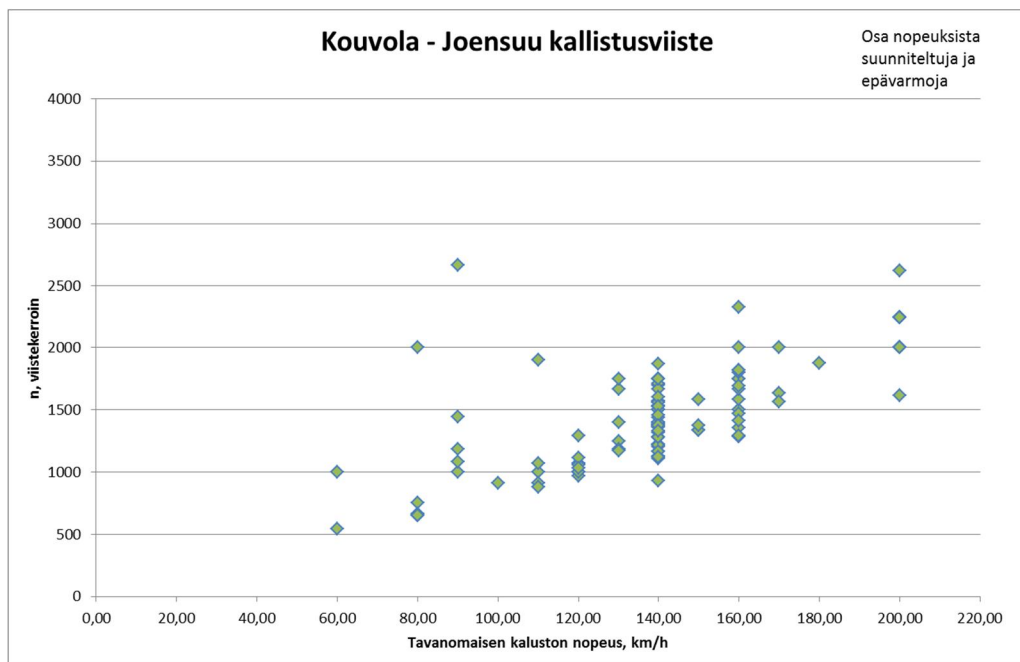


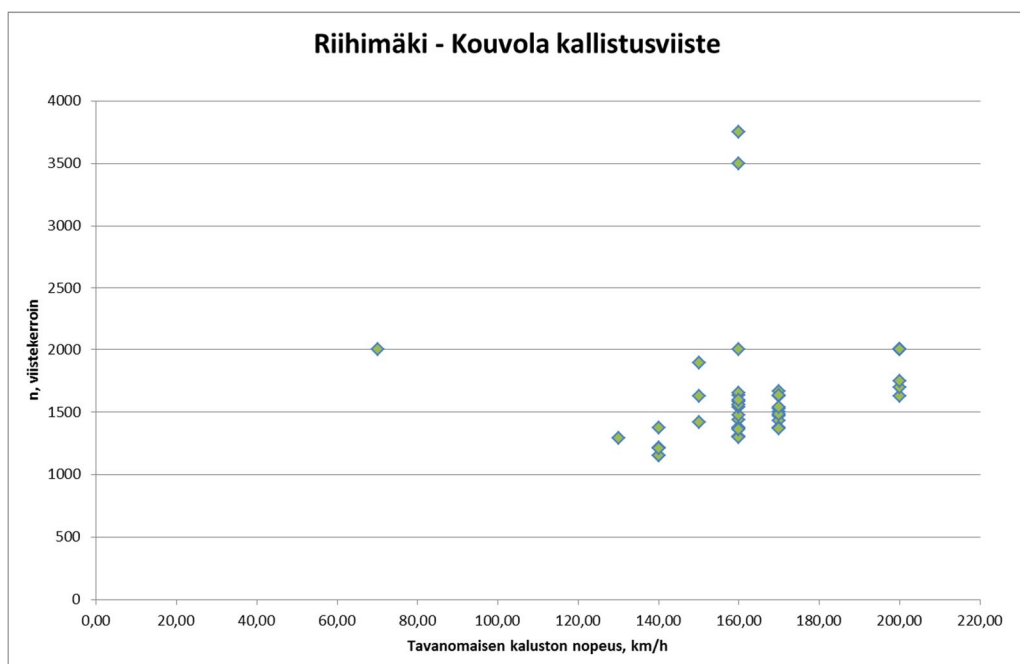
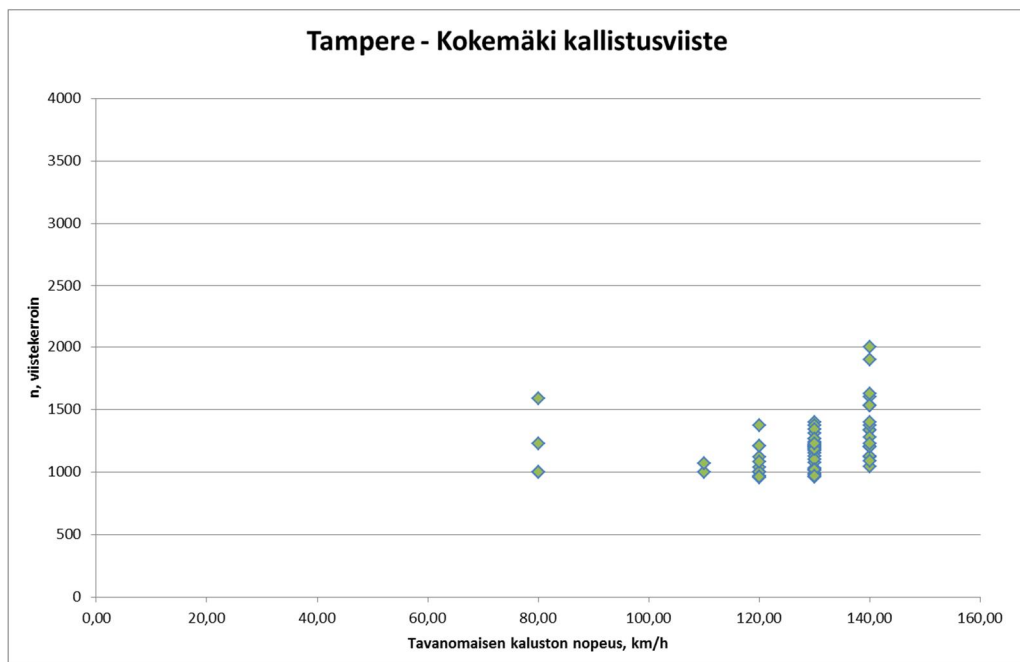


## Kallistusviisteen viistekertoimien taulukot rataosittain

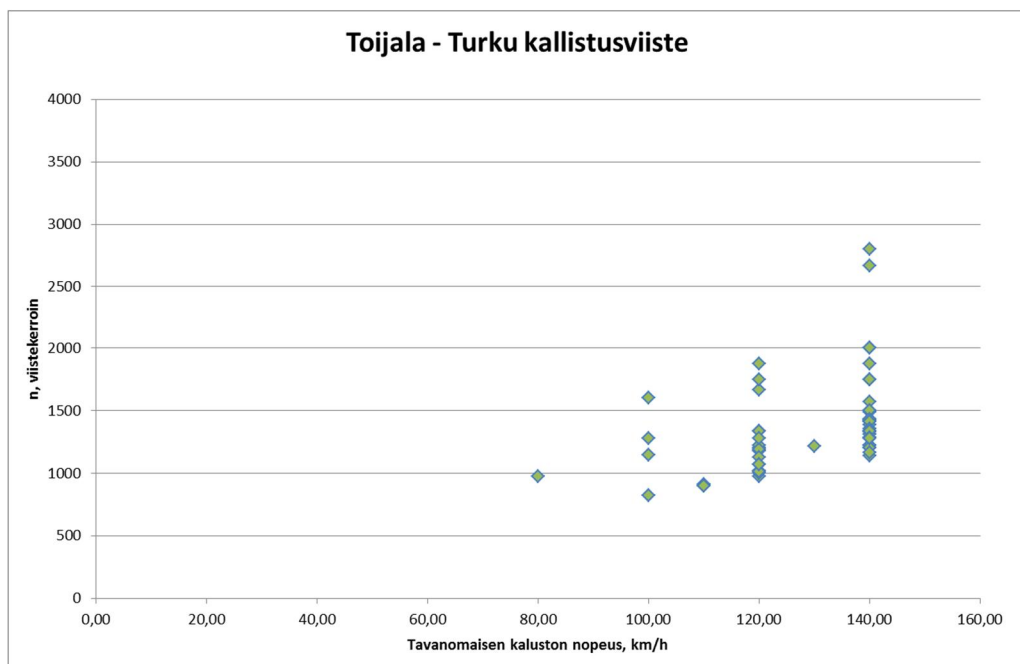
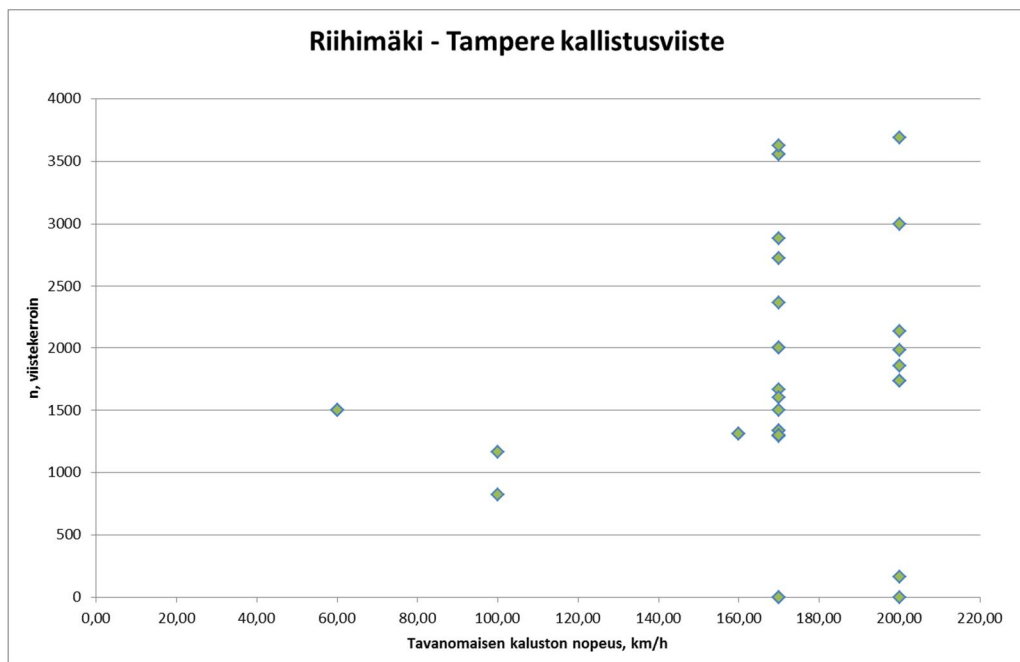


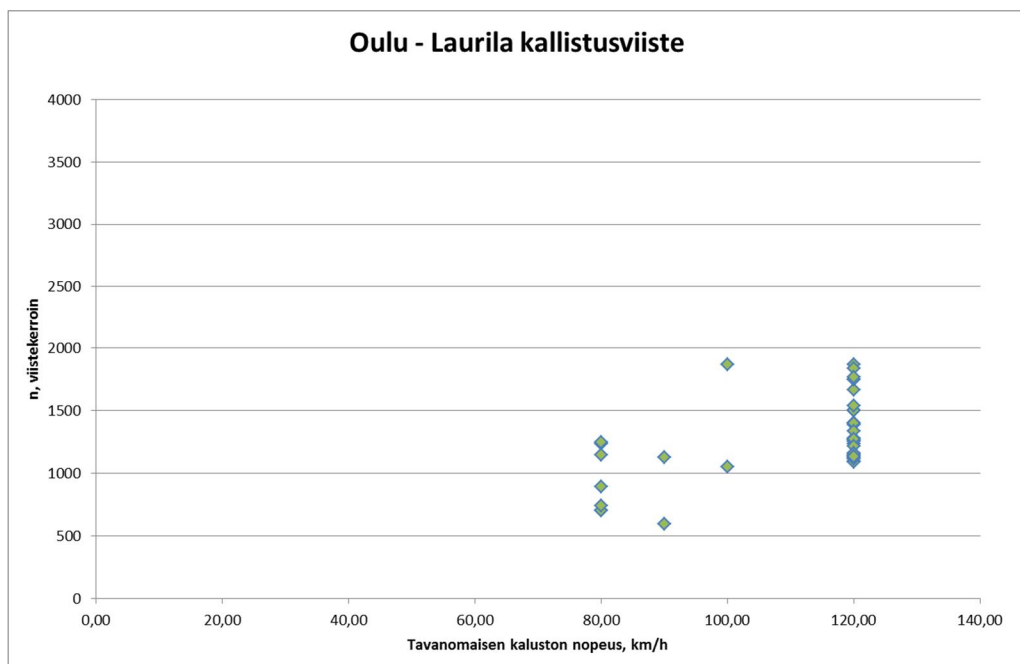
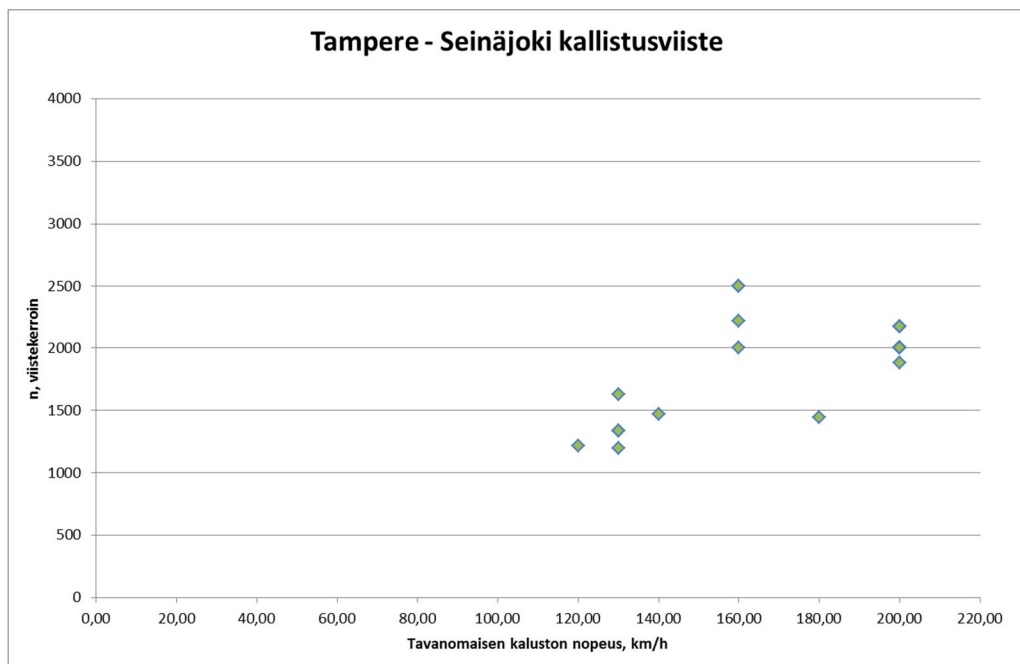


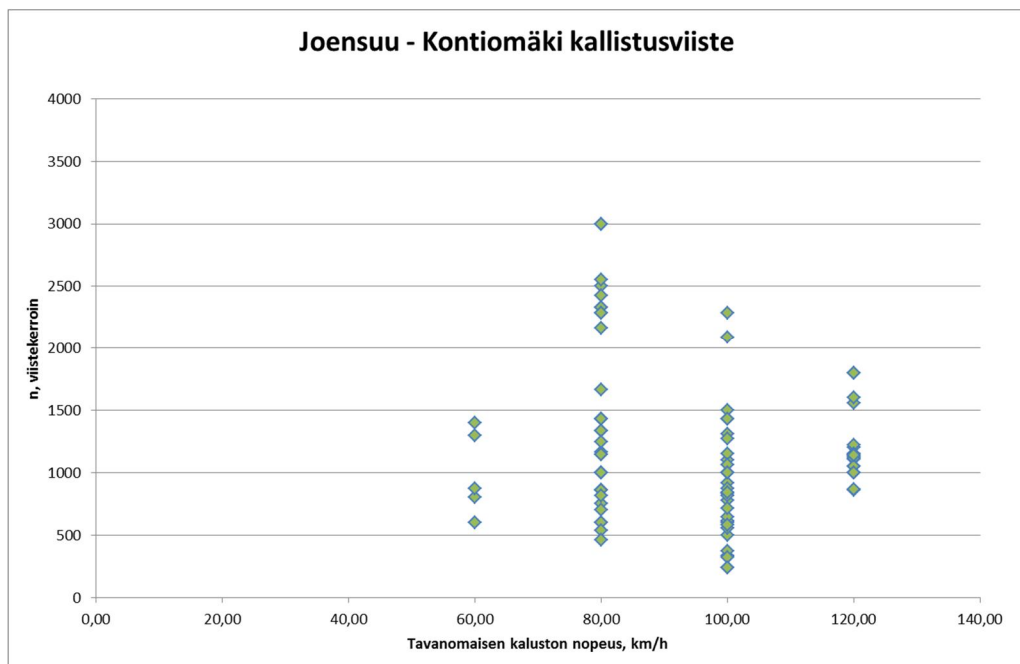
















ISSN-L 1798-6656  
ISSN 1798-6664  
ISBN 978-952-317-230-2  
[www.liikennevirasto.fi](http://www.liikennevirasto.fi)

Liik  
enne  
vira  
sto

