

Rautatiekiskon sivukuluneisuuden vaikutusten mallintaminen

Tiia-Riikka Loponen¹, Pekka Salmenperä, Antti Nurmikolu ja Jari Mäkinen

Tiivistelmä. Tässä artikkelissa käsitellään rautatiekiskon sivukuluneisuuden vaikutusta rautatiekaluston kulkuun. Kiskon sivukuluminen kasvattaa raideleveyttä, jolloin myös raidevälitys kasvaa. Raidevälitys säätelee laippakosketuksen syntyä, ja raidevälityksen kasvaminen mahdollistaa pyöräkerralle, eli akselin yhdistämille pyörille, suuremman sivuttaissuuntaisen liikkeen. Artikkelissa tutkitaan kiskon sivukuluneisuuden vaikutusta kaluston kulkuominaisuuksiin ja rataan kohdistuviin rasituksiin erityisesti mallinnuksen ja simulointien avulla. Mallinnus toteutetaan yhdellä kalustotyypillä: Ex-matkustajavaunulla, joka on yksikerroksinen IC-vaunu. Sivukuluneisuuden vaikutusta kaluston kulkuun tarkastellaan eri kuluneisuusasteen omaavien kiskoprofiilien avulla. Kiskoprofiileiksi on valittu kulumaton kiskoprofiili, lievästi kulunut kiskoprofiili, voimakkaasti kulunut kiskoprofiili ja erittäin voimakkaasti kulunut kiskoprofiili. Mallinnus tehdään suoralla ja kaarteissa, ja kaarretarkastelussa huomioidaan erilaiset kaarresäteet. Vaihdealueet on rajattu tämän tarkastelun ulkopuolelle. Simulointien avulla saadaan selville, että kiskon sivukuluneisuudella ei ole merkittävää negatiivista vaikutusta kaluston kulkuun ja rataan kohdistuvaan rasitukseen.

Avainsanat: liikkuva kalusto, kiskon sivukuluminen, pyörä-kisko-kontakti, simulointi, kalustomallinnus, monikappaledynamiikka

Vastaanotettu 21.4.2015. Hyväksytty 18.5.2015. Julkaistu verkossa 3.6.2015

Johdanto

Kiskon sivukulumisen kotimaisia raja-arvoja pidetään kansainvälisesti arvioituna melko kireinä. Sivukuluneisuuden raja-arvojen kasvattaminen vähentäisi kiskon vaihto- ja hiontatarvetta, joka johtaisi merkittäviin kustannushyötyihin. Sivukulumisen myötä raideleveys ja kiskon profiili kuitenkin muuttuvat, ja tämä vaikuttaa kaluston kulkuominaisuuksiin.

Kiskon sivukuluminen kasvattaa raideleveyttä, jolloin myös raidevälitys kasvaa. Raidevälitys säätelee laippakosketuksen syntyä, ja raidevälityksen kasvaminen mahdollistaa pyöräkerralle suuremman sivuttaissuuntaisen liikkeen. Kiskon kuluminen vaikuttaa kiskoprofiilin muutoksen myötä myös teholliseen kartiokkuuteen. Kiskon kulumisen vaikutusta kaluston kulkuun tarkastellaankin sekä raideleveyden että tehollisen kartiokkuuden muutoksen kautta.

¹ Vastuullinen kirjoittaja. tiia.loponen@tut.fi

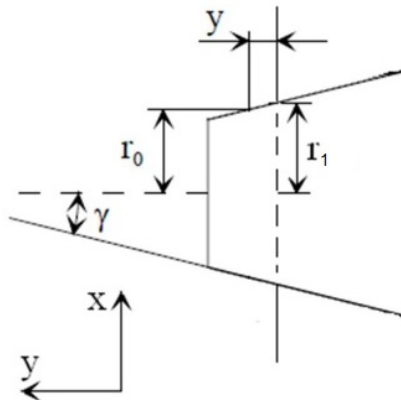
Yksinkertaisuuden vuoksi tässä tutkimuksessa mallinnus toteutetaan yhdellä kalustotyypillä: kotimaisella Ex-matkustajavaunulla. Sivukuluneisuuden vaikutusta kaluston kulkuun tarkastellaan eri kuluneisuusasteen omaavien kiskoprofiilien avulla. Kiskoprofiileina on käytetty mittauksissa saatuja realistisia kiskoprofiileita ja soveltuviksi tapauksiksi on valittu kulumaton kiskoprofiili, lievästi kulunut kiskoprofiili, voimakkaasti kulunut kiskoprofiili ja erittäin voimakkaasti kulunut kiskoprofiili. Mallinnus tehdään suoralla ja kaarteissa, ja kaaretarkastelussa simulointeihin on valittu kaksi eri kaarretta: loiva ($R = 1175$ m) ja jyrkkä ($R = 490$ m) kaarre. Simuloinnin avulla saadaan selville sivukuluneisuuden vaikutus kaluston kulkuun ja rataan kohdistuvaan rasitukseen eri kulkunopeuksilla.

Pyöräkerran kulkuperiaatteet

Tässä osiossa tarkastellaan raidevälyksen ja tehollisen kartiokkuuden vaikutusta kaluston kulkuun teoreettisella tasolla. Liikkuva kalusto pysyy kiskoilla pyörien kulkupinnan kartiomaisten profiilien ansiosta, kuva 1. Pyörän kartiokkuus kuvaa pyörän vierintäsäde-eron ja sivuttaissuuntaisen siirtymän suhdetta

$$\lambda = \tan \gamma = \frac{\Delta r}{y} \quad (1)$$

missä λ on pyörän kartiokkuus, γ on pyörän kartiokulma, Δr on vierintäsäde-ero, y on sivuttaissuuntaisen siirtymä. Kuvassa 1 on havainnollistettu pyörän profiilin kartiomaista muotoa, missä sivuttaissuuntaista siirtymää y vastaava vierintäsäde-ero on $\Delta r = r_1 - r_0$.



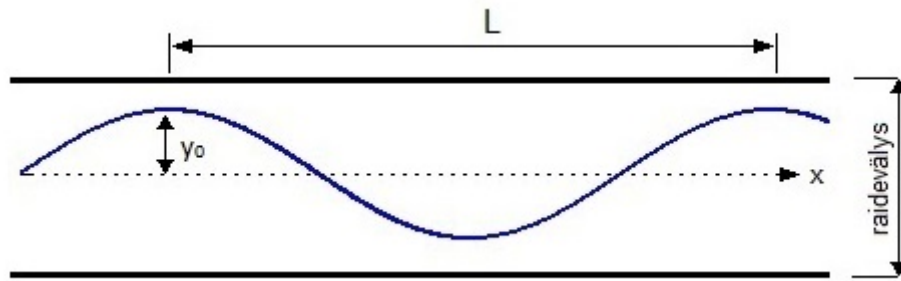
Kuva 1. Junan pyörän kulkupinnan kartiomainen profiili.

Todellisessa tilanteessa liikkuvan kaluston kulkuominaisuuksiin vaikuttaa tehollinen kartiokkuus, joka on pyöräkerran ja raiteen todellisista mitoista määritelty laskennallinen kartiokkuuden arvo. Tehollisen kartiokkuuden arvoon vaikuttavat todellisen pyöräprofiilin lisäksi myös todellinen kiskoprofiili, kiskon kallistus ja raideleveys (Esveld 2001). Tehollinen kartiokkuus kuvaa pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eron ja sivuttaissuuntaisen siirtymän suhdetta (Esveld 2001)

$$\lambda_e = \frac{\Delta r}{2y} \quad (2)$$

missä λ_e on tehollinen kartiokkuus, Δr on vierintäsäde-ero, y on sivuttaissuuntaisen siirtymä. Pyöräkerran tehollisen kartiokkuuden kaava vastaa muuten pyörän kartiokkuuden kaavaa, mutta vierintäsäde-ero jaetaan kahdella. Tämä johtuu siitä, että pyöräkerrassa vierintäsäde-ero syntyy kahden pyörän kartiokkuudesta.

Jos pyöräkerta liikkuu sivuttaissuunnassa, pyöriin kehittyy niiden kartiomaisen muodon vuoksi vierintäsäde-ero, joka keskittää pyöräkerran painopisteen takaisin kiskojen 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 liikkeessään eräänlaisessa heiluriliikkeessä rataa nähden (kuva 2).



Kuva 2. Pyöräkerran siniliike raidevälyksessä.

Tätä pyöräkerran sivuttaissuuntaista siniliikettä kutsutaan Klingelin liikkeeksi. Klingelin liikkeen aallonpituus lasketaan (Esveld 2001)

$$L = 2\pi \sqrt{r_0 \frac{e}{2\lambda}}, \quad (3)$$

missä L on siniliikkeen aallonpituus [m], λ on pyörän kartiokkuus tai tehollinen 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

$$f = \frac{v}{L}, \quad (4)$$

missä f on taajuus [Hz], v on junan nopeus [m/s], L on aallonpituus [m].

Pyöräkerran tehollisen kartiokkuuden kasvaminen johtaa kaavan (3) mukaan siniliikkeen aallonpituuden lyhenemiseen ja siten taajuuden kasvuun sekä pyöräkerran epästabiiliin kulkuun suoralla radalla. Toisaalta kartiokkuuden pieneneminen heikentää pyöräkerran ohjautuvuutta, sillä pienemmän kartiokkuuden omaava pyöräkerta ei kykene kehittämään yhtä suurta vierintäsäde-eroa sivuttaissuuntaista siirtymää kohti. Tehollinen kartiokkuus vaikuttaa myös siniliikkeen amplitudiin, sillä siniliikkeen amplitudi suurenee pyörän kartiokkuuden kasvaessa ja junan nopeuden noustessa (Piiroinen 2010).

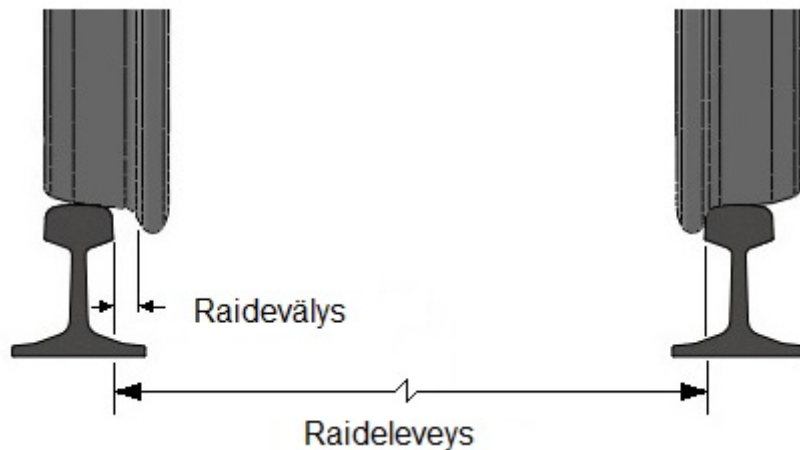
Kaarteissa pyöräkerran tasapainotila ei ole keskiasennossa, sillä ulkokaarten puoleisen pyörän on kuljettava pidempi matka kuin sisäkaarten puoleisen pyörän. Siksi

pyöräkerran on siirryttävä sivusuunnassa, jolloin pyörien kartiokkuudesta johtuen toisen pyörän kulkuympyrän säde kasvaa ja toisen pienenee. Pyörän ihanteellinen sivuttaissiirtymä kaarteissa voidaan laskea

$$y = \frac{er_0}{2\lambda R}, \quad (5)$$

missä R on kaarresäde [m] λ on pyörän kartiokkuus tai tehollinen kartiokkuus r_0 on pyörän kulkuympyrän säde tasapainotilanteessa [m] e on pyörien kulkuympyröiden välinen etäisyys [m]

Kaava (5) kertoo, kuinka paljon pyöräkerran on siirryttävä sivuttaissuunnassa tietyn säteisessä kaarteissa, mikäli pyörät eivät luista. Tehollinen kartiokkuus vaikuttaa kaavan (5) mukaan kääntäen kaarteissa vaadittavaan sivuttaissiirtymään, eli tehollisen kartiokkuuden arvon suurentuessa ohjautuvuus paranee ja pyörän ei tarvitse siirtyä sivuttaissuunnassa yhtä paljon kaarteissa tarvittavien ohjausvoimien kehittämiseksi.



Kuva 3. Pyöräkerran sivuttaissuuntaista siirtymää rajoittavat pyörien laipat. Sivuttaissuuntainen siirtymä keskiasennosta voi olla maksimissaan puolet raidevälyksestä.

Pyöräkerran sivuttaissuuntaista siirtymää rajoittavat pyörien laipat, ja sivuttaissiirtymä keskiasennosta voi olla maksimissaan puolet raidevälyksestä, kuva 3. 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 lähestyettäessä. Profiilin muodolla pyritään välttämään erityisesti kaarteissa syntyvää laippakosketusta, mutta kaarteiden jyrkentyessä tarpeeksi laippakosketus pääsee silti syntymään.

Kiskon sivukulumisen vaikutus kaluston kulkuun

Kiskojen kuluminen aiheuttaa useita ongelmia, kuten raideleveyden kasvamista, kiskoprofiilin muutoksia, ajodynamiikan ja kulkuominaisuuksien muutoksia, sekä pahimmillaan jäykkyyden ja kuormankantokyvyn laskua. Kiskon kulumisesta voi olla jossain määrin myös etua, sillä kiskon sivukulumisen myötä raidevälys kasvaa. Tämä

mahdollistaa pyöräkerralle suuremman sivuttaissuuntaisen liikkeen ennen laippakosketuksen syntymistä, joten mahdollinen kulkuominaisuuksien heikkeneminen ei johda suoraan lisääntyneisiin laippakosketuksiin. Lisäksi kiskon kulumisen poistaa vaurioitunutta pintamateriaalia kiskosta, ja varsinkin uusien kiskojen tapauksessa kulumisen voi lisätä pyörä-kisko-kontaktipintojen yhdenmukaisuutta vähentäen kiskorasitusta. Kulumisen tuo myös esiin ehjää kiskomateriaalia väsyneen pintakerroksen alta. Kiskonhionnalla voidaan palauttaa haluttu kiskoprofiili, mutta muihin kulumisen aiheuttamiin ongelmiin se ei auta.

Kiskon kulumisen aiheuttamat muutokset kiskoprofiilissa vaikuttavat kaluston ohjautumiseen erityisesti tehollisen kartiokkuuden muutoksen kautta. Kiskoprofiilin kulumisen määrän lisäksi myös kiskoprofiilin kulumismuodolla on oleellinen vaikutus kaluston kulkuun. Kiskoprofiilin kulumisen ennustamiseen on kehitetty malleja, joissa voidaan ottaa huomioon kiskon kulumisen lisäksi myös pyörän kulumisen (Ignesti et al. 2013, Jin et al. 2011, Pombo et al. 2010). Kulumisen vaikutuksen arvioinnissa oleellista onkin pyörän ja kiskon välisen kontaktin riittävän tarkka mallintaminen. Erilaisia pyörän ja kiskon välisen kontaktin malleja ja niiden vertailua on esittänyt mm. Sichani (2013).

Kiskon sivukuluneisuus mahdollistaa teoriassa pyöräkerran sivuttaissuuntaisen liikkeen kasvamisen juuri sivukulumisen verran, mutta telillisissä vaunuissa myös teli rajoittaa yksittäisen pyöräkerran sivuttaisliikettä. Yleensä telin pyöräkerrat asettuvat kaarteessa vastakkaisiin sivusuuntaispositioihin rajoittaen telin sivuttaisliikettä. Mallinnuksessa kiskolle saatetaankin käyttää vain puolikasta sivukuluneisuuden arvoa, sillä telin eri pyöräkerrat eivät kulje kaarteessa samaa rataa (Johnson 2006). Useat mallit osaavat kuitenkin itse huomioida telin vaikutuksen, jolloin sivukuluneisuuden arvoa ei tarvitse muuttaa mallia varten.

Kiskon kulumisen on voimakkainta laippa- tai laipanjuurikontaktissa, jotka aiheuttavat sivukuluneisuutta. Tällöin pyöräkerran toinen pyörä on yleensä kontaktissa kiskon kulkupinnalla. Sekaliikenteen radoilla nopeammat matkustajajunat saavuttavat laippa- tai laipanjuurikontaktin todennäköisimmin kaarteiden ulkokiskossa, kun taas hitaammat rahtijunat kuluttavat sisäkiskoa voimakkaammin. Laippakontaktin aiheuttamaa kulumista voidaan kuitenkin vähentää voitelulla tai kitkanhallinnalla. Voitelulaite voi sijaita radalla tai kalustossa. Radalla sijaitseva laite sijoitetaan kaarteeseen ja se käynnistyy junan saapuessa. Voiteluaineen siirtyminen kulkureunalta hamaran selälle on estettävä kaluston veto- ja jarrutuskyvyn säilyttämiseksi. Kitkanhallinta-aineilla ongelma ei ole niin vakava, sillä ne eivät pyri minimoimaan kitkaa, vaan laskemaan sen halutulle tasolle. Jos pelkoa voiteluaineen siirtymisestä hamaran selälle kuitenkin on, voidaan käyttää kiinteitä voiteluaineita, jotka eivät kulkeudu yhtä helposti. Niiden etuna on myös, että ne eivät edesauta särön kasvua kulkeutumalla särön sisälle. (Lewis & Olofsson 2009)

Tavanomainen raja-arvo sivukuluneisuudelle on 6–9 mm (Iwnicki 2006). Useilla liikennöitsijöillä sivukuluneisuuden raja on kuitenkin noin puoli tuumaa, eli 12–13 mm (Wolf 2004). Sivukuluneisuuden rajoista voidaan sanoa, että yleisesti ottaen ulkomaiset rajat sallivat enemmän sivukuluneisuutta kiskolle kuin suomalaiset rajat. Täysin suoraviivainen vertailu on kuitenkin hankalaa, sillä eri maissa on erityyppisiä rajoituksia sivukuluneisuudelle: rajat voivat riippua liikennöivän kaluston painosta,

nopeusrajoituksista tai radan geometriasta. Lisäksi raja-arvot voivat rajoittaa kuluneen profiilin muotoa tai olla sidoksissa pystykuluneisuuden määrään. Myös kiskoprofiilit ja painot vaihtelevat maailmalla. Suomalaisten rajojen mukaisesti sivukuluneisuutta rajoittavat voimakkaimmin nopeusriippuvaiset kuluneisuusrajat: 7 mm nopeuteen 160 km/h asti ja nopeammilla radoilla 5 mm (taulukko 1). Lisäksi vertailukuluneisuudelle on määriteltäviä raja-arvot, joihin vaikuttaa sekä sivu- että pystykuluneisuus. Koska nämä ovat kuitenkin osittain toisensa poissulkevia, ja rajat ovat verrattain suuria, niillä ei ole suurta merkitystä sivukuluneisuuden tarkastelussa.

Taulukko 1. Kiskon sivukuluneisuuden raja-arvot Suomessa (RATO 13 2004)

Paikallinen nopeus V_{\max} (km/h)	Suurin sivukuluneisuus kulkureunassa (mm)	Huomautus
$V_{\max} > 160$	5	
$120 < V_{\max} \leq 160$	7	
$V_{\max} \leq 120$	-	Sivukuluneisuus ei saa ylittää hamaran alareunaa

Ruotsissa sivukuluneisuuden raja-arvot on sidottu pystykuluneisuuden määrään samaan tapaan kuin Suomessa. Raja-arvot on määriteltäviä myös pelkälle sivukuluneisuudelle, ja nämä sivukuluneisuuden raja-arvot riippuvat radan nopeusluokista. Raja-arvot on esitetty taulukossa 2.

Taulukko 2. Ruotsin raja-arvot kiskon sivukuluneisuudelle (Banverket 1998)

Nopeusrajoitus	Suurin sallittu sivukuluneisuus (mm)		
	≤ 140	≤ 100	< 50
UIC 60	6	10	11
SJ50 /BV50	5	8	11
SJ 43	-	6	8

Ruotsin nopeusrajoitusluokat poikkeavat Suomen luokituksista, mutta yleisesti ottaen Ruotsin raja-arvot ovat suunnilleen samoja kuin Suomessa.

Sivukuluneisuuden raja-arvoihin vaikuttavat parametrit

Seuraavat parametrit vaikuttavat merkittävästi kiskon kuluneisuuden raja-arvojen määrittämisessä (Kopf et al. 2009) :

1. Korkein sallittu jännitys kiskossa, eli siten kiskoteräslaatu
2. Pyörä-kisko-kontaktin geometria
3. Radan päällysrakenteen laatu
4. Pyöräkerran sivuttaisliikevara

Kiskon kestävyysanalyysissa on todettu kuluneen kiskon hajoavan todennäköisemmin murtumalla kuin vääntymällä plastisesti (Jeong et al. 1998). Kisko murtuu lopulta progressiivisesti toistuvien kuormitus syklien alaisuudessa. Täten kiskon

murtumissitkeys vaikuttaa siihen, kuinka paljon kisko saa kulua. Empiirisissä testeissä on havaittu kovempien lämpökäsiteltyjen kiskolaatujen kestävänsä kymmenkertaisesti enemmän kuormitusyklejä kuin peruskiskoteräksen (Stadlbauer et al. 1999, Tapp 2005). Samaten kovempi kisko kuluu moninkertaisesti hitaammin, jolloin tarkastusvälien aikana tapahtuva kuluma on huomattavasti vähäisempää kuin tavanomaisilla kiskoteräksillä (Pointner et al. 2006). Näissä vertailuissa peruskiskoksi käsitettiin teräs R260 ja kovaksi kiskoksi lämpökäsitelty R350HT.

Pyörä-kisko-kontaktin geometriassa esimerkiksi kaksipistekontakti johtaa huonoon ohjautuvuuteen kaarteissa. Tämä kasvattaa sekä kiskoon kohdistuvia poikittaissuuntaisia kuormituksia että kiskon ja pyörän kulumisnopeutta (Piironen 2010). Kuluminen on siis runsaampaa huonolla kontaktigeometrialla, ja lisäksi suuremmat poikittaissuuntaiset kuormitukset johtavat helpommin kiskon murtumiseen.

Radan päällysrakenteen laatu vaikuttaa merkittävästi valittaviin kiskon sivukuluneisuuden raja-arvoihin. Parempilaatuisella radalla suurin nopeus toimii indikaattorina radan laadulle, ja taulukkojen 1–3 perusteella havaitaan, että nopeus vaikuttaa hyvin voimakkaasti määrättyihin raja-arvoihin. Päällysrakenteen laatu vaikuttaa sivukuluneisuuden raja-arvoihin myös siten, että hyvälaatuisen radan kunnossapitotaso on korkeampi, ja sen komponenttien vaihtorajat ovat herkempiä.

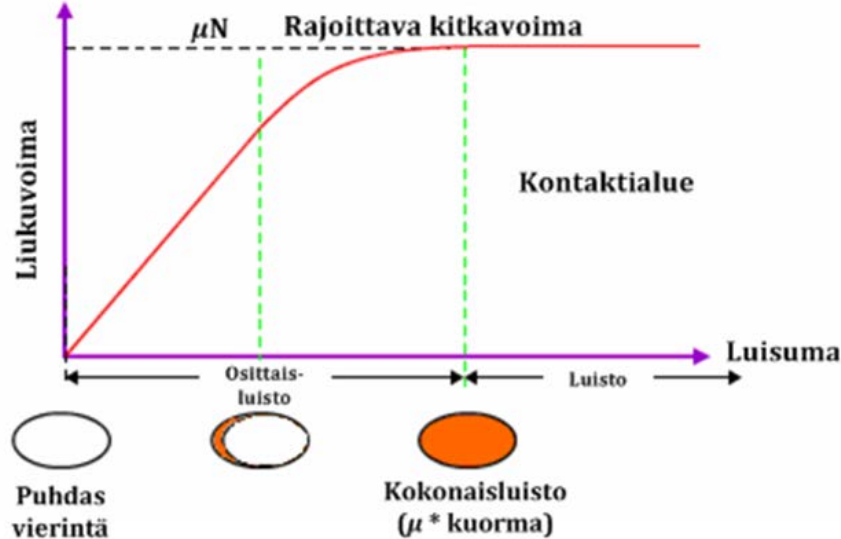
Pyöräkerran sivuttaisliikevara kasvaa kiskon sivukulumisen yhteydessä. Telillä on kuitenkin aina kohtauskulma radan kanssa, joten telin eri pyöräkerrat eivät kulje radalla samaa kulkulinjaa. Tämän takia kiskon sivukuluneisuus ei mahdollista pyöräkerran sivuttaisliikkeelle yhtä suurta kasvua kuin kuluneisuuden määrästä voisi olettaa (Iwnicki 2006). Suomessa tilanne on monimutkaisempi, sillä rataverkolla liikkuu kahden eri pyöräkerran leveyden omaavaa kalustoa: suomalainen ja itäisen yhdysliikenteen kalusto.

Kulumisen arvioinnissa käytettävä energiafunktio $T\gamma$

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, Olofsson 2009). Oleellinen parametri mallissa on energiafunktio $T\gamma$ (TGamma), jota käytetään pyörä-kisko-kontaktissa tapahtuvan kulumisen arviointiin.

Kaluston liikkeessä raidetta pitkin pyöräminen ei ole täydellistä, vaan pyörän ja kiskon kontaktissa tapahtuu välillä luistamista, joka johtuu muun muassa pyöräkerran pyörät yhdistävästä akselistasta, kontaktipintojen geometriasta, pintojen puristumasta ja kohtauskulmasta pyöräkerran ja raiteen välillä. Tätä suhteellista poikkeamaa puhtaasta vierintäliikkeestä kutsutaan luisumaksi. Luisuman seurauksena pyörien ja kiskojen välille kehittyy pyöräkertaa ohjaavia liukuvoimia. Tietyissä kontaktipisteissä tapahtuva suhteellinen luisuma (γ), joka lasketaan luiston määränä kuljettua matkaa kohden, kerrottuna paikallisella liukuvoimalla (T) kuvastaa energiaa (kuljettua matkaa kohti) (TGamma), jonka kiskomateriaali vastaanottaa pyörän ylittäessä sen, kuva 4.

Liukuvoiman suunta vaikuttaa kiskossa mahdollisesti kehittyvän vierintäväsymissäröilyn suuntaan sillä säröt pyrkivät kehittymään poikittain hetkelliseen liukuvoimaan nähden.



Kuva 4. Liukuvoiman ja luisuman riippuvuus ja niiden määrittämä $T\gamma$ (Wheelset fund. 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 energiahäviö $T\gamma$ rataverkon eri osissa. Luisumia ja liukuvoimia voi olla eri suuntiin ja pyöräkerran kääntyminen ohjautumisessa synnyttää myös kiertoliukuvoimaa ja kiertoluisumaa. Kokonaisenergiähäviö saadaan summaamalla kaikkien näiden tulot keskenään

$$T\gamma = T_x\gamma_x + T_y\gamma_y + T_z\Omega_z, \quad (6)$$

missä alaindeksi x vastaa pituussuuntaista ja y poikittaissuuntaista luisumaa tai liukuvoimaa. Alaindeksi z vastaa kiertoluisumaa ja -liukumomenttia. Viimeisimmät kuitenkin jätetään usein yhtälöistä pois niiden ollessa suhteellisesti hyvin pieniä (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 syntyvät kiertymisilmiöistä (Burstow 2004).

Kaluston ja radan vuorovaikutuksen mallinnus

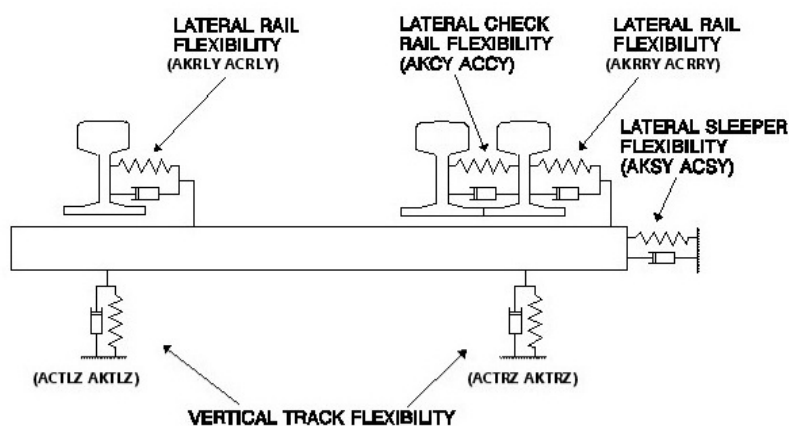
Junakalustoa voidaan mallintaa usealla eri tavalla, ja sopivan mallinnustavan valinta riippuu aina siitä, mitä tietoja mallinnuksen avulla halutaan selvittää. Tässä artikkelissa mallinnus on tehty monikappaledynamiikkaa (Multibody Dynamics, MBD) käyttävällä Vampire-ohjelmalla, joka on rautatiekaluston ja pyörä-kisko-kontaktin tarkkaan mallintamiseen tarkoitettu kaupallinen ohjelma, jonka tarkka kontaktimalli on kuvailtu

artikkelissa (Vollebregt 2009). Monikappaledynamiikka kuvaa mekaanisen systeemin dynaamista käyttäytymistä. Malli koostuu massoista, jotka on kytketty toisiinsa erilaisilla liitoksilla, kuten jousilla ja vaimentimilla.

Rata

Kaluston ja radan vuorovaikutuksen mallinnuksessa sekä kaluston että radan parametreilla on vaikutusta saatuihin tuloksiin. Radan osalta mallille annetaan tieto radan jäykkyys- 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.

Mallinnukseen käytetyssä 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 5.



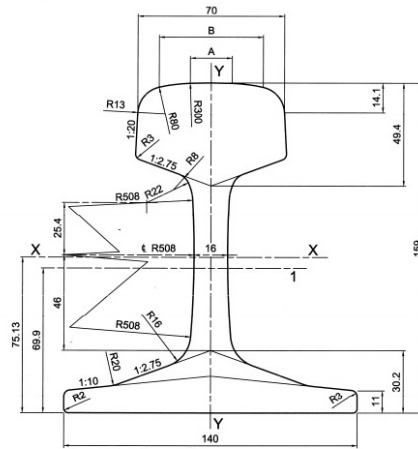
Kuva 5. Mallinnuksessa käytetyt radan parametrit (Minnis 2011).

Kuvasta 5 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.

Kiskoprofiilit

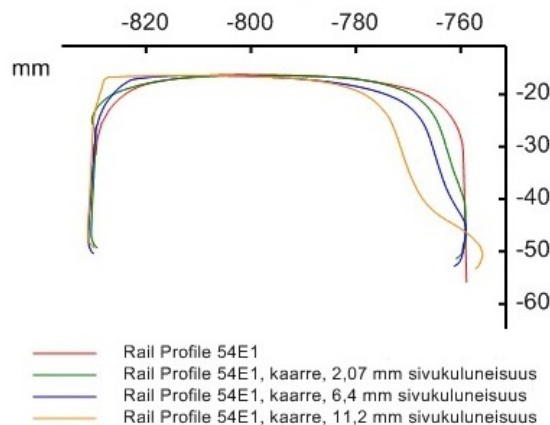
Tässä mallissa kiskoprofiileina käytetään eri kuluneisuusasteen omaavia 54E1-kiskoprofiileja, kuva 6. Kiskoprofiili voidaan mallintaa profiilin geometriatiedoista vasemman ja oikean kiskon koordinaattipareina. Kiskoprofiilin vaakasuuntaiset koordinaatit annetaan suhteessa raiteen keskikohtaan, ja raiteen 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.



Kuva 6. Kiskoprofiili 54E1 (SFS-EN 13674-1:2011).

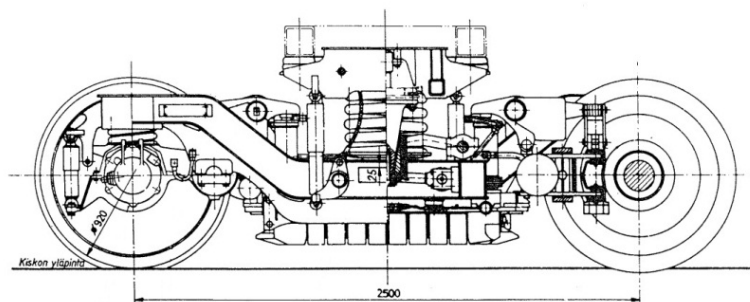
Kiskoprofiili voidaan ottaa mallin käyttöön myös suoraan MiniProf-laitteella mitatuista kiskoprofiileista. Tällä menetelmällä mallin käyttöön saadaan todellinen, kulunut kiskoprofiili. Simuloinneissa käytettiin erilaisia mitattuja kuluneita profiileita, jotka on esitetty kuvassa 7. Lievästi kuluneessa kiskoprofiilissa sivukuluneisuutta on 2 mm, voimakkaasti kuluneessa 6 mm ja erittäin voimakkaasti kuluneessa 11 mm. Myös kiskoprofiilien muodot eroavat selvästi toisistaan. Kiskoprofiilin muoto vaikuttaa tehollisen kartiokkuuden kautta junan ohjautumiseen ja siten esimerkiksi laippakosketuksien syntymiseen kaarteissa. Kiskon sivukulumista esiintyy erityisesti kaarteiden ulkokiskossa, joten kaarretarkasteluissa kiskoprofiilina on käytetty erilaista kiskoa ulko- ja sisäkaarten puolella: ulkokiskona on sivukulunut kiskoprofiili (kuva 7) ja sisäkiskona kaarremittauksissa saatu oikea profiilipari sivukuluneelle kiskolle. Näin simulointitapauksista saadaan mahdollisimman realistisia. Suoran radan simuloinneissa molemmat kiskot ovat yhtä kuluneita.



Kuva 7. Simuloinneissa käytetyt sivukuluneet kiskoprofiilit: ideaaliprofiili (pun.), lievästi kulunut (vihr.), voimakkaasti kulunut (sin.) ja erittäin voimakkaasti kulunut (kelt.).

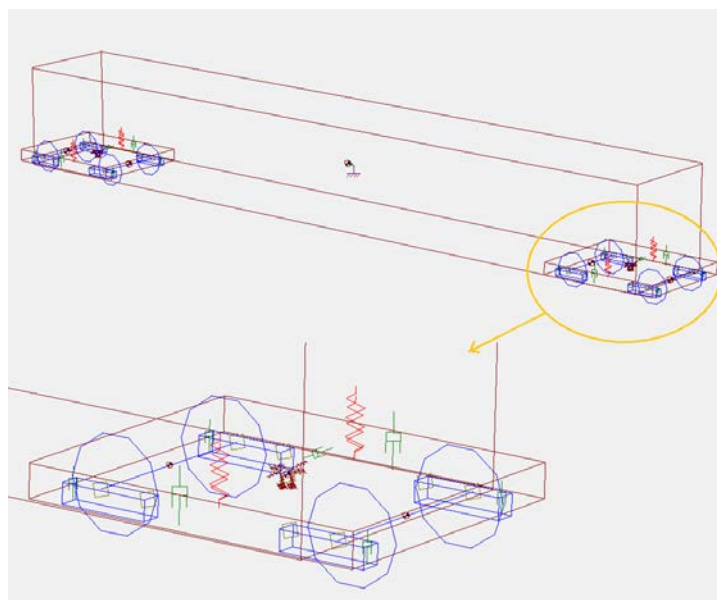
Kalusto

Kalustoksi on valittu Ex-vaunu, joka on yksikerroksinen IC-matkustajavaunu. Ex-vaunuissa on SIG-85-telit (kuva 8).



Kuva 8. SIG-85 -teli.

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. Ex-vaunun mallin rakenne on esitetty kuvassa 9 ja mallinnuksessa käytetyt parametritiedot taulukossa 4.

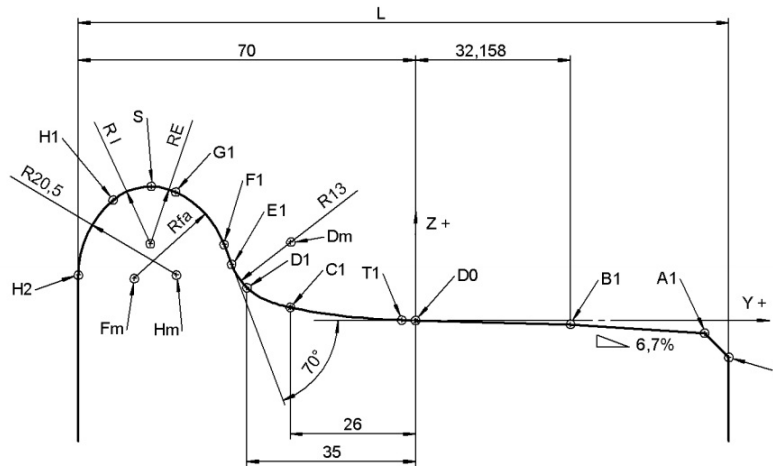


Kuva 9. Ex-vaunun mallin rakennekuva. Telin rakenne on esitetty suurennettuna kuvan alalaidassa.

Taulukko 4. Ex-vaunun mallissa käytetyt parametritiedot.

Massa- ja sijaintitiedot	Vaunu	Massa	46000 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	107.7 Mgm ²
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	2683 Mgm ²
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	2652 Mgm ²
		Sijainti (x,y,h)	0 m, 0 m, 1.8 m
	Teli	Massa	6380 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	4.2013 Mgm ²
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	3.601 Mgm ²
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	7.483 Mgm ²
		Sijainti (x,y,h)	±9.5m, 0m, 0.6 m
	Pyöräkerta	Massa	1300 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	0.803 Mgm ²
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	0.03 Mgm ²
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	0.803 Mgm ²
		Sijainti (x,y,h)	±8.25 m/±10.75 m, 0 m, 0.46 m
Jousitus- ja vaimennustiedot	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
	Telikeskiön reunus	Poikittaissuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa pienen siirtymän
Radansuuntainen jäykkyys		epälineaarinen, estää liikkeen reunan suuntaan	
Poikittaissuuntainen kitkavaimennus		$\mu=0.35$ $F_{stat}=1$ kN	

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 sivuttaissuuntaa. Pyöräprofiilina Ex-vaunun mallissa käytetään S1002-pyöräprofiilia, kuva 10.



Kuva 10. S1002-pyöräprofiilin mitat (SFS-EN 13715 2011).

Simuloinneissa käytettävän pyöräprofiilin valinnan tueksi simulointimallilla testattiin kulumattoman s1002-pyöräprofiilin ja kuluneen s1002-pyöräprofiilin vaikutuksia rataan kohdistuviin kuormituksiin. Kuluneella s1002-pyöräprofiililla rataan kohdistuvien kuormitusten havaittiin olevan suuremmat kuin kulumattomalla s1002-profiililla. Kiskon sivukuluneisuuden tarkasteluissa pyöräprofiilina onkin käytetty kulunutta pyöräprofiilia, jotta tarkastelussa ei aliarvioitaisi todellisia pyöräkuormituksia.

Pyörän ja kiskon välisen kontaktin tarkka mallintaminen on tärkeää kiskon sivukuluneisuuden vaikutusten tarkastelussa. Mallinnusohjelma huomioi pyörä-kisko-kontaktin vaikutuksen annettujen pyörä- ja kiskoprofiilitietojen perusteella. Pyörä- ja kiskoprofiilitietojen avulla lasketaan kontaktiparametrit (mm. pyörien vierintäsäde-ero ja pyörä-kisko-kontaktin sijainti, muoto ja koko) pyöräkerran eri sivuttaissiirtymille. Näin analyyseissä tulee huomioida esimerkiksi tehollisen kartiokkuuden tuottamat ohjausvoimat pyörän eri sivuttaisasemissa. Pyörävoimien ja kontaktikohdan sijainnin määrittämiseen käytetään analyyseissä iteratiivista ratkaisumenetelmää.

Simulointimallin tuloksien käsittely

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

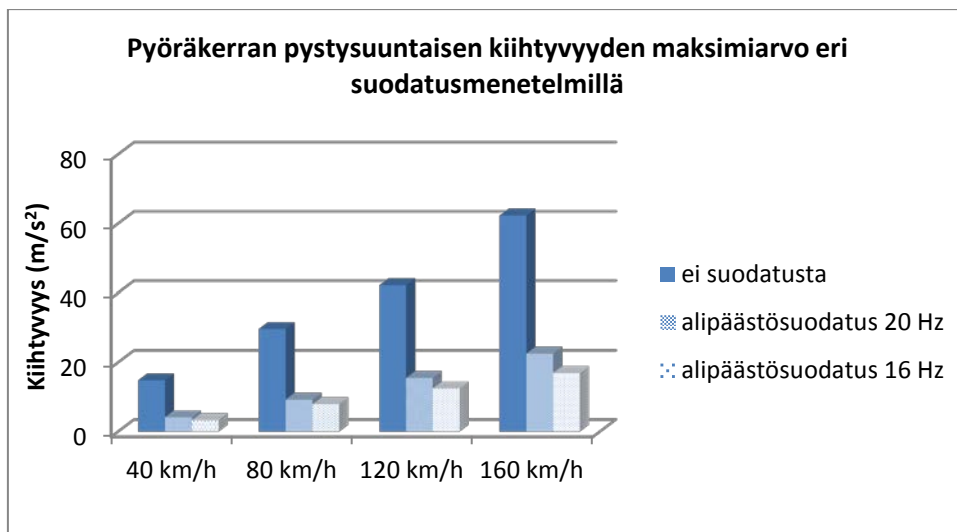
Simulointituloksina saadaan kaikissa analyyseissä pyöräkuormitukset, kaluston kiihtyvyydet ja kulumisesta kertovat $T\gamma$ -arvot. Pyöräkuormitukset kertovat kiskon ja

pyörän välillä vaikuttavista dynaamisista kuormituksista. Pyöräkuormitukset on määritetty jokaisen kalustotyypin etummaisesta pyöräkerran vasemmasta ja oikeasta pyörästä, ja niissä ei ole mukana staattista pyöräkuormitusta. 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 .

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

Tuloksien suodatusmenetelmä vaikuttaa saataviin arvoihin merkittävästi. Kuvassa 11 on esitetty esimerkkinä Ex-vaunun pyöräkerran pystysuuntaisen kiihtyvyyden maksimi-arvo suoralla radalla eri suodatusmenetelmillä. Esimerkeiksi on otettu 20 Hz:n ja 16 Hz:n alipäästösuodatukset, jotka rajaavat korkeimmat taajuudet pois tuloksista. Tämän tyyppinen korkeimpien taajuuksien suodatus on yleinen menetelmä junassa mitattujen kiihtyvyyksien jälkikäsitelyssä (SFS-EN 14363 2005).



Kuva 11. Ex-vaunun pyöräkerran pystysuuntaisen kiihtyvyyden maksimi-arvo (m/s^2) eri suodatustajuuksilla.

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 ΣY_{\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.

Kiihtyvyyksien 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 kiihtyvyyksien määrittäminen tehdään käyttämällä alipäästösuodatinta $LP = 16$ Hz.

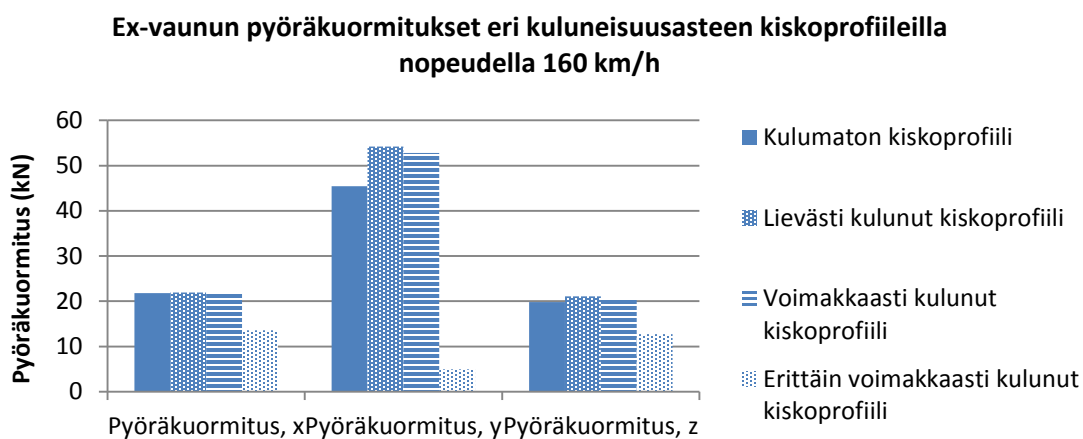
Kaikissa tämän projektin simuloinneissa käytetään kiihtyvyyksille RATO:n mukaista 16 Hz alipäästösuodatusta ilman kertymäfrekvenssejä. Kiihtyvyyksien tuloksia tarkastellaan minimi- ja maksimiarvojen lisäksi myös RMS-arvojen avulla. RMS-arvo kuvaa kiihtyvyyksien tehollista arvoa ja antaa siten tietoa 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 näissä tapauksissa 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 poikittais- ja pystysuuntaisia kuormituksia ja kiihtyvyyksiä.

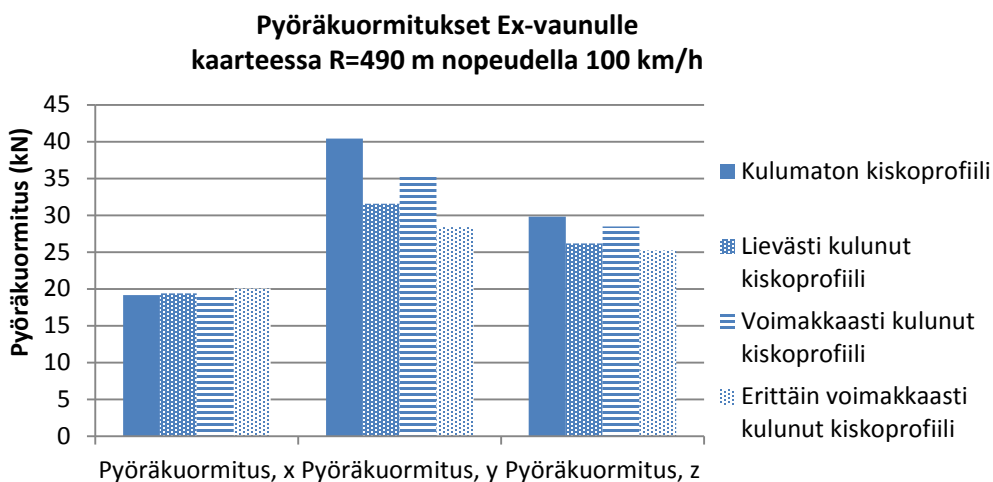
Simuloinneissa tarkastellaan pyöräkuormitusten ja kiihtyvyyksien lisäksi myös kulumisesta kertovia $T\gamma$ -arvoja. $T\gamma$ -arvojen suodatuksessa käytetään vastaavaa menetelmää kuin pyöräkuormituksilla, eli 20 Hz alipäästösuodatusta sekä 0,15 % ja 99,85 % kertymäfrekvenssejä.

Simulointitulokset

Kiskon sivukuluneisuuden vaikutusta kaluston kulkuun tarkasteltiin monikappaledynamiikkaan perustuvan simulointimallin avulla. Tarkastelussa huomioitiin dynaamiset pyöräkuormitukset, kaluston kiihtyvyydet ja kiskon kulumisesta kertovat $T\gamma$ -arvot. Kuvassa 12 on esitetty kiskon sivukulumisen vaikutus pyöräkuormitusten 0,15 % ja 99,85 % kertymäfrekvenssien itseisarvojen maksimeihin suoralla radalla nopeudella 160 km/h ja kuvassa 13 kaarteessa ($R = 490$ m) nopeudella 100 km/h. Simulointitulosten perusteella kiskon voimakas sivukuluminen voi vähentää pyöräkuormituksia jopa merkittävästi, ja erityisen suuri vaikutus kiskon sivukulumisella on y-suuntaisiin eli poikittaissuuntaisiin pyöräkuormituksiin (kuvat 12 ja 13).



Kuva 12. Sivukuluneisuuden vaikutus Ex-vaunun pyöräkuormituksiin ($\max(|0,15\%|, |99,85\%|)$) suoralla raiteella nopeudella 160 km/h.



Kuva 13. Sivukuluneisuuden vaikutus Ex-vaunun pyöräkuormituksiin ($\max(|0,15\%|, |99,85\%|)$) nopeudella 100 km/h. Sivukuluneisuuden vaikutusta on tarkasteltu kaarteessa R=490 m.

Taulukossa 5 on esitetty simulointituloksia kiskon sivukuluneisuuden vaikutuksesta poikittais- ja pystysuuntaisiin kiihtyvyyksiin ja pyöräkuormituksiin sekä $T\gamma$ -arvoihin Ex-vaunun osalta. Taulukoissa on esitetty tuloksien RMS-arvojen muutosprosentit kun voimakkaasti sivukuluneella (6 mm) kiskoprofiililla saatuja tuloksia on verrattu ideaaliprofiililla saatuihin tuloksiin.

Taulukko 5. Kiskon sivukuluneisuuden vaikutus Ex-vaunun simulointituloksiin suoralla radalla ja kaarteissa.

	Suora, v=80 km/h	Kaarre R=490, v=80 km/h	Kaarre R=1175, v=80 km/h
Vaunun poikittaiskiihtyvyys	-46.43 %	-6.21 %	-1.95 %
Vaunun pystykiihtyvyys	-0.38 %	-0.31 %	0.34 %
Pyöräkuormitus, poikittais	-54.70 %	-7.51 %	-18.96 %
Pyöräkuormitus, pysty	-6.36 %	-1.93 %	2.76 %
$T\gamma$, vasen kulkupinta	-71.30 %	-7.36 %	-3.99 %
$T\gamma$, oikea kulkupinta	-71.35 %	0.30 %	2.42 %
$T\gamma$, laippa	-	22.34 %	-

Suoralla rataosuudella kiskon sivukuluneisuus vähensi selvästi poikittaissuuntaisia pyöräkuormituksia ja kiihtyvyyksiä Ex-matkustajavaunun simuloinneissa. Myös kaarteissa kiskon sivukuluneisuus vähensi hieman poikittaissuuntaisia pyöräkuormituksia ja kiihtyvyyksiä, mutta vaikutus ei ollut yhtä selkeä kuin suoralla radalla. Tiukassa kaarteissa ($R = 490$ m) kiskon sivukuluneisuus lisäsi laipan $T\gamma$ -arvoja, joka indikoi laippakosketuksien kautta tapahtuvan kulumisen lisääntymistä. Yleisesti ottaen kiskon sivukuluminen vaikutti siis positiivisesti kaluston kulkuun pyöräkuormitusten ja kiihtyvyyksien vähenemisen myötä.

Johtopäätökset

Mallinnustuloksien perusteella kiskon sivukuluneisuudella ei havaittu olevan merkittävää negatiivista vaikutusta kaluston kulkuun, ja yleisesti ottaen kiskon sivukuluneisuus vähensi pyöräkuormituksia, kaluston kiihtyvyyksiä ja pyörä-kisko-kontaktin $T\gamma$ -arvoja. Simuloinneissa ei siis havaittu merkkejä siitä, että kiskon sivukuluneisuusrajojen kasvattaminen Suomessa aiheuttaisi ongelmia kaluston kulkiessa suoralla radalla tai kaarteissa. Kiskon sivukuluneisuus vaihdealueilla on erityistilanne, jota ei ole otettu tarkasteluihin mukaan, joten nämä päätelmät eivät kuitenkaan koske vaihteita. Lisäksi kiskon sivukuluneisuuden vaikutusten arvioinnissa on syytä huomioida, että kuluneisuuden määrän lisäksi myös profiilin kulumismuodolla on tehollisen kartiokkuuden kautta merkittävä vaikutus kaluston kulkuun. Kiskon kulumisen vaikutusta tulee aina arvioida kaluston kulkuominaisuuksien lisäksi myös kiskon kestävyiden näkökulmasta.

Lähdeluettelo

- Banverket. 1998. Råler, Krav på nya och begagnade. Föreskrift rörande Banverkets materialteknik, Banverket, Sweden.
http://ida2004.banverket.se/bvdok_extern/ViewPdfDoc.aspx?docGUID=d253c7ee-e41a-416e-bf47-8804bcf7ea80
- Burstow, M. 2004. Whole Life Rail Model Application and Development for RSSB – Continued Development of an RCF Damage Parameter. RSSB report.
- Esveld, C. 2001. Modern Railway Track. 2nd Edition. The Netherlands, MRT-Productions, Delft University of Technology. 654 p.
- Ignesti, M., Innocenti, A., Marini, L., Meli, E., Rindi, A. 2013. Development of a model for the simultaneous analysis of wheel and rail wear in railway systems, *Multibody Syst Dyn* (2014) 31:191-240.
- Innotrack. 2009. D3.1.4 Summary of results from simulations and optimization of switches.
http://www.innotrack.net/IMG/pdf/d314-f3p-summary_of_results_from_simulations_and_optimisation_of_switches.pdf
- Iwnicki, S. 2006. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. CRC Press. Print ISBN: 978-0-8493-3321-7 eBook ISBN: 978-1-4200-0489-2
- Jeong, D.Y., Tang, Y.H., Orringer, O. 1998. Estimation of Rail Wear Limits Based on Rail Strength Investigations, US Department of Transportation, Federal Railroad Administration.
- Jin, Y., Ishida, M., Namura, A. 2011. Experimental simulation and prediction of wear of wheel flange and rail gauge corner, *Wear* 271 (2011), pp. 259-267.
- Johnson, D. M. 2006. In: Iwnicki, S. (ed.) Handbook of Railway Vehicle Dynamics. CRC Press. Print ISBN: 978-0-8493-3321-7. eBook ISBN: 978-1-4200-0489-2
- Kopf, F., Maras, I., Gasser, F., Norkauer, A., Ritz, O., Krüger, F. 2009. Proposal of European Standard for Track Inspection and Maintenance, EU rahoitettu projekti Urban Track.
- Lewis, R., Olofsson, U. 2009. Wheel-rail interface handbook, Woodhead publishing, ISBN-10: 1439801460 ISBN-13: 978-1439801468.
- Minnis, A.J. 2011. Vampire Pro: Advanced Tutorial Guide. Track Gauge. Derby, UK, DeltaRail Group Limited. 13 p.
- Piiroinen, T. 2010. Sijaintiin perustuva liikkuvan kaluston pyörän voitelu. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 03/2010. Helsinki. 102 s. + liitt. 2 s.
- Pointner, P., Joerg, A., Jaiswal, J. 2006. Definitive guidelines on the use of different rail grades. Innotrack project, report D4.1.5GL, 2006.
http://www.innotrack.net/IMG/pdf/d415-f3-railgrade_selection.pdf
- Pombo, J., Ambrosio, J; Pereira, M; Lewis, R; Dwyer-Joyce, R; Ariando, C; Kuka, N. "A study on wear evaluation of railway wheels based on multibody dynamics and wear computation", *Multibody System Dynamics*, 24(3), 2010
- Ratatekniset ohjeet (RATO), osa 13. 2004. Radan tarkastus. Liikennevirasto.
http://portal.liikennevirasto.fi/sivu/www/f/urakoitsijat_suunnittelijat/vaylanpidon_ohjeet/rakennuttaminen/rautatiet

- SFS-EN 14363. 2005. Kiskoliikenne. Kiskoajoneuvojen kulkuominaisuuksien hyväksymistestaus. Liikkeessä olevan ajoneuvon testaus ja paikallaan olevan testit. 113 s.
- 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.
- Sichani, M. Sh. 2013. Wheel-rail contact modelling in vehicle dynamics simulation. Licentiate thesis, KTH, Sweden.
- Stadlbauer, W., Werner, E. A., Jollner, A., Frank, N. 1999. Zyklischplastisches Verhalten von un- und niedriglegierten Kohlenstoffstählen. Berg- und Hüttenmännische Monatshefte, 144(9):356–361.
- Tapp, C. 2005. Mechanische Eigenschaften von Schienenstählen nach zyklischer Verformung, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 5, Nr.719.
- Wheelset Fundamentals. 2004. Transportation Technology Center, Inc., a subsidiary of the Association of American Railroads. Julkaisematon dokumentti. 94 p.
- Wolf, G. P. 2004. Effects of Wide Gauge on Derailment Potential, December 1st 2004, Interface, The Journal of Wheel/Rail Interaction
- Vollebregt, E. 2009. Refinement of Kalker's Rolling Contact Model, A. Bracciali (ed.), Proceedings of the 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2009), Firenze, Italy, September 15-18, 2009.
<http://www.kalkersoftware.org/downloads/vollebregt2009a-cm2009.pdf>

Tiia-Riikka Loponen, Pekka Salmenperä, Antti Nurmikolu, Jari Mäkinen
Rakennustekniikan laitos
Tampereen teknillinen yliopisto
PL 600, 33101 Tampere
tiia.loponen@tut.fi