



Väylävirasto  
Trafikledsverket

Väyläviraston julkaisu  
46/2023

## Vaihteiden kehitystyö





Riku Varis, Heikki Luomala, Tiia Loponen

## **Vaihteiden kehitystyö**

Väyläviraston julkaisuja 46/2023

*Kannen kuva: Riku Varis*

Verkkajulkaisu pdf ([www.vayla.fi](http://www.vayla.fi))

ISSN 2490-0745

ISBN 978-952-405-085-2

Väylävirasto  
PL 33  
00521 HELSINKI  
puh. 0295 343 000

**Riku Varis, Heikki Luomala, Tiia Loponen: Vaihteiden kehitystyö.** Väylävirasto Helsinki 2023. Väyläviraston julkaisuja 46/2023. 90 sivua ja 3 liitettä. ISSN 2490-0745, ISBN 978-952-405-085-2.

**Avainsanat:** vaihteet, suurnopeusvaihteet, radan jäykkyys, perusteeton aukiajo, pohjain, kiskoprofiilit

## Tiivistelmä

Suomen rataverkon vaihderakenteissa on havaittu vuosien varrella useita erilaisia turvallisuuteen, vaihteen jäykkyyteen ja toimilaitteiden toimintaan liittyviä ongelmia, joihin on pyritty löytämään ratkaisuja. Yhteistyössä vaihdetoimittajien kanssa on aikaisemmin kehitetty ja otettu käyttöön uudet elastiset vaihteet, jotka pyrkivät korjaamaan useita havaittuja ongelmia. Kokemukset uusista elastisista vaihteista ovat olleet pääasiassa hyviä, vaikka lukuisia ongelmiaakin on ilmennyt. Lisäksi rai-deliikenteen kehittyminen luo painetta akselipainojen ja nopeuksien kasvattami-selle vaihteissa.

Näiden havaittujen ongelmien ja tehtyjen toimien pohjalta tämän tutkimuksen pää-asiallisena tavoitteena on selvittää, mihin asioihin uusien elastisten vaihteiden mahdollinen suurempi sallittu ajonopeus ja akselipaino vaikuttaisivat kriittisimmin ja mitä asioita suunnittelussa tulisi ottaa huomioon, jos nopeutta vaihteissa nostetaan tasolle 250 km/h. Suurnopeusvaihteiden kehityksen rinnalla selvitetään myös pohjainten vaikutuksia raidegeometrian pysyvyyteen pitkällä aikajänteellä sekä kiskon voitelun hyötyjä kiskon sivukuluminen ja melun vähentämiseksi vaihteen poik-keavalla reitillä. Lisäksi raportissa käydään läpi sitä, miten nykyisten vaihteiden toimilaitteiden kunnossapitoa ja säätöarvoja pitäisi kehittää perusteettomien au-kiarjojen vähentämiseksi.

Työ sisältää kirjallisuusselvityksen suurnopeusvaihderakenteiden erityispiirteistä, muissa maissa käytetyistä komponenttiratkaisuista sekä voimassa olevasta lain-säädännöstä, määräyksistä ja ohjeista Suomessa ja EU:n tasolla. Lisäksi työssä määritetään laskennallisesti, kuinka suuria kuormituksia vaihteen eri rakenneker-roksiin tulisi kohdistumaan näillä suunnitelluilla suurilla nopeuksilla. Pohjaimien vai- kutuksia raidegeometrian pysyvyyteen sekä voitelun vaikutuksia kiskojen kulumi- seen ja meluun on määritetty kenttämittauksin Kehäradalla sekä Oulussa.

Kirjallisuusselvitys ja tehdyt kuormituslaskelmat osoittavat, että Suomen nykyinen elastinen vaihderakenne tulisi kestävämpään suuremmistakin nopeuksista aiheutuvat kuormitukset, kunhan vaihteissa käytetään kääntyväkärkistä risteystä, joka pie- nentää dynaamisia iskukuormituksia risteysalueella. Lisäksi suurnopeusvaihteet tu- lisi rakentaa aina riittävän etäälle toisistaan, jotta niitä voidaan tukea ja kunnossa- pitää yksittäin.

Kehäradalta saadut tulokset pohjaimien vaikutuksista paljastaa, että pohjaimelliset vaihteet säilyttävät geometriansa radantarkastustulosten valossa pitkällä aikajän- teellä hieman paremmin kuin pohjaimettomat vaihteet. Tästä syystä on tärkeää keskittää erityistä huomiota vaihteen ensimmäiseen tuentaan, jolla saavutettu hyvä geometria säilyy pohjaimellisessa vaihteessa hyvin pitkään.

Perusteettomille aukiajoilmaisuille löydettiin todennäköinen syy vaihteen liian väl- jistä ja valvonnan kannalta epäkeskeisistä säätöarvoista. Havainnon perusteella

---

vaihteenkääntölaitteiden säätöarvoja ehdotetaan muutettavaksi siten, että nykyistä lumiväliä pienennetään 1 mm. Tämän muutoksen seurauksena kosketintankojen valvontarullat tulevat lähemmäksi valvontaloven keskiosaa ja rulla ei pääse nousemaan pois lovesta merkityksettömän pienellä liikkeellä.

Oulun Nokelassa tehdyt vaihteen kielen poikkiprofiilin mittaukset osoittivat, että kielen voimakas sivukuluminen voi todennäköisesti johtua itseasiassa liian suuresta pystykulumisesta, joka johtaa käytännössä olemattomaan ohjautumiseen. Tämän havainnon pohjalta suositellaankin, että sekä tukikisko että kielikisko vaihdettaisiin aina samalla kertaa, jotta kielialueen ohjautuminen pysyisi riittävällä tasolla.

**Riku Varis, Heikki Luomala, Tiia Loponen: Utveckling av växlar.** Trafikledsverket. Helsingfors 2023. Trafikledsverkets publikationer 46/2023. 90 sidor och 3 bilagor. ISSN 2490-0745, ISBN 978-952-405-085-2.

## Sammanfattning

Under årens lopp har flera olika problem kopplade till säkerhet, växlarernas styvhet och ställorganens drift identifierats i det finländska järnvägsnätets växelstrukturer, och lösningar har sökts för dem. I samarbete med växelleverantörer har nya elastiska växlar utvecklats och introducerats tidigare i syfte att rätta till ett antal identifierade problem. Erfarenheterna av de nya elastiska växlarerna har i huvudsak varit goda, även om flera problem har uppstått. Dessutom skapar utvecklingen av spårtrafiken tryck för att öka axelvikt och hastigheter i växlar.

Baserat på dessa observerade problem och de åtgärder som vidtagits är huvudsyftet med denna studie att ta reda på vad som skulle påverkas mest kritiskt av en möjlig högre tillåten hastighet och axelvikt i de nya elastiska växlarerna och vad som bör beaktas vid planeringen om hastigheten i växlarerna ökas till 250 km/h. Utöver utvecklingen av höghastighetsväxlar utreds också sliper-mattornas inverkan på spårgeometrins stabilitet på lång sikt och fördelarna med smörjning av skenor för att minska sidoslitage och buller på växelns avvikande rutt. Dessutom diskuteras i rapporten hur underhålls- och justeringsvärdena för de befintliga växlarernas ställorgan bör utvecklas för att minska omotiverade uppkörningar.

I arbetet ingår en litteratursökning om de speciella egenskaperna hos höghastighetsväxelstrukturer, komponentlösningar som används i andra länder samt gällande lagstiftning, föreskrifter och riktlinjer i Finland och på EU-nivå. I arbetet specificeras också kalkylmässigt hur stora belastningar som skulle bäras upp av växelns olika konstruktionsskikt vid dessa planerade höga hastigheter. Sliper-mattornas inverkan på spårgeometrins stabilitet och smörjningens inverkan på slitage på skenorna och buller har fastställts genom fältmätningar på Ringbanan och i Uleåborg.

Litteratursökningen och de belastningsberäkningar som gjorts visar att Finlands nuvarande elastiska växelkonstruktion skulle klara belastningar orsakade av ännu högre hastigheter, bara växlarerna har en rörlig korsning som minskar dynamiska stötblastningar i korsningsområdet. Dessutom bör höghastighetsväxlarerna alltid byggas på tillräckligt avstånd från varandra så att de kan stödjäs och underhållas individuellt.

De resultat som erhålls från Ringbanan om sliper-mattornas påverkan visar att växlarerna med sliper-mattor behåller sin geometri i ljuset av resultaten från spårinspektionen på lång sikt något bättre än växlarerna utan sliper-mattor. Av denna anledning är det viktigt att ägna särskild uppmärksamhet åt växelns första stöd, för att den goda geometrin som uppnås behålls under mycket lång tid i en växel med sliper-matta.

En sannolik orsak till omotiverade uppkörningsindikationer befanns vara växelns justeringsvärden, som var för vaga och ocentrala med tanke på övervakning. Baserat på observationen föreslås att justeringsvärdena för växel-drivarna ändras så att det nuvarande snögapet minskas med 1 mm. Som ett resultat av denna förändring kommer kontrollrullarna på kontaktstängerna närmare den centrala

---

delen av kontrollskåran och rullen kan inte komma ut ur skåran med obetydlig rörelse.

Mätningar av tvärprofilen för växeltungan som gjordes i Nokela, Uleåborg, visade att tungans starka sidoslitage troligen kan orsakas av för mycket vertikalt slitage, vilket leder till praktiskt taget ingen styrning. Baserat på denna observation rekommenderas att både stödskenan och tungskenan byts ut samtidigt för att upprätthålla en tillräcklig nivå av styrning i tungområdet.



**Riku Varis, Heikki Luomala, Tiia Loponen: Development in turnouts.** Finnish Transport Infrastructure Agency Helsinki 2023. Publications of the FTIA 46/2023. 90 pages and 3 appendices. ISSN 2490-0745, ISBN 978-952-405-085-2.

## Abstract

Over the years, several different problems related to turnouts safety, stiffness and actuation have been identified in the turnout structures of the Finnish state rail network and different kinds of solutions for those have been sought. In cooperation with turnout suppliers, new elastic turnouts have been developed and introduced few years ago, which seek to correct several identified problems. Experience with new elastic turnouts has been mainly good, although numerous problems have also emerged. In addition, the development of rail traffic is creating pressure to increase axle weights and speeds in turnouts.

Based on these identified problems and actions taken, the main objective of this study is to identify which issues would be most critically affected by the potential higher speed and axle weight of new elastic turnouts and which issues should be considered in the design if speeds are increased to 250 km/h. Alongside the development of high-speed turnouts, the long time period effects of under sleeper pads on the stability of track geometry and the benefits of rail lubrication to reduce rail side wear and noise in the diverging route are also investigated. In addition, the report reviews how maintenance values for existing point machines should be developed to reduce false openings of point machines.

The work includes a literature review of the special features of high-speed turnout structures, component solutions used in other countries, and current legislation, regulations and guidelines in Finland and in EU. In addition, the work determines computationally how much loads the different structural layers of the turnout would be subjected to at these designed high speeds. The effects of under sleeper pads on the stability of track geometry and the effects of lubrication on rail wear and noise have been determined by field measurements on the Ring Rail Line and in Oulu.

The literature review and the calculations show that the current elastic turnout structure in Finland would withstand loads caused by even higher speeds, as long as a movable crossing is used, which reduces the dynamic impact loads in the crossing area. In addition, high-speed turnouts should always be built far enough away from each other so that they can be tamped and maintained individually.

The results related to under sleeper pads obtained from Ring Rail Line reveals that turnouts equipped be USP retain their geometry in long period slightly better than non-USP turnouts. For this reason, it is important to pay special attention to the very first tamping procedure, because the good geometry achieved there is maintained with the USP-sleepers for a very long time.

The probable cause of false openings of point machines was found to be too broad and asymmetric maintenance values for the point machines. Based on the observation, it is proposed to change the adjustment values of the point machines so that the current snow clearance is reduced by 1 mm. As a result of this change, the detection rollers of the detection bars become closer to the center of the

---

detection notch and the roller cannot rise out of the notch with a negligible movement.

Measurements of the cross-sectional profile of the switch blade in Oulu showed that the strong side wear of the switch blade may in fact be due to excessive vertical wear of stock rail, which leads to situation where there is actually no steering at all. Based on this observation, it is straightforward that both the stock rail and the switch blade should always be changed at the same time in order to maintain a sufficient level of rolling radius difference in the switch area.

## Esipuhe

Tämä tutkimusprojekti on osa Väyläviraston ja Tampereen yliopiston ETEVÄ-, sekä NOSERA-yhteistyöhankkeita, jotka pyrkivät edesauttamaan elinkaari- ja nopeiden sekaliikennetoimien (ETEVÄ) ja nopeiden sekaliikennetoimien (NOSERA) kehitystä. Tätä tutkimusta ovat olleet toteuttamassa ja raportin kirjoittaneet Tampereen yliopiston Tutkimuskeskus Terran väitöskirjatutkijat Riku Varis ja Tiia Lopenen sekä TKT Heikki Luomala. Kenttätöiden avustavassa roolissa sekä analysoinnin apuna ovat toimineet laboratoriomestari Marko Hoppo, väitöskirjatutkija Tommi Rantala.

Tilaaajan edustajana työn ohjauksessa on toiminut Tuija Myllymäki sekä Henri Seppälä Väylävirastosta.

Helsingissä kesäkuussa 2023

Väylävirasto  
Rautatietekninen yksikkö

## Sisältö

1	JOHDANTO.....	3
2	SUURNOPEUSVAIhteET SUOMESSA JA MAAILMALLA.....	4
2.1	Suurnopeusvaihteiden erityispiirteet.....	4
2.2	Ranska.....	14
2.3	Saksa.....	17
2.4	Kiina.....	19
2.5	Japani.....	23
2.6	Suurnopeusvaihteet muissa maissa.....	23
3	SUURNOPEUSVAIhteISIIN LIITTYVÄ OHJEISTUS JA STANDARDINTI SUOMESSA.....	25
3.1	Vaihteiden geometriset vaatimukset.....	25
3.2	Pyörä-kisko-kontaktin vaatimukset.....	32
3.3	Kunnossapidon vaatimukset.....	37
4	SUURNOPEUSVAIhteEN KUORMITUSMITOITUS SUOMESSA.....	41
5	KEHÄRADAN POHJAINRAKENTEEN PIDEMMÄN AIKAVÄLIN TOIMINTA....	48
5.1	EMMA-radantarkastusvaunun tulokset.....	49
5.2	Pölkkyjen siirtymämittaukset koevaihteissa.....	54
5.2.1	Anturointi koevaihteissa.....	54
5.2.2	Pitkän aikavälin pysyvän painuman tulokset.....	55
6	AUKIAJOILMAISUJEN VÄHENTÄMISEN KEINOT.....	60
6.1	Mahdolliset ratkaisuvaihtoehdot.....	60
6.2	Vaihteen säätöarvojen muutostestit Luumäellä.....	70
7	OULUN NOKELAN ELASTISTEN VAIhteIDEN KISKOJEN SIVUKULUMISONGELMAT.....	73
7.1	Kiskon kulumismäärä.....	73
7.2	Pyörän laippojen voitelulaite ja melun määrä vaihdealueella.....	80
8	JOHTOPÄÄTÖKSET.....	85
	LÄHDELUETTELO.....	87

### LIITTEET

Liite 1	Linjakuvio 60e1-5000/3000-1:28
Liite 2	Anturointisuunnitelma radan pystysuuntaisen painuman mittaamiseen Kehäradalla
Liite 3	1:28-vaihteen kielisovituspari

# 1 Johdanto

TERA- ja ETEVÄ-yhteistyön aikana on syvennetty tietämystä vaihteissa ilmenevien ongelmien taustalla. Tutkimuksen avulla on selvitetty muun muassa turvallisuuteen, vaihteen jäykkyyteen ja toimilaitteiden toimintaan liittyviä ongelmia. Yhteistyössä vaihdetoimittajien kanssa on kehitetty ja otettu käyttöön uudet elastiset vaihteet, jotka pyrkivät korjaamaan useita havaittuja ongelmia. Kokemukset uusista elastisista vaihteista ovat olleet pääasiassa hyviä, vaikka lukuisia ongelmiakin on ilmennyt. Näitä ongelmia, jotka eivät kaikki liity vaihteen elastisuuteen, ovat muun muassa kielien voimakas kuluminen, vastakiskopukkien kiinnitysten rikkoutuminen ja toimilaitteiden puutteellinen toiminta tietyissä olosuhteissa. Lisäksi varsinkin pitkien vaihteiden perusteettomat aukiajoilmaisut työllistävät kunnossapitoa edelleen.

Väylä on käynnistänyt uusien 1:14 elastisten vaihteiden suunnittelun. Uudet vaihteet pyritään suunnittelemaan 250 km/h ajonopeudelle ja 30 tonnin akselipainolle. Suomen tällä hetkellä ainoa kiskojen voitelulaite on otettu tämän projektin aikana käyttöön vaihdealueella Oulussa. Lisäksi vaihteiden toiminnan arvioimista varten rakennetut seuranta-asemat ovat olemassa Kehäradalla ja Oulussa.

Näiden havaittujen ongelmien ja tehtyjen toimien pohjalta tämän tutkimuksen pääasiallisena tavoitteena on selvittää, mihin asioihin uusien elastisten vaihteiden suurempi sallittu ajonopeus ja akselipaino vaikuttavat kriittisimmin ja mitä asioita suunnittelussa tulee ottaa huomioon lainsäädännön näkökulmasta. Uusien vaihteiden suunnitteluratkaisuja peilataan myös muissa maissa tehtyihin suurnopeusraatojen ratkaisuihin ja kehitykseen. Suurnopeusvaihteiden kehityksen rinnalla selvitetään myös pohjainten vaikutuksia raidegeometrian pysyvyyteen pitkällä aikajännteellä sekä kiskon voitelun hyötyjä kiskon kulumisen ja melun vähentämiseksi vaihteen poikkeavalla reitillä.

Uusien vaihderakenteiden kehityksen rinnalla tässä projektissa selvitetään myös, miten nykyisten vaihteiden toimilaitteiden kunnossapitoa ja säätöarvoja pitäisi kehittää perusteettomien aukiajojen vähentämiseksi.

## 2 Suurnopeusvaihteet Suomessa ja maailmalla

Puhuttaessa suurnopeusvaihteista ja -liikenteestä on selkeintä lähteä liikkeelle suurnopeusvaihteiden määritelmästä. Yleisen määritelmän mukaan suurnopeusvaihteet ovat rakenteita, joissa suoran reitin nopeus on 250 km/h tai enemmän. Tämän lisäksi suurnopeusvaihteiksi luetaan myös vaihteet, joissa poikkeavan reitin nopeus on 160 km/h tai enemmän. Tällaiset nopeudet asettavat käytettävälle rata-rakenteelle monia entistä tiukempia vaatimuksia. Nämä tiukemmat vaatimukset liittyvät esimerkiksi vaihteen toimintavarmuuteen, kunnossapidettävyyteen, vaihteissa muodostuviin pysty- ja poikittaiskiihtyvyyksiin sekä pyörän ja kiskon välisen kartiokkuuden raja-arvoihin. Voidaankin sanoa, että suurnopeusvaihteiden tulisi olla päällysrakenteen suhteen koko rataverkon tarkimmin suunniteltu, toteutettu ja ennen kaikkea modernein kokonaisuus. (Wang 2015)

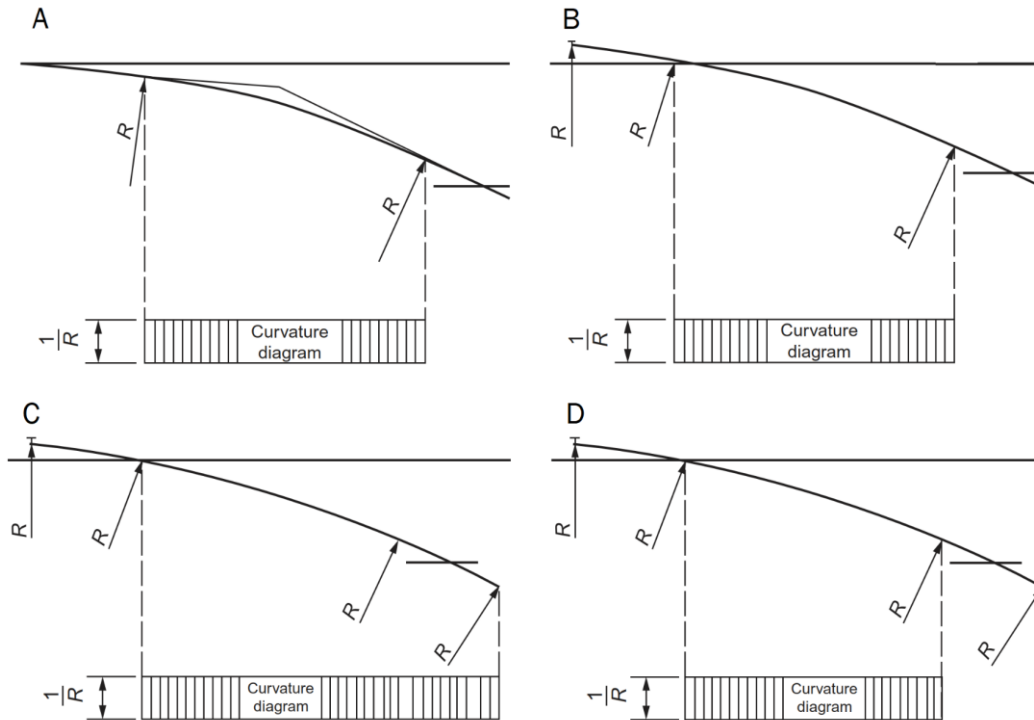
Tässä luvussa käydään läpi, minkälaisia rakenteita Suomessa tällä hetkellä käytetään erilaisissa vaihteissa ja miten ne eroaa rakenteista, joita muissa maissa käytetään suurnopeusvaihteissa. Suurnopeusvaihteita on käytetty maailmalla jo noin 40 vuotta, joten kokemusta toimivista rakenteista suurillakin nopeuksilla on olemassa.

### 2.1 Suurnopeusvaihteiden erityispiirteet

Edellä esitetyn suurnopeusvaihteiden määritelmän mukaisesti Suomessa on tällä hetkellä kaksi suurnopeusvaihdetta, joissa risteyssuhde on 1:28 ja poikkeavan raiteen maksiminopeus on täsmälleen 160 km/h. Tämän vaihteen linjakuvio on esitetty liitteessä 1. Poikkeavan raiteen kaarresäde on tässä vaihteessa muuttuva, joka tarkoittaa käytännössä sitä, että aivan kielen kärjessä vaihteen kaarresäde on 5 000 metriä. Kielisovituksen alueella on siirtymäkaari, jonka aikana kaarresäde muuttuu kielen viimeiselle kantakääntölaitteelle mennessä 3 000 metriin. Tämän jälkeen loppu vaihteen poikkeavasta raiteesta on toteutettu vaihteen takajatkokseen asti tasaisella 3 000 m ympyränkaarella.

Tällaiset kaarresäteen muutokset ovatkin yksi keskeisimmistä elementeistä vaihteissa, jossa suuria nopeuksia halutaan käyttää nimenomaan poikkeavalle reitille. Normaaleissa lyhyissä vaihteissa poikkeavan raiteen kaarteessa käytetään käytännössä aina yksinkertaista ympyränkaarta, joka on helppo ja edullinen valmistaa. Kaari voi alkaa kaarevia kieliä käyttäen jo heti vaihteen kärjestä tai suoraa kieliä käytettäessä vasta kielen kannasta. Myös kaaren loppupisteen määrittää se, käytetäänkö kaaren jatkona kaarevaa vai suoraa risteyskärkeä. Kuvassa 1 on esitetty nämä erilaiset yhdellä ympyränkaarella toteutettavat geometriat. (Wang 2015)

Tällainen yksinkertainen kaarre sopii hyvin vielä esimerkiksi 900 metrin kaarresäteellä oleviin 1:18-vaihteisiin, joissa poikkeavan raiteen nopeudet ovat maksimissaan 80 km/h. Tällöin suoralta kaarteeseen saapuminen ei aiheuta vielä suuria keskeiskiihtyvyyksiä, ja kiihtyvyyden muutosnopeudesta kertova nykäys jää hyvin pieneksi. Nopeuden noustessa keskeiskiihtyvyydet ja sitä myötä myös nykäyksen arvot kuitenkin kasvavat pelkkiä ympyränkaaria käyttämällä liian suuriksi. Siirtymäkaarien avulla nykäyksen arvo saadaan pienennettyä ja lisättyä näin huomattavasti vaihteiden matkustusmukavuutta.

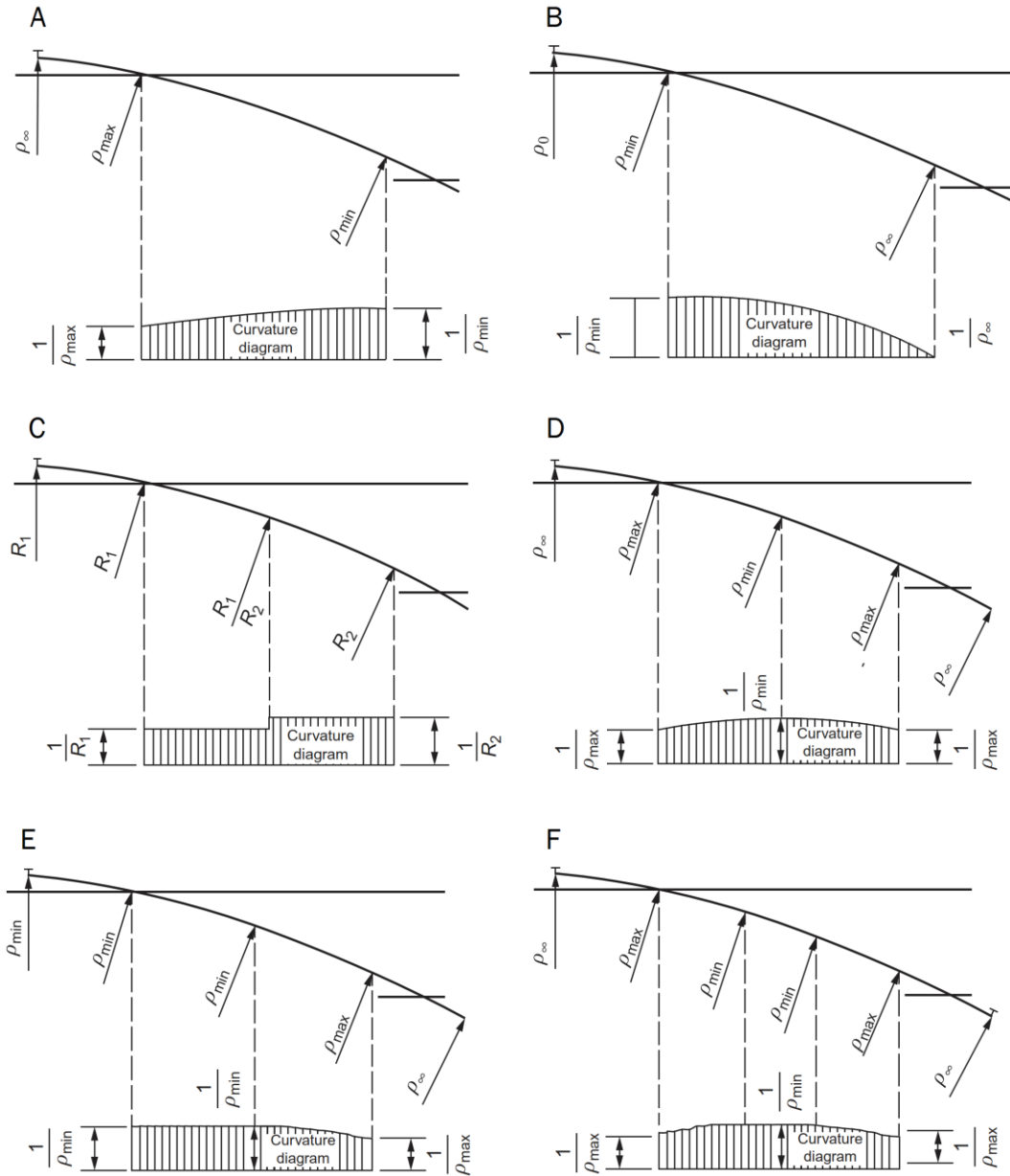


*Kuva 1. Poikkeavan raiteen kaarregeometria vakiokaarevuutta käyttäen. A) Ympyränkaari suoralla kielellä, B) Ympyränkaari kaarevalla kielellä ja suoralla risteyksellä, C) Ympyränkaari kaarevalla kielellä ja kaarevalla risteyksellä, D) Ympyränkaari kaarevalla kielellä ja sekantiksi rakennetulla suoralla risteyksellä. (Wang 2015)*

Vaihteissa käyttöpituuudet ovat kuitenkin usein hyvin rajalliset, jonka vuoksi poikkeavan raiteen kaarevuudet ja niiden muutokset pitää suunnitella mahdollisimman tehokkaasti. Vaihteisiin on suunniteltu käytettävän tilan mukaan useitakin erilaisia muuttuvan kaaren muotoja, joita on esitetty kuvassa 2. Yleisimmät siirtymäkaaren muodot maailmalla ovat 3. asteen paraabeli ja klotoidi (Brustad 2020 & Wang 2015). Näitä voidaan käyttää joko yksinään tai yhdistettyinä muihin elementteihin. Suomen nykyisessä suurnopeusvaihterakenteessa käytetään kuvan 2 kohdan E mukaista yhdistelmärakennetta siirtymäkaaren ollessa klotoidi ja sen ollessa kuvasta 2 poiketen vaihteen kärjessä. Jos kaarevuuden muutospiiste on kielisovitusalueen kannassa tai sen takana, voidaan yhdellä tietyn kaarresäteen omaavalla kielisovituksella rakentaa eri risteysuhteella olevia vaihteita, joka on hyvin yleinen tapa esimerkiksi Saksan suurnopeusvaihteissa (Wang 2015). Kaarevuuden muutoksissa pätee yleisohje, että jokaisen yksittäisen elementin pituuden tulee olla suurempi kuin matka, jonka juna etenee kaaren maksiminopeudella yhdessä sekunnissa. Tämän mukaisesti 160 km/h kaarrenopeedelle suunnitelluissa vaihteissa kaikkien kaarielementtien täytyisi olla vähintään 39 metrin pituisia. Näin ei kuitenkaan Suomen 1:28-vaihteessa ole, vaan siirtymäkaari vaihteen kärjessä on huomattavasti lyhyempi.

Kuten kuvat 1 ja 2 osoittavat, vaihteen poikkeavan raiteen kaarevuus saadaan toteutettua sulavimmin käyttämällä kaarevaa kielirakennetta, jolloin kaari voidaan aloittaa heti suoralta linjaosuudelta. Tällöin pyörän ja kielen kohtauskulma saadaan pieneksi ja poikittaiskuormitukset ja -kiihtyvyydet siirtymäalueella vähenevät merkittävästi. Kaareva kieli on kuitenkin huomattavasti vaikeampi valmistaa ja se on ohuempi kärjestään kuin suora kieli. Kielen ohuen kärjen poikittaisjäykkyys ei ole

kovin suuri eikä se myöskään kestä mahdollista sivukulumista yhtä hyvin kuin suora kieli. Näitä sivukulumisongelman seurauksia on pyritty Suomessa pienentämään sillä, että tukikisko viistetään kielen kärkialueelta, jolloin kielirakenne voidaan tehdä vastaavasti paksummaksi.

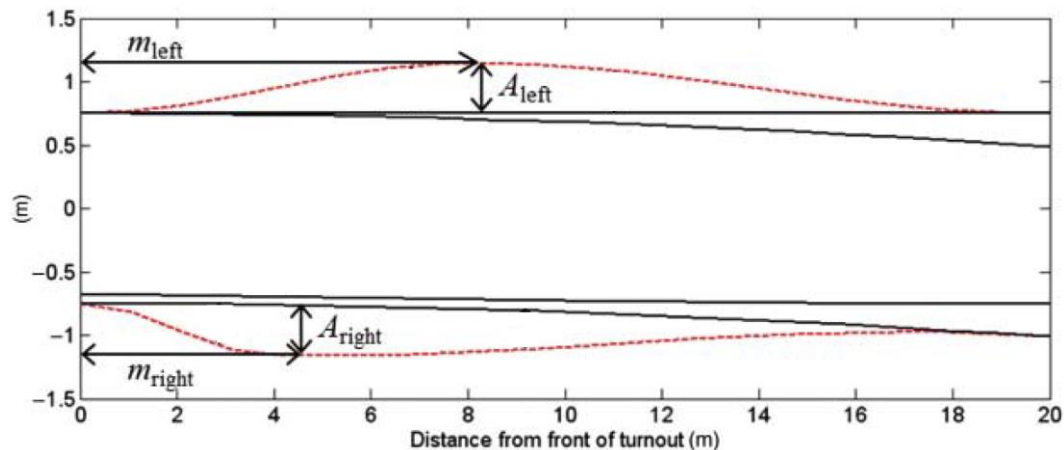


*Kuva 2. Poikkeavan raiteen kaarergeometria muuttuvilla kaarevuuksilla. A) Yksittäinen siirtymäkaari nollakohdan ollessa vaihteen etujatkoksessa B) Yksittäinen siirtymäkaari nollakohdan ollessa vaihteen risteyksessä, C) Useiden vakiokaarevuuksien yhdistelmä, D) Kahden siirtymäkaaren yhdistelmä, E) Ympyränkaari + siirtymäkaari, F) Siirtymäkaari + ympyränkaari + siirtymäkaari. (Wang 2015)*

Tämä kielen sivukulumisongelma on havaittu selkeästi myös Suomessa jo nykyisillä pienemmillä nopeuksilla, joten asiaan tulee kiinnittää huomiota. Xu et al. (2016) ovat tutkineet suurnopeusvaihteiden kielialueen kulumista Kiinassa ja todenneet, että kielen kuluminen on merkittävin suurnopeusvaihteiden käyttöikää pienentävä tekijä. Heidän tutkimuksessaan selvitettiin kolmen eri muuttujan, eli



raideleveyden, kiskon kallistuksen ja kitkakertoimen vaikutusta kulumiseen. Tutkimuksen mukaan raideleveyden hetkellinen leventäminen kielisovitusalueella kuvan 3 esimerkin mukaisesti pienentää kulumista melko lineaarisesti aina standardileveydestä +9 mm levitykseen asti. Kulumismuoto pysyy kuta kuinkin samana näillä kaikilla vaihtoehdoilla, mutta kulumismäärässä on noin 16 % ero. Kiskon kallistuksen kasvattaminen kasvattaa myös kulumista, joten pienet 1/40 tai 1/50 kallistukset ovat kulumisen kannalta optimaalisimmat vaihtoehdot. Kitkakertoimen vähentäminen 0,5:stä alaspäin pienentää kulumista, mutta vasta 0,3:n jälkeen vaikutus on merkityksellinen. Kulumisen vähentämiseksi kitkakerroin pitäisi siis aina pitää alle 0,3:n, johon on käytännössä hyvin vaikeaa päästä normaalissa pyörän ja kiskon välisessä kuivassa metalli-metalli -kosketuksessa.



Kuva 3. Periaatekuva raideleveyden levityksestä suurnopeusvaihteiden kielisovitusalueella. Havainnollisuuden vuoksi levityksen amplitudit  $A_{left}$  ja  $A_{right}$  ovat kuvassa liioiteltuja.

Myös Jing et al. (2012) sekä Pålsson et al. (2012) ovat tutkineet mahdollisen raideleveyden levityksen merkitystä syntyneisiin voimiin ja kulumiseen suurnopeusvaihteiden kielisovitusalueella. Jing et al. (2012) toteavat, että raideleveyden levityksen maksimi tuli olla kohdassa, jossa kielen leveys on 30 mm. Tämä on täsmälleen se kohta, jossa tutkimuksen mukaan siirtymä tukikiskolta pyörälle tapahtuu. Tarkkaan siirtymiskohtaan vaikuttaa kuitenkin käytetyn pyörän ja kiskon muodot ja kartiokkuudet, joten tämä kohta on optimaalinen vain juuri artikkelissa olleelle pyörä-kisko yhdistelmälle. Levityksen suuruuden ei tule tämän tutkimuksen mukaan olla enempää kuin 15 mm. Pålsson et al. (2012) päätyivät tutkimuksissaan käytännössä samaan raideleveyden levityksen suuruuteen ehdottamalla vaihteluväliksi 15-20 mm. Tämä yksi tietty arvo toimii heidän mukaansa kuitenkin vain suoran tukikiskon puolelle tehtynä. Käyrän tukikiskon puolella optimaaliseen levityksen arvoon vaikuttaa merkittävästi junan ajoreitti ja ajosuunta, joten yhtä yksittäistä arvoa ei voida valita. Bugarin ja Garcia Diaz-de-Villegas (2002) ovat kuitenkin tehneet tutkimuksissaan merkittävän havainnon, että suoraa reittiä ajettaessa käyrän tukikiskon ja suoran kielen puolella poikittaissuuntaiset kuormitukset eivät kasva täysin lineaarisesti nopeuden noustessa. Tämä tarkoittaa sitä, että tietyn rajanopeuden jälkeen poikittaisliikettä ei enää yksinkertaisesti ehdi tapahtumaan pyörän siirtymäalueella ja merkittävältä poikittaisvoimilta säästytään. Näissä tutkimuksissa poikittaissuuntaiset iskut ovat kriittisimmillään suoran reitin alle 160 km/h nopeudella, jolloin suurnopeusvaihteissa tämä rajanopeus saatetaan tietyillä kalustotyypeillä kenties ylittää.

Useat tutkimukset siis osoittavat, että raidelevyden levityksellä eli niin sanotulla kielen kinemaattisella optimoinnilla on vaikutusta pyörän siirtymäalueella syntyvien poikittaissiirtymien ja -voimien vähentymiseen. Tällaisen koko kiskorakennetta leivittävän menetelmän sijaan voidaan käyttää myös tukikiskon hionnalla tehtävää pelkkää pyörän kulkupinnan siirtoa, jonka toimintaa on analysoitu Bugarinin ja Garcia Diaz-de-Villegasin (2002) tekemässä tutkimuksessa. Tässä menetelmässä kiskon kiinnitysjärjestelmää ei tarvitse muuttaa, joka tekee siitä potentiaalisen vaihtoehdon myös olemassa oleviin vaihderakenteisiin. Tästä kielen kinemaattisesta optimoinnista on kerrottu lisää Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä -sarjan osassa 9/2017 (Varis 2017).

Kielen muodon optimoinnin ohella suurnopeusvaihteissa tulee optimoida myös toisen epäjatkuvuuskohdan, eli risteuksen geometriaa. Normaalin yksikärkisen kiinteän risteuksen ylitys aiheuttaa suurilla yli 200 km/h nopeuksilla merkittäviä vaakaja pystysuuntaisia iskukuormituksia, jotka saattavat ylittää vaihderakenteen kestoikyvyn. Tästä syystä monessa maassa on linjattu, että liikuttaessa suoralla reitillä 250 km/h nopeuksilla tulisi koko risteuksen epäjatkuvuuskohta pyrkiä poistamaan junaturvallisuuden ja matkustusmukavuuden takia liikkuvilla risteysosilla (Wang 2015). Tämä sama vaatimus on kirjattu myös Euroopan unionin rautatiejärjestelmän infrastruktuuriasajärjestelmää koskevassa yhteentoimivuuden teknisessä eritelmässä (Euroopan komissio, 2014), jonka sisällöstä kerrotaan lisää luvussa 3.

Risteysrakennetta voidaan muuttaa jatkuvaksi useallakin eri tavalla. Näistä yksi on rakenne, jossa suoran reitin tukikiskot tehdään täysin normaalisti jatkuvasta kiskosta ja poikkeavalle reitille rakennetaan normaalia kiskoa korkeammista siipikiskosta ja kielestä kääntyvä rakenne. Poikkeavalle reitille ajettaessa siipikiskon ja kielen yhteisrakenne siis ikään kuin kääntyy normaalin suoran reitin linjakiskon päälle siltarakenteena ja juna ylittää jatkuvan kiskon kuvan 4 mukaisesti. Tämän rakenteen heikkoutena on kuitenkin juuri pyörän kiipeämisen luoma selkeä suistumisriski, jolloin tätä rakennetta voidaan käyttää ainoastaan äärimmäisen pienillä poikkeavan raiteen nopeuksilla (Wang 2015). Se ei siis sovi poikkeavan raiteen suurnopeusvaihteisiin, mutta suoran raiteen priorisoinnin vuoksi se sopii hyvin kohteisiin, joissa suurnopeusradalta halutaan jostain syystä poiketa hyvin hitaasti sivuraiteelle.



*Kuva 4. Poikkeavan raiteen risteysalueen liikkuva ja korotettu siipikisko ja kielirakenne (movable grade-separated crossing). (Wang 2015)*

Normaalisti risteyskärjen liikkuvat osat tehdään samalle korkeustasolle, jolloin kummallekin raiteelle tulee aina jonkinlainen siirtymäalue. Siirtymä voidaan toteuttaa joko liikkuvalla risteyskärjellä, liikkuvilla siipikiskoilla tai liikuttamalla koko risteuselementin kärkeä. Kahden jälkimmäisen hyvinä puolina on kohtalaisen lyhyt liikkuva rakenne, mutta ne vaativat vuorostaan monimutkaisemman kääntöjärjestelmän, eikä niillä saavuteta yhtä tukevaa rakennetta kuin liikkuvalla risteyskärjellä. Tästä syystä kääntyväkärkinen risteys onkin selkeästi yleisin ratkaisu maailmalla risteysalueen epäjatkuvuuskohdan poistamiseen. (Wang 2015)

Kuvan 5 vasemmalla puolella esitetty normaali kääntyväkärkinen risteys vaatii vaihteen kielen tapaan hyvin pitkän kääntyvän kärkielementin ja pitkät tukevat siipikiskot tukitönkkineen, joita vasten risteyskärki käännetään. Pitkän kääntyvän elementin vuoksi myös kääntölaitteiden voimat pitää olla riittävän suuret.



*Kuva 5. Suurnopeusvaihteen kääntyväkärkisen risteuksen eri rakenteet. Vasemmalla perinteinen kääntyväkärkinen risteys kummankin risteyskiskon*

*kanta-alueen kevennetyllä joustorakenteella. Oikealla kääntyväkärkinen risteys suoran reitin joustorakenteella ja poikkeavan reitin kisko jatkokoksella. (Wang 2015)*

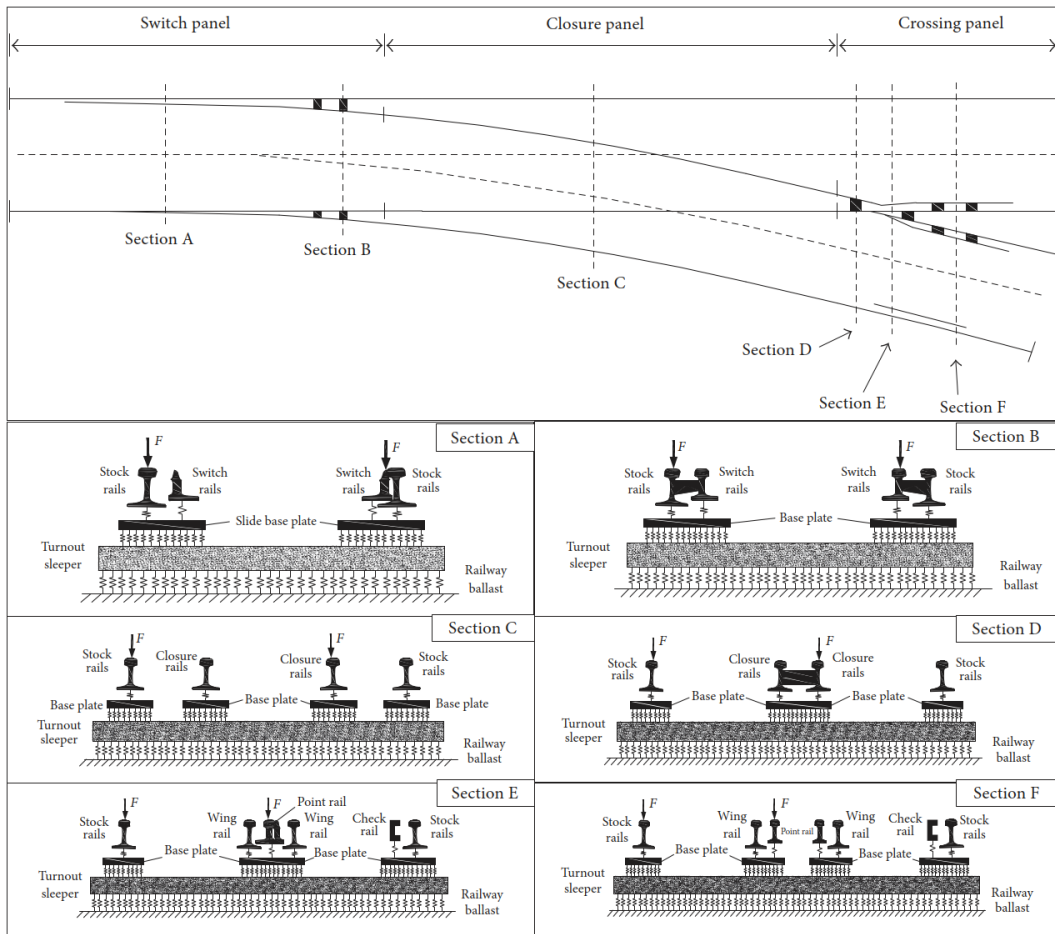
Jos poikkeavalla raiteella kuitenkin käytetään selkeästi pienempiä nopeuksia, voidaan poikkeavan puolen kielen kantaan tehdä kuvan 5 oikealla puolella esitetty kisko jatkos. Tämä pienentää merkittävästi risteyskärjen kääntämiseen tarvittavaa voimaa. (Wang 2015)

Kääntyväkärkisen risteuksen luodessa pyörälle jatkuvan kulkupinnan voidaan pyörää ohjaava vastakiskorakenne jättää suurnopeusvaihteista kokonaan pois, kuten kuvan 5 vasemmanpuolinen tilanne esittää. Jos kääntyvää kärkeä käytetään kuitenkin hieman lyhyemmissä vaihteissa (risteyssuhde  $\leq 1:18$ ), voidaan poikkeavalla puolella käyttää vastakiskoa kuvan 5 oikeanpuolisen rakenteen mukaisesti. Tällä ratkaisulla pystytään suojelemaan kääntyvän risteuksen ohutta, sivukulumiselle herkkää kärkiosaa tiukemman kaarteiden mahdolliselta laippakontaktilta. (Wang 2015)

Kieli, kaarre- ja risteysgeometrioiden optimoinnin lisäksi suurnopeusvaihteissa tulee keskittyä hyvin tarkasti myös rakenteen pysty- ja vaakasuuntaiseen jäykkyyteen. Suuret nopeudet muodostavat aina myös suuria kuormituksia, joiden siirtyminen kiskosta pölkkyyn ja tukikerrokseen tulee olla hallittua, jotta kaikki komponentit pystyvät säilyttämään niille suunnitellun kestoajan. Suurnopeusvaihteiden dynaamisia kuormituksia ja niiden siirtämiseen vaadittavia erilaisia elastisia komponentteja on tutkittu maailmalla paljon.

Zhu (2006) on tutkinut matemaattisten laskentamallien avulla Kiinan tiettyjen suurnopeusvaihteiden rakennetta, jossa kielialueella tukikiskon alle on asennettu jäykkyydeltään 90 kN/mm välilevyt, mutta kieli lepää täysin jäykän liukualuslevyn päällä, jolloin kielirakenteen jäykkyys on 270 kN/mm. Tätä rakennetta on verrattu toiseen vaihteeseen, jossa liukualuslevyn rakenteeseen on lisätty elastinen kerros tasoittamaan tämä jäykkyys koko rakenteessa vakioarvoon 90 kN/mm. Tämä rakennemuutos pienensi laskentamalleissa 160 km/h nopeudella kaluston ja radan välisiä pystyvoimia noin 28 % ja pystykiihtyvyyksiä jopa 34 %. Kaluston roll-värihtelyn kiihtyvyys pienentyi elastisemmalla rakenteella jopa 40 %.

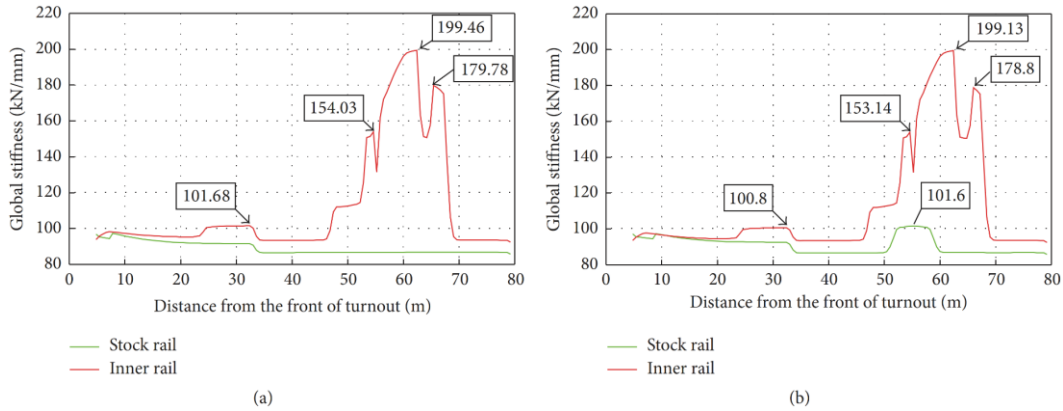
Xu et al. (2016) ovat tehneet hyvin laajan tutkimuksen suurnopeusvaihteen välilevyjen optimoinnista. Lähtökohtana tässä tutkimuksessa oli kuvassa 6 esitelty Kiinan 1:18 risteysuhteella oleva suurnopeusvaihte, jossa jokaisessa kiskonkiinnikkeessä on käytetty elastista välilevyä siten, että kiskojen ja vaihdealuslevyn välisen välilevyjen jäykkyys on vakio 200 kN/mm ja vaihdealuslevyjen alla jäykkyys on pituusriippuvainen 100 kN/mm/m. Pölkyn alla käytetään jäykkyyttä 107 kN/mm/m.



Kuva 6. Xu et al. (2016) tutkimuksessaan käyttämän 1:18-vaihdemallin rakenne.

Kuvan 6 mukainen rakenne on hyvin tyypillinen vaihderakenne ympäri maailmaa, jossa on siis käytetty runsaasti elastisia välilevyjä, mutta niiden jäykkyyksiä ei ole vaihteen rakenteen mukaisesti varsinaisesti optimoitu. Tällainen vastaava rakenne on käytössä myös Suomen nykyaikaisimmassa niin sanotuissa elastisissa vaihteissa, joista on kerrottu tarkemmin Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä -sarjan raportissa 54/2017 (Varis & Luomala 2017) ja Väyläviraston tutkimuksia -sarjan raportissa 18/2019 (Varis & Luomala 2019).

Tällä optimoimattomalla rakenteella tehdyt laskelmat kuvassa 7 osoittavat, että kiskojen väliset jäykkyyserot kasvavat hyvinkin merkittäviksi varsinkin risteysalueella, jossa useat kiskot risteuksen puolella jakavat saman vaihdealuelevyn. Uloimissa tukikiskoissa ei rakennemuutoksia juuri ole, joten niiden jäykkyys pysyy kuta kuinkin vakiona.



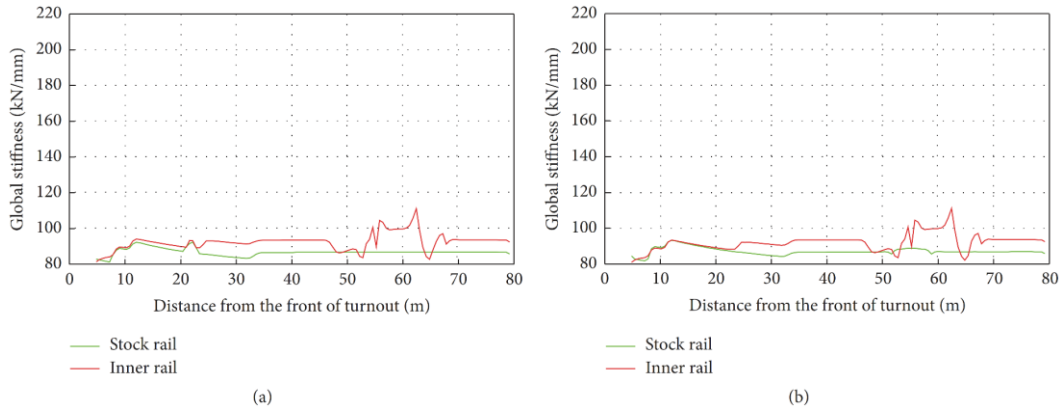
Kuva 7. Vaihemallin alkuperäiset laskennalliset jäykkyydet (a) suoralla reitillä ja (b) poikkeavalla reitillä. (Xu et al. 2016)

Näiden tulosten pohjalta kyseisessä tutkimuksessa on pyritty optimoimaan vaihdealuslevyjen alla olevien välilevyjen jäykkyyksiä vaihteen eri rakenneosien välillä oheisen taulukon 1 mukaisesti.

Taulukko 1. 1:18-vaihteen optimoidut, vaihdealuslevyjen alle asennettävien, välilevyjen jäykkyydet. (Xu et al. 2016)

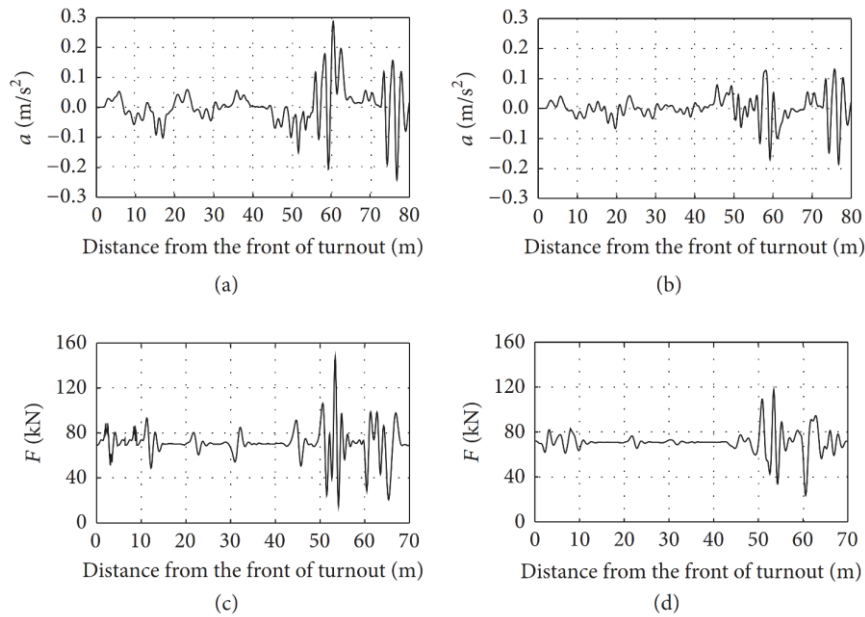
Number	Original stiffness ((kN/mm)/m)	Modified stiffness ((kN/mm)/m)	Number of turnout sleeper	Combination type of rail
SP-A		66	1~14	Stock rail and switch rail
SP-B		80	15~19	Stock rail and switch rail
SP-C		92	20~58	Stock rail and switch rail
CE-A	100	70	80~88	Closure rails
CE-B		40	89~92	Closure rails
CP-A		40	93~104	Wing rail and point rail
CP-B		50	105~114	Wing rail and point rail
CR-A		60	85~98	Stock rail and check rail

Taulukkoa 1 tarkastelemalla havaitaan, että optimoinnissa on keskitytty koko kielialueen vaihdealuslevyjen optimointiin, sekä risteyskärjen alaisten levyjen optimointiin. Väliskiskoalueella (pölkyt 58–80) ja risteysalueella suoran puolen linjakiskon alla on käytetty alkuperäistä 100 kN/mm/m välilevyä. Poikkeavan raiteen vastakiskorakenteen takia sen välilevyratkaisu ulkokiskon osalta poikkeaa suoran puolen vastavasta. Risteysaluetta lähestyttäessä välilevyjen jäykkyyttä on kuitenkin madallettu aivan merkittävästi ja vaihteen kantaosassa keskimmäisen kiskojen alla jäykkyys vaihtelee välillä 40–50 kN/mm. Huomion arvoista on myös se, että poikkeavan raiteen vastakiskonpukin alla käytetään eri jäykkyyttä kuin risteyskärjen alla, eli optimointia on tehty myös radan poikittaissuunnassa. Näillä välilevymuutoksilla jäykkyyserot eri kiskojen välillä ovat tasoittuneet kuvan 8 mukaisesti.

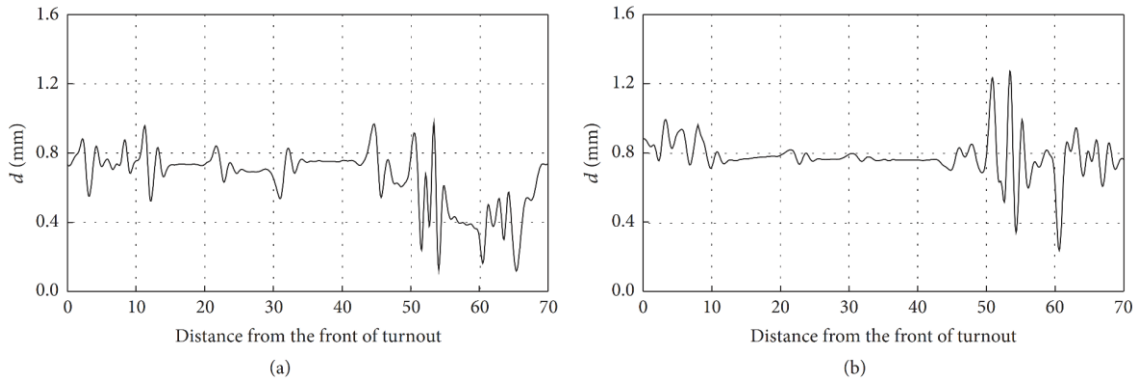


Kuva 8. Vaihdemallin laskennalliset jäykkyydet optimoiduilla välilevyillä (a) suoralla reitillä ja (b) poikkeavalla reitillä. (Xu et al. 2016)

Kuva 8 osoittaa, että optimoiduilla välilevyillä jäykkyyserot eri kiskorakenteiden välillä ovat huomattavan paljon pienemmät ja rakenteen kokonaisjäykkyys pysyy melko muuttumattomana 80–100 kN/mm tasolla. Tällöin kuormitusten jakautuminen vaihderakenteessa on tasaisempaa ja se vaikuttaa junan ylityksen aikana sekä kaluston kiihtyvyyksiin, pyörä-kisko-kontaktissa syntyviin voimiin sekä kiskon pysyysuuntaisiin siirtymiin kuvissa 9 ja 10 esitellä tavalla.



Kuva 9. Kaluston kiihtyvyyden ja pyörä-kisko-kontaktin voimat alkuperäisellä [(a) ja (c)] sekä optimoidulla [(b) ja (d)] rakenteella. (Xu et al. 2016)



Kuva 10. Vaihteen risteyksen puoleisen kiskon pystysuuntainen siirtymä (a) alkuperäisellä sekä (b) optimoidulla rakenteella. (Xu et al. 2016)

Välilevyjen optimoinnin ansiosta kaluston äkilliset kiihtyvyyksiä tasoittuvat ja samalla myös voimat vähenevät jonkin verran. Vaihteen kieli- ja välikiskoalueella juna ei ole alkuperäisessä tilanteessa aiheuttanut absoluuttisesti suuria kiihtyvyyksiä tai voimia, mutta optimoinnin jälkeen tälläkin alueella junan käyttäytyminen on silti kuvan 9 mukaisesti rauhallisempaa ja tasaisempaa, joka parantaa matkustusmukavuutta. Sama stabiilimpi käyttäytyminen näkyy myös kieli- ja välikiskoalueen kiskon siirtymissä kuvassa 10. Lisääntyneen elastisuuden takia kiskojen siirtymä on optimoidussa tilanteessa hieman suurempi, varsinkin risteysalueella, jossa siirtymän keskiarvo on muuttunut arvosta 0,4 mm arvoon 0,8 mm sekä painuman maksimi arvosta 1 mm arvoon 1,2 mm. Merkittävintä on kuitenkin se, että painuma on optimoidussa rakenteessa tasaisempaa koko vaihdealueen läpi. Vaikka painumat siis kasvavatkin, ne kasvavat hallitusti ja luovat tasaisemman vaihderakenteen. (Xu et al. 2016)

Nämä esitetyt jäykkyyssarvot toimivat siis hyvin juuri kyseisessä Kiinassa käytetyssä 1:18 -vaihderakenteessa, mutta ne eivät välttämättä olisi optimoidut Suomen vastaavaan rakenteeseen. Tämä esitetty tutkimus antaa kuitenkin suuntaa sille, miten välilevyjen jäykkyyttä tulisi tulevaisuudessa kehittää myös Suomessa osana suurnopeusvaihteiden kehitystä.

Seuraavissa alaluvuissa käydään läpi yksityiskohtaisemmin minkälaisia rakenteita ja suunnitteluarvoja eri maiden suurnopeusvaihteissa on käytetty.

## 2.2 Ranska

Ranskassa SNCF on tehnyt suurnopeusvaihteita yhteistyössä Cogiferin kanssa jo vuodesta 1975 asti. Ensimmäiset paraabelin muotoisella kaarella ja puupölkyillä valmistetut 1:46- ja 1:65-vaihteet sallivat poikkeavan reitin nopeudeksi 270 km/h. Seuraavan sukupolven vaihteet sisälsivät betonipölkkyt sekä ympyränkaaren ja siirtymäkaaren yhdistelmän poikkeavalla raiteella, jolla saavutettiin jo yli 500 km/h maailmanennätysnopeus suoralla raiteella 1990. Tämän jälkeen Ranskassa ovat yleistyneet rakenteet, joissa suoran reitin nopeudet ovat joko 300 km/h tai 330 km/h akselipainon ollessa 17 tonnia. Poikkeavan raiteen nopeudet ovat nykyään lyhyimmissä 1:15,3-risteyssuhteella olevissa suurnopeusvaihteissa 80 km/h ja pisimmissä 1:65-vaihteissa 230 km/h. Poikkeavan raiteen nopeuden ollessa  $V_{\text{poikkeava}} = 70\text{--}170$  km/h keskeiskiihtyvyyden arvon pitää olla  $\alpha \leq 0,65$  m/s<sup>2</sup> ja kallistuksen vajauksen alle 100 mm maksimissaan 236 mm/s muutosnopeudella. Jos  $V_{\text{poikkeava}} = 170\text{--}230$  km/h, keskeiskiihtyvyys ei saa olla kuin  $\alpha \leq 0,56$  m/s<sup>2</sup> ja kallistuksen

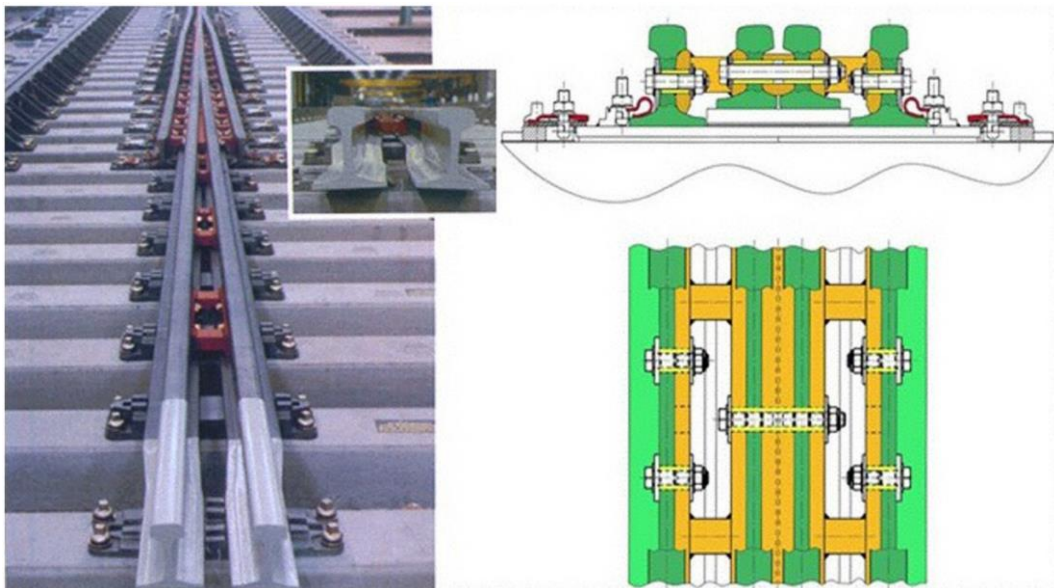


vajaus alle 85 mm muutosnopeuden ollessa maksimissaan 260 mm/s. (Wang 2015 & Agico Group 2021a)

Vaihdealuslevyjen osalta Ranskassa käytetään suurnopeusvaihteissa Suomen tapaan pääosin rullalaakerialuslevyjä sekä voiteluvapaita NiCr-päällystettyjä liukulevyjä, joilla pyritään vähentämään kitkaa ja näin ollen tarvittavaa kääntövoimaa. Ilman ylimääräisiä kitkoja kieltä pystytään myös kääntämään useasta pisteestä hallitummin ilman suuria taivutuskuormia. (Wang 2015)

Pyöräkerran hunting-liikkeen hallitsemiseksi Ranskassa käytetään yli 250 km/h nopeuksilla aina kiskon kallistuksena arvoa 1:20, joilla tehollinen kartiokkuus saadaan heidän käyttämällään kalustolla pysymään välillä 0,1–0,15. (Wang 2015)

Risteyskärjet valmistetaan kielen kanssa samasta materiaalista (UIC60D, lujuus 900A). Suoran puolen pitkä risteyskisko yhdistetään poikkeavan puolen lyhyeen risteyskiskoon pultiliitoksella ja risteysalueen kulkupinnan epäjatkuvuuskohdan tasoittamiseksi risteyskärki muotoillaan hieman matalammaksi aivan kärjestään normaalin kiinteän risteuksen tapaan. Kääntyväkärkisen risteuksen kanta kiinnitetään elastisella kiinnityksellä siipikiskoihin kuvan 11 mukaisesti, joka siirtää samalla myös kiskon pituussuuntaiset jännitykset risteyskiskolta siipikiskoille. Näin ollen vältetään siipikiskon kantaosan alueen ahtaissa väleissä käytettäviltä kiskonkiinnikkeiltä.



*Kuva 11. Ranskan suurnopeusvaihteissa käytettävä kääntyväkärkisen risteuksen kantaosan kiinnitys siipikiskoihin. (Wang 2015)*

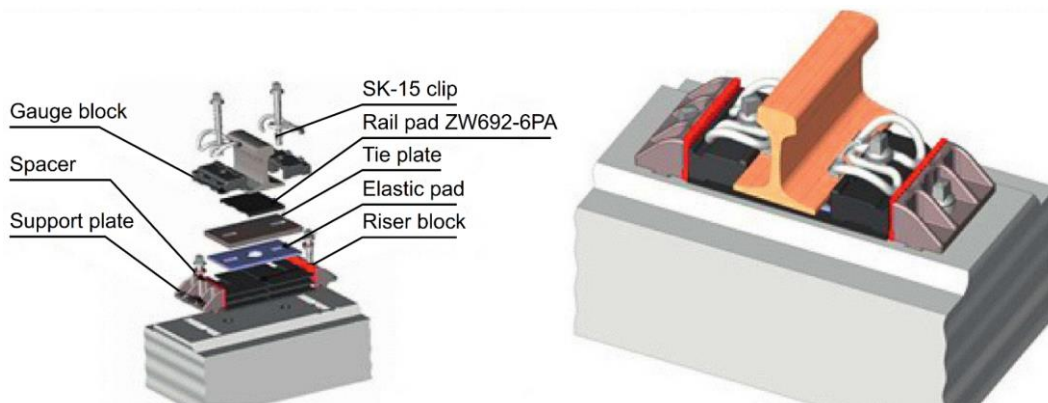
Kärjen liikkuvalla alueella siipikiskorakenne on mangaaniteräksestä tehty yhtenäisen ja siten erittäin jäykkä ja mittatarkka "valukehto", jonka sisällä kärki pääsee liikkumaan tarkasti puolelta toiselle. Kääntymisen tarkkuutta lisää myös kärkialueen kuvan 12 mukainen kohtalaisen kompakti kääntö- ja lukitusmekanismi, jossa kolmella U:n muotoisella korkealla kiinnikkeellä saadaan tukeva ote kiskosta ja näin se ei pääse kallistelemaan käännön aikana. Vastakiskot ovat käytössä sekä suoralla että poikkeavalla reitillä, mutta niiden luoma laippavälitys on niin suuri, että pyörät eivät ota niihin kontaktia kuin suistumistilanteessa. Todellisuudessa ne ovat siis vain turvakiskot. (Wang 2015)



*Kuva 12. Ranskassa käytettävä Vossloh-Cogiferin kääntö- ja lukitusmekanismi kääntyvän kärjen ensimmäisessä kääntöpisteessä. (Vossloh Cogifer 2017, Wang 2015)*

Kiinnitysratkaisuna näissä suurnopeusvaihteissa käytetään sepelitukikerroksellisessa rakenteessa Skl12-jousia, 9 mm elastista välilevyä suoraan kiskon alla sekä 4 mm elastista välilevyä vaihdealuslevyn alla. Kielen liikkuvalla alueella ainoastaan vaihdealuslevyn alla on elastinen levy, jonka paksuus on 9 mm. Kielen kannassa kummassakin kerroksessa on vuorostaan 4,5 mm elastinen levy. Vaihdealuslevyn alla käytetään lisäksi tarvittaessa 0–10 mm paksuisia säätölevyjä korkeuspoikkeamien hallitsemiseen. Raidelevyettä ei kielialueella varmisteta erillisillä kiinteillä kulmarauodoilla, vaan vaihdealuslevyissä on vaakasuuntainen säätömahdollisuus –4mm aina +2 mm asti. (Wang 2015 & Agico Group 2021b)

Kiintoraiteella Ranskassa käytetään kuvan 13 mukaista Vossloh-Cogiferin W300 kiinnitysratkaisua yhdessä Skl15-jousien kanssa, jossa välilevyn paksuus kiskon alla on 6 mm ja vaihdealuslevyn alla 12 mm. Poikittaissuuntaiset voimat siirretään pölkkyyn tehdyn uran kautta kiinnikkeillä suoraan pölkkyyn, jolloin raideruuvien vaakasuuntaiset kuormat jäävät todella pieniksi. Korotuspalan avulla kiskoa voidaan säätää pystysuunnassa –4mm ja +26 mm välillä ja vaakasuunnassa –4 mm ja +8 mm välillä. (Wang 2015)

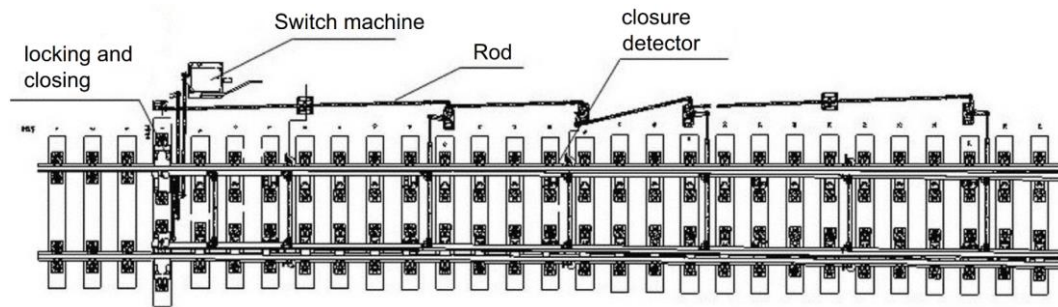


*Kuva 13. Ranskassa käytettävä Vossloh-Cogiferin kiintoraiteen kiinnitysratkaisu vaihdealueella. (Wang 2015)*

Näiden ratkaisuiden pohjalta Ranskan tukikerrokselliset suurnopeusvaihteet luokitellaan jäykän kiinnityksen ja elastisen tukikerroksen rakenteiksi. Välilevyjen jäykkyys määritetään sen perusteella, että pölkyn siirtymä rakenteessa olisi 0,5–0,7 mm ja lopullinen kiskon siirtymä noin 1 mm Melkein koko siirtymä muodostuu siis vasta pölkyn alapuolisessa rakenteessa. Sepelin jäykkyysarvo on Ranskassa noin 40–60 kN/mm, jolloin välilevyjen staattisen jäykkyyden tulee olla kohtalaisen

korkea, noin 200-250 kN/mm, jotta siirtymät ovat halutulla tasolla. Tällaisella jäykällä kiinnitysrakenteella pystytään hyvin estämään esimerkiksi tukikiskon ja kielen välisiä siirtymäeroja sekä raidelevyiden muuttumista, mutta se aiheuttaa luonnollisesti suuria rasituksia pölkkyyn ja sepelikerrokseen. (Wang 2015)

Kääntölaitteiden suhteen Ranskan suurnopeusvaihteissa käytetään kuvassa 14 esitettyyn tapaan yhden kääntölaitteen ja usean kääntöpisteen rakennetta, jossa voima kääntöpisteeltä toiselle siirretään mekaanisen tangoston avulla. Tangostossa on yhteinen lukitusjärjestelmä kaikille kääntöpisteille, mutta kielen valvontalaitteet ovat erilliset joka kääntöpisteessä.



*Kuva 14. Vaihteen kääntömekanismi, jossa on yksi kääntölaite kääntää kieltä useasta pisteestä mekaanisen tangoston avulla. (Wang 2015)*

Tällä rakenteella kääntöpisteiden välinen synkronisaatio on kohtalaisen helppo ja halpa rakentaa, mutta tuennan kannalta rakenne on monien fyysisten sepelinkerroksessa kulkevien tankojen takia hankala toteuttaa.

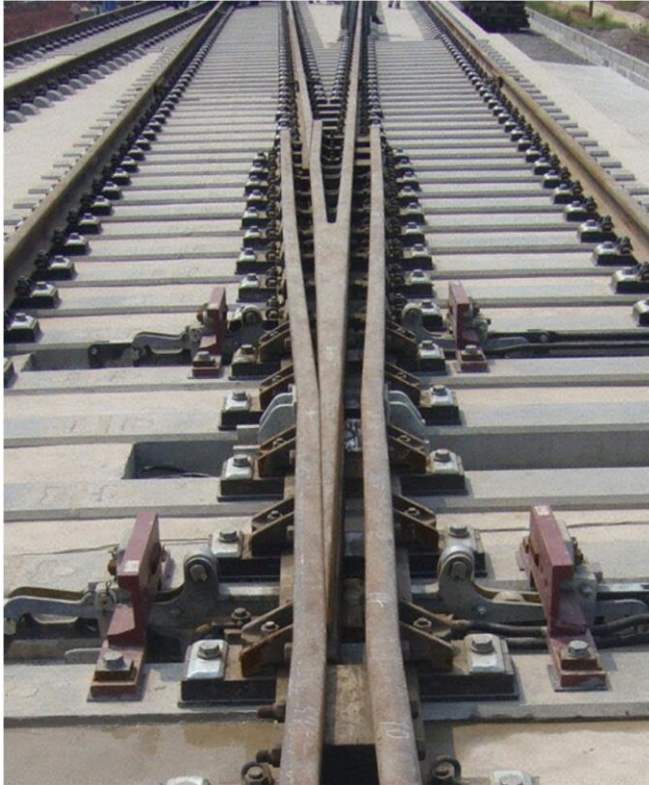
## 2.3 Saksa

Saksassa suurnopeusvaihteita on käytetty noin 1980-luvun puolivälistä lähtien ja valmistajana niillä on ollut BWG. Ensimmäiset vaihteet olivat sepelitukikerroksellisia useiden kaarien yhdistelmällä (Kuva 2, kohta C) toteutettuja rakenteita. Suuren ja pienen vakiokaarten yhdistelmän havaittiin kuitenkin aiheuttavan vakavaa kiskojen kulumista, joten seuraavan sukupolven vaihteet toteutettiin siirtymäkaari + kaari + siirtymäkaari rakenteella (Kuva 2, kohta F) ja kielialueen kinemaattisella optimoinnilla (FAKOP), jossa tukikiskoa taivuttamalla raidelevyettä kasvatetaan pyörän siirtymäalueella 15 mm. (Wang 2015)

Poikkeavan raiteen nopeudet ovat nykyään lyhyimmissä 1:14-risteysuhteella olevissa suurnopeusvaihteissa 80 km/h ja pisimmissä 1:50-vaihteissa 220 km/h, eli vaihteet ovat hieman lyhyempiä kuin Ranskassa. Keskeiskiihtyvyyden tulee olla aina  $\alpha \leq 0,5 \text{ m/s}^2$  ja nykyksen arvo ei saa kasvaa yli  $0,4 \text{ m/s}^3$ . (Wang 2015 & Agico Group 2021a)

Kieli valmistetaan lämpökäsitellystä 350 HT materiaalista 60E1A1 profiililla, jossa kiskonkallistuksena käytetään läpi vaihteen 1:40. Kieleen kohdistuvia lämpöjännityksiä poistetaan kielen kannassa radan pituussuuntaisilla liikkeenrajoittimilla, joita käytetään myös Suomessa. Saksan tapaan liukulevyissä käytetään rullalaakereita kääntövoiman pienentämiseksi. (Wang 2015)

Saksassa kääntyvä risteuksen kärki on kuvan 15 mukaisesti yhtenäinen rakenne, joka on kannastaan hitsattu kiinni normaaliin kiskoon. Kaikista pisimpien suurnopeusvaihteiden risteysten kantaosassa vaihdealuslevy on yksi yhtenäinen iso rakenne, johon kiinnitetään sovitepalat eri reiteille haarautuvien risteyskiskojen väliin, kuten myös risteyskiskojen ja siipikiskojen väliin. Tällä rakenteella vastaanotetaan Ranskan kiinnitysrakenteen tapaan kiskon lämpöjännitykset alueella, jossa varsinaisia kiskonkiinnikkeitä ei voida ahtauden vuoksi käyttää.



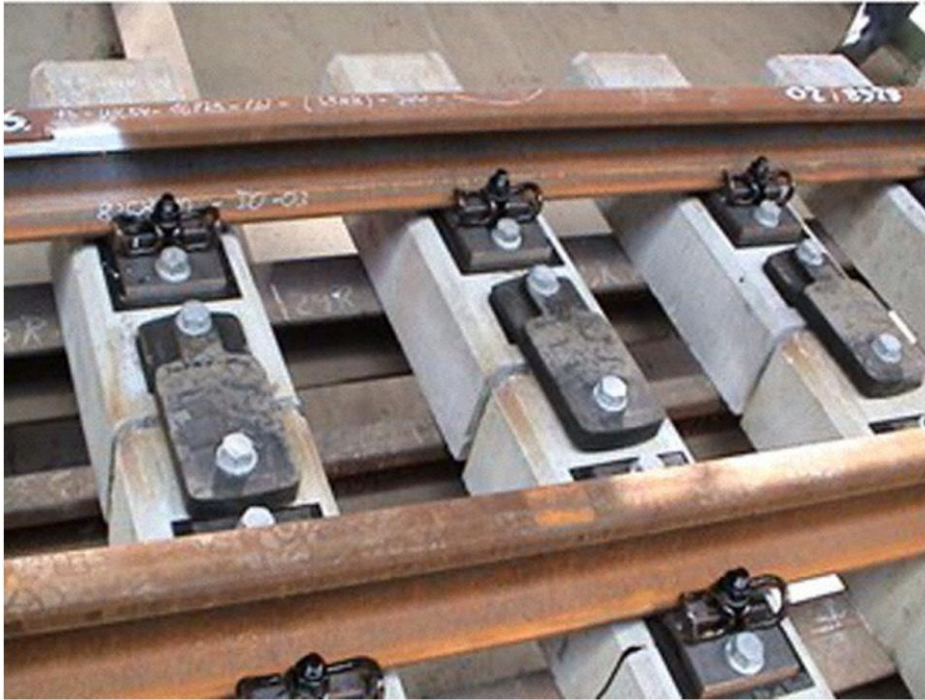
*Kuva 15. Saksassa käytettävä yhtenäinen kääntyvän risteuksen kärkiosa. (Wang 2015)*

Siipikiskoina käytetään normaalia kiskoprofiilia ja kärjen kääntötangot kulkevat lyhyissä suurnopeusvaihteissa kiskon alta ja pisimmissä rakenteissa kiskon varteen tehtyjen reikien kautta. Reikien kautta kääntötangon kiinnityspiste saadaan ylemmäksi kärjessä, jolloin kärki ei kallistele käännön aikana, mutta samalla siipikiskon lujuus heikkenee. Kuten kuva 15 osoittaa, Saksassa ei käytetä lainkaan vastakiskoja kääntyväkärkisen risteuksen yhteydessä. (Wang 2015)

Saksassa vaihteen jäykkyys määritetään sen perusteella, että kiskon jalkaan kohdistuvat rasitukset ovat maksimissaan 75 MPa. Tämä tarkoittaa, että suunnitteluarvo elastisuudesta vastaavan välilevyn jäykkyydelle on 17,5 kN/mm nykyaikaisissa ratkaisuissa yli 220 km/h nopeuksille. Tässä ratkaisussa vaihdealuslevy ja välilevy on yhdistetty yhdeksi elastiseksi kumirakenteeksi, jonka sisällä on eri kokoisia jäykkiä elementtejä, jotka rajoittavat levyn kokoon puristumaa. Dynaamisen ja staattisen jäykkyyden suhde tällä rakenteella on noin 1,3. (Wang 2015 & Agico Group 2021b)

Tukikerroksellisilla rakenteilla Saksassa käytetään yli 3,2 metriä pitkien pölkkyjen korvaajina kuvan 16 mukaisia yhdistettyjä pölkkyjä, jotka helpottavat vaihde-ele-

menttien kuljettamista ja poistaa ongelman, jossa käyttämättömämpi puoli vaihteesta nousee välillä ilmaan ja hakkaa sepelikerrosta. Nämä pölkyt ovat kuitenkin liitoksen takia hankalampia tukea, joten niiden käyttöä ei suosita kovinkaan monessa muussa maassa. Saksan suurnopeusvaihteissa käytetään kuitenkin teräksisiä kaukalopölkkyjä, joiden sisään toimilaitetangot voidaan asentaa ja näin helpottaa vuorostaan näiden kohtien koneellista tuentaa. (Wang 2015)



*Kuva 16. Saksassa käytettävä yhdistetty pölkkyrakente pitkien pölkkyjen korvaamiseksi. (Wang 2015)*

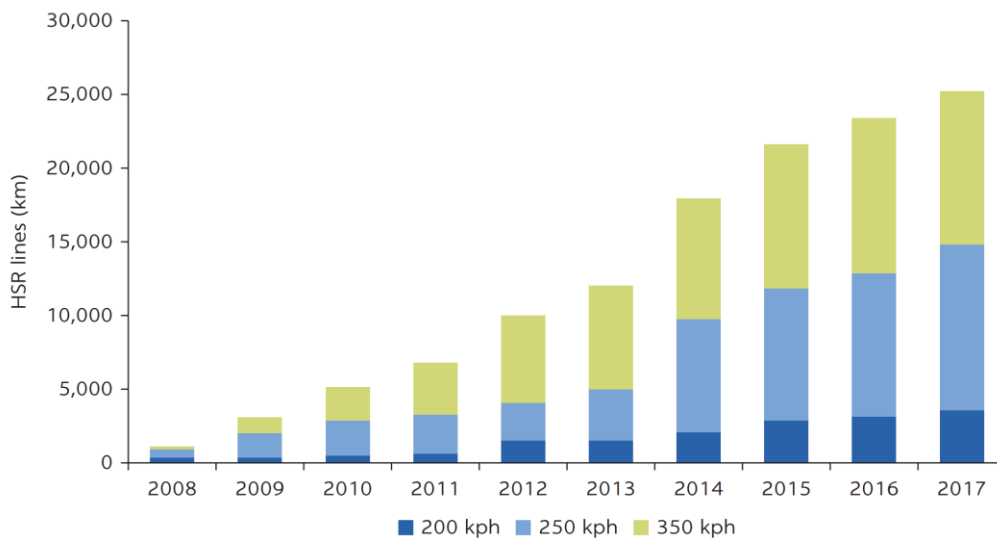
Kiintoraideratkaisuissa on käytetty Saksassa aikaisemmin kokonaista kiintoraidevalua kiskonkiinnikkeineen, mutta nykyään on siirrytty pääosin esijännitettyihin pölkkyihin, jotka valetaan vasta vaihteen kokoonpanon jälkeen osaksi kiintoraideetta. Nykyinen ratkaisu pidentää asennusaikaa työmaalla, mutta sillä pystytään varmistamaan kiskonkiinnikkeiden oikeat sijainnit ja parantamaan raiteen lopullista tasaisuutta. (Wang 2015)

Kielten ja risteyskärjen kääntäminen toteutetaan Saksassa erilliskoneilla, eli jokaiselle kääntöasteelle on oma koneensa ja ulkoinen kiilalukollinen lukitusjärjestelmänsä, kuten Suomessakin. Laitteiden välistä synkronisaatiota hoidetaan asetinlaitteella, joka säätää jokaisen laitteen liikepituuden ja kääntöajan. Vaihteiden toimintaa valvotaan erillisellä RodaMaster2000 järjestelmällä, joka mittaa muun muassa kielen asemaa ja kääntöaikaa, kääntölaitteiden virtaa ja jännitettä sekä lämpötiloja ja kiskon lämpöjännityksiä. Lämpöjännityksiä tulee seurata, koska kaikissa suurnopeusvaihteissa on sekä kiskon että kielen sähköinen lämmitysjärjestelmä. (Wang 2015 & Agico Group 2021b)

## 2.4 Kiina

Tällä hetkellä varmasti yksi suurimmin kasvavista suurnopeusratojen rakentajista on Kiina. Ensimmäinen suurnopeusrata avattiin Kiinassa vuonna 2008 välille Peking-Tianjin ja sen jälkeen Kiinassa on rakennettu yli 25 000 km suurnopeusrataa

oheisen kuvan 17 mukaisesti. Suurnopeusrataverkoston pituus on tällä hetkellä siis suurempi kuin muissa maissa yhteensä. Arvioiden mukaan verkosto tulee kasvaamaan jopa 45 000 km vuoteen 2030 mennessä. (Lawrence et al. 2019)



Kuva 17. Kiinan suurnopeusratojen kasvu vuodesta 2008 lähtien. (Lawrence et al. 2019)

Näin suurta kasvua varten tarvitaan tietenkin tuhansia suurnopeusvaihteita. Tästä syystä Kiina on pyrkinyt kehittämään omia suurnopeusrakenteitaan, mutta samalla tehneet tiivistä yhteistyötä myös Ranskan ja Saksan kanssa, jotta heidän kokemuksellansa kehitettyjä rakenneratkaisuja voitaisiin suoraan käyttää myös Kiinassa. Näiden teknologioiden yhdistämisessä on ollut suuria haasteita vuosien varrella, mutta niistä huolimatta Kiinassa oli vuoteen 2014 mennessä melkein 5 000 suurnopeusvaihdetta, jotka eroavat hieman Ranskan ja Saksan rakenteista. (Wang 2015)

Kiinassa suurnopeusvaihteiden suoran reitin nopeudet ovat vaihteen tyypistä riippuen joko 250 km/h tai 350 km/h. Lyhyimmät vaihteet ovat 1:18-vaihteita, joissa poikkeavan raiteen nopeus on ympyränkaarella toteutettuna 80 km/h. Pidemmässä vaihteissa käytetään ympyränkaarta ja siirtymäkaarta poikkeavaa retin nopeuksien ollessa maksimissaan 220 km/h 1:62-vaihteissa. Käyrän kielen ympyränkaari ja suora tukikisko eivät ole täysin tangentiaalisia, vaan kieli on noin 12 mm erossa suorasta tukikiskon linjasta. Tällä ratkaisulla kielestä on voitu tehdä pyörän siirtymäalueella hieman paksumpi vaikuttamatta kuitenkaan negatiivisesti siirtymän suavuuteen. (Wang 2015)

Kiinassa käytetään 60E1A5 kieliprofilia, joka on yhdistetty kannastaan joko U75V tai U71MnK kiskoon. Kielen ja tukikiskon korkeusasema on optimoitu siten, että pyörän siirtymä tapahtuisi alueella, jossa kielen kulkupinnan paksuus on 15–40 mm.

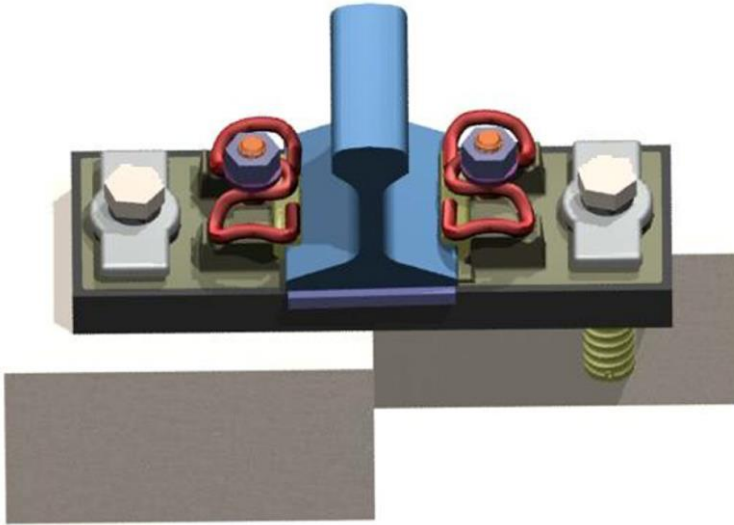
Myös risteyskärjet tehdään samasta 60E1A5, joita käytetään yhdessä leveällä hamaralla varustetun siipikiskon kanssa, joka on esitetty kuvassa 18. Tämä rakenne tarjoaa siipikiskolle hyvä poikittaisjäykkyyden ja enemmän tilaa kääntölaitteiden asennukseen, kun kääntyvä kärjen varsi on kauempana siipikiskon varresta. (Wang 2015)



*Kuva 18. Kiinassa käytettävä leveällä hamaralla varustettu siipikisko. (Wang 2015)*

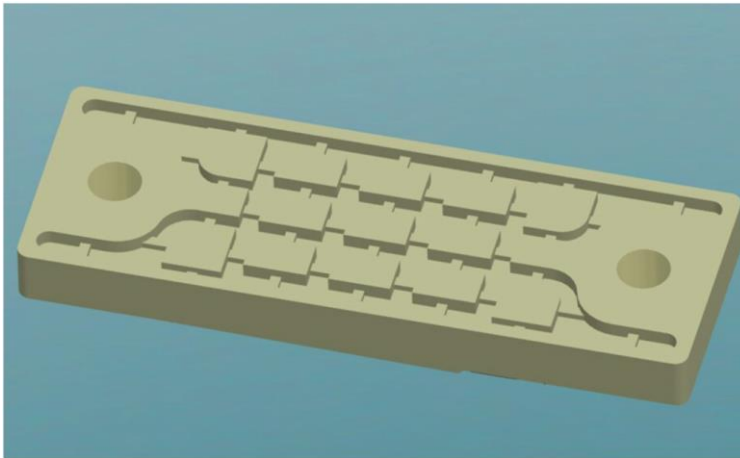
Kääntyvän kärjen pää on Ranskassa käytettyyn tapaan hieman madallettu ja kääntöjärjestelmänä sille käytetään kutakuinkin samanlaista kuvan 12 mukaisia korkeita kiinnikkeitä, joilla estetään kielen kallistuminen käännön aikana.

Kiinassa kiskon kiinnitysten jäykkyydet määritellään radan käyttötärpeen mukaan. Pelkästään matkustajaliikenteelle tarkoitetulla kiintoraiteella käytetään elastista  $25 \pm 5$  kN/mm rakennetta, sekaliikenteellisellä kiintoraiteella  $40 \pm 5$  kN/mm rakennetta, sepelitukikerroksellisella matkustajaliikenteen raiteella  $50 \pm 5$  kN/mm ja sekaliikenteisellä sepelitukikerrosrakenteella  $60 \pm 5$  kN/mm. Tämä rakenne toteutetaan aina kiskon alla käytettävällä jäykällä välilevyllä sekä vaihdealuslevyn alla käytettävällä pehmeällä välilevyllä. Kiintoraiteella ja sepelitukikerroksella käytetään täysin samaa kuvan 19 mukaista kohtalaisen korkeaa kiinnitysrakennetta, jolla pystytään säätämään sekä raidelevyettä että kiskon korkeutta.



*Kuva 19. Kiinassa käytettävä elastinen kiinnitysjärjestelmä sekä kiintoraiteella että sepelitukikerroksellisella rakenteella. (Wang 2015)*

Kuvassa 20 näkyvä varsinainen elastinen välilevy vaihtealuslevyn alla on aina va-kiopakkuinen, mutta sen sisällä olevaa kuviointia, ja siten myös elastisuutta, voidaan muuttaa halutusti. Näin saadaan tasoitettua vaihteen eri rakenteista johtuvia jäykkyyseroja yhdellä materiaalilla ja vaihte saadaan mahdollisimman yhteneväksi rakenteeksi osaksi linjaraidetta, kuten aiemmin kuvissa 7 ja 8 on esitetty.



*Kuva 20. Kiinassa käytettävä kuvioinniltaan muokattava elastinen välilevy. (Wang 2015)*

Ratakohteesta riippuen Kiinassa voidaan käyttää suurnopeusvaihteissa joko esijännitettyjä betonipölkkyjä sepelikerroksessa, kiintoraide-elementtiin kiinnitettyjä raudoitettuja erillispölkkyjä tai kokonaista valmista kiintoraide-elementtiä kiinnitysosineen. Näin ollen on mahdollista rakentaa suurnopeusrataa eri pohjaolosuh-teissa ja eri aikataulu- ja tarkkuusvaatimuksilla.

Vaihteiden kääntö hoidetaan Saksan rakenteen tapaan usealla eri kääntölaitteella ja jokaisen kääntöpisteen ulkoisella kiilalukolla, joiden toimintaa valvotaan vielä kääntöpisteiden väliselle alueelle sijoitetuilla valvontalaitteilla. Vaihteiden kokonaisvaltainen kunnonvalvonta on Kiinassa vielä testausasteella. (Wang 2015)



Tällä hetkellä Kiinassa on aloitettu tutkia jo magneettikenttiin perustuvien Maglev-junien vaihderakenteita (Li et al. 2016, The world's first... 2020). Näiden tutkimusten mukaan Maglev-radan vaihteissa on mahdollista ylittää vaihteen suoralla rai-teella jopa 600 km/h nopeuksiin.

## 2.5 Japani

Yksi vanhimmista suurnopeusratojen käyttäjistä on Japani, jossa ensimmäiset suuren nopeuden 1:18-vaihteet otettiin käyttöön jo vuonna 1964 Tokaido Shinkansen linjalla. Vuonna 1992 aloitettiin käyttämään jo huomattavasti suurempia 4200 metrin kaarresäteellä olevia 1:38-vaihteita. Näissä rakenteissa nopeudet olivat kasvaneet jo 260-300 km/h tasolle ja niitä käytettiin Sanyon, Tohokun, Joetsun ja Hokurikun Shinkansen linjoilla. Sanyo Shinkansen linjalla keuhkettiin myös ensimmäisenä vuonna 1967 kiintoraideratkaisua, josta on tullut myöhemmin Shinkansen ratojen standardi. Tämä perustuu Japanissa tehtyihin kustannuslaskelmiin, joissa kiintoraiteen kustannukset ovat investointihetkellä noin 1,3-kertaiset verrattuna sepelitukikerrokselliseen rakenteeseen, mutta pienemmät kunnossapidon kustannukset kompensoivat tämän jo 9 vuoden käyttöänsä jälkeen. Lisäksi kiintoraiderakenne on painoltaan ja rakennekerrospaksuudeltaan sepelitukikerroksellista rakennetta kevyempi, joten kiintoraide olla paljon siltoja ja tunneleita sisältävällä rataosuudella jopa edullisempi rakentaa. (Wang 2015, Miura et al. 1998)

Japanin vaihderakenteen erityispiirteitä ovat esimerkiksi se, että niissä käytetään mangaanivaluisia risteyskärkiä, joissa myös kääntyvän kärjen pitkä ja lyhyt risteyskisko on valmistettu mangaanista. Tämä lisää rakenteen jäykkyyttä ja kestävyyttä. Elastisten välilevyjen sijaan Japanissa käytetään metallisia jousialuslevyjä, joiden alla on kova muovinen levy, joka suojaa alapuolisia rakenteita jousien aiheuttamilta vaurioilta. Japanilaisessa vaihderakenteessa ei ole myöskään muiden maiden käyttämiä pitkiä siipikiskoja, sillä sekä risteuksen etu- että taka-alueelle on rakennettu kiskojatkokset. Nämä jatkokset pitävät huolta siitä, että risteysalueelle ei pääse muodostumaan kiskon lämpölaajenemisesta aiheutuvia jännityksiä. (Wang 2015, Miura et al. 1998)

## 2.6 Suurnopeusvaihteet muissa maissa

Näissä edellä esitetyissä maissa suurnopeusliikenne on siis ylittänyt 300 km/h nopeuden, joka tekee niistä merkittävimmät maat suurnopeusratojen kehityksen kannalta. Näiden ohella muissakin maissa on kuitenkin rakennettu tai aiotaan rakentaa samoilla rakenneratkaisuilla rataosuuksia, joissa nopeudet ovat 300 km/h tasolla, kuten esimerkiksi Taiwanissa, Yhdysvalloissa ja Intiassa.

Myös esimerkiksi Iso-Britanniassa ja Ruotsissa on vaihderakenteita, joissa suurnopeudet ovat 230–250 km/h. Iso-Britanniassa nämä vaihteet ovat usein sekalii-kenteisellä radalla, jossa suurimmat sallitut akselipainotkin saattavat olla jopa 35 tonnia. Näissä käytetään sekä kiinteitä mangaaniteräsristeyskiskoja että kääntyväkärkisiä risteyskiskoja, joiden rakenne on hyvin samanlainen kuin Saksassa. (Wang 2015)

Ruotsissa suurnopeusradat (sallittu nopeus yli 200 km/h) ovat kaikki toteutettu kiintoraiderakenteena 60E2 -kiskoprofiililla ja kiskon kallistuksen arvolla 1:30. Ratarakenteen jäykkyys tulee määrittää Ruotsissa siten, että kiskon pystysuuntainen siirtymä on aina 1–2 mm välillä akselipainolla 20 tonnia. Tällä suunnittelulähtökoh-

---

dalla ohjearvo elastisen välilevyn jäykkyydelle on 22,5 kN/mm, joka on hyvin linjassa niiden jäykkyyksien kanssa, joita käytetään Kiinassa ja Saksassa kiintorai-teilla. Myös jäykkyyden muuttumisnopeudelle siirtymärakenteissa on annettu ohjearvo 0,8 kN/mm/m, jota on kuitenkin hyvin haastavaa saavuttaa vaihdealueella, jossa kisko- ja vaihdealuslevyrakenteen muutokset ovat hyvinkin äkkinäisiä esi-merkiksi tultaessa välikiskoalueelta risteysalueelle. (Trafikverket 2019)

## 3 Suurnopeusvaihteisiin liittyvä ohjeistus ja standardointi Suomessa

Suunniteltaessa uusia suurnopeusvaihteita Suomen rataverkolle tulee muissa maissa jo olemassa olevien ratkaisujen lisäksi tarkastella sitä, miten ohjeistukset ja määräykset Suomessa ja EU:n tasolla määrittelevät suuriin nopeuksiin liittyvät vaatimukset ja erityispiirteet. Tässä luvussa on käyty läpi keskeisimpien EN-standardien ja muiden ohjeiden liittymäkohdat suurnopeusvaihteiden suunnitteluun.

Merkittävin standardi Euroopan tasolla kaikkien vaihteiden suunnittelulle ja käytölle on SFS-EN 13232, joka on siis pelkästään rautatievaihteisiin liittyvä yhdeksänosainen standardi. Näissä osissa käydään läpi vaihteiden geometriset vaatimukset, pyörä-kisko-kontaktin vaatimukset, toimilaitteet, kielisovitukset, risteykset, kiskonliikuntalaitteet sekä kokoonpano ja suunnittelu. Väylävirasto on nykyisissä vaihteiden teknisissä toimitusehdoissaan (Liikennevirasto 2014) sitoutunut noudattamaan tämän standardin osissa 1–7 annettuja ohjeita ja määritelmiä.

### 3.1 Vaihteiden geometriset vaatimukset

Yksi vaihteiden toiminnan kannalta oleellisimmista seikoista on vaihteen oikeat geometriset mitat. Standardin SFS-EN 13232 geometrisissä vaatimuksissa (SFS-EN 13232-2:2003+A1 2011) listataan käytännössä hyvin yleisellä tasolla se, mitä perusparametreja vaihteesta tulee ilmoittaa. Näitä perusparametreja ovat vaihdeelementtien pituus, poikkeavan raiteen kaarresäde tai kaarresäteet ja niiden muutospisteet, risteykskulma sekä maksiminopeudet vaihteen eri reiteillä. Maksiminopeuksien rinnalla tulee myös ilmoittaa poikkeavan raiteen kallistuksen vajauksen ja sen muutosnopeuden sekä vaihtoehtoisesti poikittaiskiihtyvyyden ja nykäyksen arvot, joille annetaan standardissa laskentakaavat. Varsinkin nykäyksen raja-arvoilla on hyvin suuri merkitys suurnopeusvaihteiden suunnittelussa, kun kaarteissa halutaan ylläpitää suuria nopeuksia, mutta elementtien pituudet halutaan pitää minimissään. Vaihteen poikkeavan raiteen kaaret tulee mitoittaa siten, että pysytään kyseisten raja-arvojen sisällä kaikissa kohdissa vaihdetta.

SFS-EN 13232 ei tarjoa minkäänlaisia raja-arvoja näille parametreille, vaan ne määritetään kansallisella tasolla. Kansallisella tasolla saadaan myös päättää se, ilmoitetaanko raja-arvot kallistuksen vajauden ja sen muutosnopeuden avulla (mm ja mm/s) vai poikittaiskiihtyvyyden ja nykäyksen ( $m/s^2$  ja  $m/s^3$ ) avulla, jotka kertovat siis kummatkin periaatteessa täysin samasta asiasta eri yksiköin. Normaaliin linjaraitteella nämä raja-arvot määritetään kaarteissa kallistuksen vajauden ja sen muutosnopeuden avulla, mutta tämä tapa on hieman epäkäytännöllinen vaihdealueella, jossa kallistusta ei käytetä lainkaan. Suomessa vaihteissa käytettävät raja-arvot on kirjattu RATO:n osaan 4 (Liikennevirasto 2012), jossa raja-arvoiksi määritetään kiskon selän tasolta mitattuna poikittaiskiihtyvyys  $a_q = 0,65 m/s^2$  ja nykäys  $da_q/dt = 1,1 m/s^3$ . Nämä arvot perustuvat lähinnä henkilöliikenteen matkustusmukavuuteen, eikä niinkään välittömään suistumisvaaraan. Tämän voi havaita myös siitä, että RATO:n osaan 2 (Liikennevirasto 2021b) on kirjattu lisäohjeita suurnopeusratoja varten taulukon 2 mukaisesti, jossa lupa-arvot ovat selkeästi suurempia kuin vaihdealueen raja-arvo. Taulukossa 2 esitetyt lupa-arvot ovat arvoja, joita saa käyttää erityisen vaikean maaston asettamien rajoitusten vuoksi. Nämä arvot eivät

siis korvaa RATO:n osaan 4 kirjattuja raja-arvoja, mutta toimivat lisäohjeina erityistilanteissa, joiksi vaihdealueetkin saatetaan joissakin tilanteissa laskea. Tois-taiseksi näitä arvoja ei ole Suomessa kuitenkaan jouduttu käyttämään.

*Taulukko 2. Suurnopeusratojen kallistuksen ja poikittaiskiihtyvyyden maksimi- ja lupa-arvot. (Taimela 2012)*

Mitoitusnopeus kaarteessa [km/h]	Kallistuksen vajoitus [mm]	Poikittaiskiihtyvyys [m/s <sup>2</sup> ]
Maksimi-arvot:		
250 km/h < V ≤ 300 km/h	100	0,61
V > 300 km/h	80	0,49
Lupa-arvot:		
V ≤ 160 km/h	180	1,10
160 km/h < V ≤ 230 km/h	165	1,01
230 km/h < V ≤ 250 km/h	150	0,92
250 km/h < V ≤ 300 km/h	130	0,80
250 km/h < V ≤ 300 km/h kiintorai-teella	150	0,92

Suurnopeusvaihteissa vaikuttavan poikittaiskiihtyvyyden ja nykäyksen arvot voi-daan laskea kallistamattomassa ja siirtymäkaarellisissa rakenteessa RATO:n osan 2 (Liikennevirasto 2021b) mukaisesti kaavoilla 1 ja 2.

$$a_q = \frac{V^2}{12,96R} \quad (1)$$

$a_q$  = Poikittaiskiihtyvyys kaarteessa [m/s<sup>2</sup>]  
 $V$  = Junan nopeus [km/h]  
 $R$  = Kaarresäde [m]

$$\frac{da_q}{dt} = \frac{(a_{q2} - a_{q1})V}{3,6L_k} \quad (2)$$

$da_q/dt$  = Poikittaiskiihtyvyyden muutosnopeus kaarteessa, eli nykäys [m/s<sup>3</sup>]  
 $a_{q2}$  = Poikittaiskiihtyvyys jälkimmäisessä kaarteessa [m/s<sup>2</sup>]  
 $a_{q1}$  = Poikittaiskiihtyvyys ensimmäisessä kaarteessa [m/s<sup>2</sup>]  
 $L_k$  = Siirtymäkaaren pituus [m]

Kaavan 1 avulla voidaan määrittää, että Suomen suurnopeusvaihteissa poikittaiskiihtyvyys 1:26-vaihteen kaarresäteellä 2 500 metriä ja kaaren maksiminopeudella 140 km/h on  $a_q = 0,605$  m/s<sup>2</sup> ja 1:28-vaihteen 3 000 metrin kaarresäteellä ja mak-siminopeudella 160 km/h  $a_q = 0,658$  m/s<sup>2</sup>. Pidemmässä 1:28-vaihteessa kiihtyvyys on siis aivan raja-arvon tuntumassa ja jopa hieman sen yli, joka on kuitenkin kat-sottu sallituksi. Näissä vaihteissa ajetaan siis poikittaiskiihtyvyyden mitoituksen kannalta aivan maksiminopeutta.

Poikittaiskiihtyvyyden muutosnopeuden, eli nykyksen, määrittämisessä pitää ottaa huomioon suurnopeusvaihteiden useat eri elementit. Kiihtyvyys muuttuu useaan kertaan siirryttäessä suoralta siirtymäkaareen ja siitä varsinaiseen kaareen, jonka kautta takaisin suoralle. Kuten Liitteen 1 kokoonpanokuva osoittaa, vaihteen poikkeavan raiteen siirtymäkaari ei lähde 1:28-vaihteessa liikkeelle täysin suoran äärettömästä kaarresäteestä, vaan siirtymäkaaren aluksi kaarresäde on jo heti 5 000 metriä. Näin ollen kärjen alueella poikittaiskiihtyvyys muuttuu hyvin äkkinäisesti suoran arvosta siirtymäkaaren alkuarvon mukaiseen kiihtyvyyteen. Nykäys äkkinäisissä geometrian muutoksissa lasketaan RATO:n osan 2 (Liikennevirasto 2021b) mukaisesti kaavalla 3.

$$\frac{da_q}{dt} = \frac{V^3}{793R} \quad (3)$$

$da_q/dt$  = Poikittaiskiihtyvyyden muutosnopeus kaarteessa, eli nykyäys [ $m/s^3$ ]

$V$  = Junan nopeus [ $km/h$ ]

$R$  = Kaarresäde [ $m$ ]

Kaavan 3 avulla pystytään laskemaan, että 1:28-vaihteen poikkeavan reitin maksiminopeudella nykyäys vaihteen kärjestä päin suoralta siirtymäkaareen tultaessa on  $da_q/dt = 1,03 m/s^3$ . 24,653 metrin siirtymäkaaren aikana nykyäys on kaavan 2 mukaisesti  $da_q/dt = 0,48 m/s^3$ . Nämä nykyäykset ovat asetettujen raja-arvojen sisällä. 1:28-vaihteen takajatkoksessa poikkeavan raiteen kaari muuttuu kuitenkin Liitteen 1 mukaisesti ilman siirtymäkaarta takaisin suoraksi, jolloin tässä kohdassa kiihtyvyyden muutos kaavan 3 mukaisesti maksiminopeudella 160  $km/h$  on  $da_q/dt = 1,71 m/s^3$ . 1:26-vaihteen takajatkoksessa on 2 500 metrin kaarresäteen päätteeksi 1,815 metrin siirtymäkaari ennen suoraa, mutta näin lyhyen siirtymäkaaren kohdalla kiihtyvyyden muutos lasketaan joka tapauksessa kaavan 3 avulla, sillä kiihtyvyyden muutosta pystytään pienentämään vain yli telikeskiövälin (mitoitusarvo 17 m) mittaisilla siirtymäkaarilla. Kaavaa 3 käyttäen poikittaiskiihtyvyyden muutos 1:26-vaihteen takajatkosalueella maksiminopeudella 140  $km/h$  on  $da_q/dt = 1,38 m/s^3$ . Nämä nykyäykset ovat kummatkin selkeästi yli RATO:n osassa 4 (2012) asetettujen raja-arvojen, joka on hyvin hälyttävää. Entistä hälyttävämpää asiasta tekee se, että normaalilla linjaraitteella nykyäksen suositeltava arvo RATO:n osan 2 (2010) mukaan on välillä 0,17 - 0,3  $m/s^3$  ja sallittu maksimikin vain 0,45  $m/s^3$ , joten vaihdealueelle asetetut raja-arvot ovat huomattavasti muuta ratarakennetta isommat, mutta nekin ylitetään.

Ylittyneitä raja-arvoja ja yleisestikin tulevaisuuden suurnopeusvaihteiden kehitystä silmällä pitäen on myös hyvä tarkastella, minkälaisia raja-arvoja EN-standardit näille kyseisille parametreille antaa. Kuten edellä mainittiin, SFS-EN-standardi 13232 on ainoastaan yleinen suunnittelustandardi, jossa ei anneta varsinaisia raja-arvoja, mutta nämä raja-arvot on kyllä määritelty toisessa standardissa SFS-EN 13803 (2017), joka käsittelee varta vasten ratageometrian suunnitteluparametreja kaikille eri Euroopan alueen raideleveyksille. Tässä dokumentissa raja-arvot annetaan kallistuksen vajauksen  $I_v$  ja sen muutosnopeuden  $dI_v/dt$  avulla. Taulukko 3 esittää standardin mukaiset kallistuksen vajauksen raja-arvot vaihteiden tyyppisissä erityisrakenteissa, joissa kaarteiden ulkokiskossa on epäjatkuvuuskohta.

*Taulukko 3. Standardin SFS-EN 13803 (2017) mukaiset kallistuksen vajauksen raja-arvot vaihderakenteissa, joissa raideleveys on 1 524 mm.*

	Raja-arvo	Raja-arvo poikkeustilanteessa
Kiinteät 1-kärkiset risteykset		
$V \leq 230$ km/h	115 mm	160 mm
$230$ km/h < $V \leq 360$ km/h	Ei sallittu	Ei sallittu
Kiinteät 2-kärkiset risteykset		
$V \leq 160$ km/h	105 mm	160 mm
$160$ km/h < $V \leq 230$ km/h	75 mm	160 mm
$230$ km/h < $V \leq 360$ km/h	Ei sallittu	Ei sallittu
Kääntyväkärkiset risteykset		
$V \leq 230$ km/h	135 mm	160 mm
$230$ km/h < $V \leq 360$ km/h	80 mm	160 mm

Kuten jo aiemmin todettiin, vaihteissa ei käytetä normaalisti kallistusta, joten kallistuksen vajauksen arvo  $I_v$  on sama kuin tasapainokallistuksen  $D_{EQ}$  arvo, joka määritellään RATO:ssa 2 (Liikennevirasto 2021b) kaavan 4 mukaisesti.

$$I_v = D_{EQ} = \frac{12,5V^2}{R} \quad (4)$$

$I_v$  = Kallistuksen vajauksen arvo kaarteessa [mm]  
 $D_{EQ}$  = Tasapainokallistus kaarteessa [mm]  
 $V$  = Junan nopeus [km/h]  
 $R$  = Kaarresäde [m]

Taulukon 3 mukaisesti voidaan tiivistää, että normaaleissa yksikärkisen risteyksen omaavissa vaihteissa kallistuksen vajauksen arvo ei saa ylittää 115 mm rajaa ja kääntyväkärkisen risteysrakenteen vaihteissa kallistuksen vajauksen arvo ei saa ylittää 135 mm rajaa, sillä Suomessa ollaan hyvin kaukana poikkeavan raiteen yli 230 km/h nopeuksista myös tulevaisuudessa. Kallistuksen vajauksen arvot ovat muutettavissa suoraan poikittaiskiihtyvyyden arvoiksi standardin SFS-EN 13803 (2017) mukaisesti kaavan 5 avulla.

$$a_q = \frac{g}{s_w} I_v \approx \frac{I_v}{163} \quad (5)$$

$a_q$  = Poikittaiskiihtyvyys kaarteessa [ $m/s^2$ ]  
 $g$  = Putoamiskiihtyvyys (9,81  $m/s^2$ )  
 $s_w$  = Pyörän kulkupintojen välinen etäisyys (mitoitusarvo Suomessa 1 600 mm)

Yksikärkisten risteysten kallistuksen vajauksen raja-arvo  $I_v = 115$  mm vastaa siis poikittaiskiihtyvyyden arvona noin  $a_q = 0,70$   $m/s^2$  ja kääntyväkärkisten risteysten raja-arvo arvo  $I_v = 135$  mm vastaa siis poikittaiskiihtyvyyden arvona noin  $a_q = 0,83$   $m/s^2$ , eli Euroopan tasolla standardi sallii vaihdealueella paljon suurempia poikittaiskiihtyvyyksiä kuin mitä Suomessa on RATO:ssa asetettu. Tätä tietoa vasten

poikittaiskiihtyvyyden arvot vaihteissa eivät luultavasti aiheuttaisi merkittävää ongelmaa Suomen suurnopeusvaihteille, vaikka poikkeavan reitin nopeudet kasvaisivatkin nykyisistä arvoista.

Kuten aiemmin todettiin, Suomen suurnopeusvaihteiden kannalta huomattavasti kriittisempi arvo on nykyä, eli toisin sanoen poikkeavan raiteen kallistuksen vajauksen muutosnopeus  $dI_v/dt$ . Standardissa SFS-EN 13803 (2017) on annettu raja-arvot myös tälle parametrille klotoidin muotoisessa siirtymäkaaressa alla olevan taulukon 4 mukaisesti.

*Taulukko 4. Standardin SFS-EN 13803 (2017) mukaiset kallistuksen vajauksen muutosnopeuden raja-arvot klotoidin muotoisessa siirtymäkaaressa, joissa raideleveys on 1 524 mm.*

	Raja-arvo	Raja-arvo poikkeustilanteessa
Ei-kallistuvakorinen kalusto $V \leq 220$ km/h		
$I_v \leq 165$ mm	55 mm/s	105 mm/s
$165 \text{ mm} < I_v \leq 190$ mm	55 mm/s	95 mm/s
Ei-kallistuvakorinen kalusto $220 \text{ km/h} < V \leq 300$ km/h		
	55 mm/s	75 mm/s
Kallistuvakorinen kalusto $V \leq 225$ km/h		
	105 mm/s	190 mm/s
Kallistuvakorinen kalusto $225 \text{ km/h} < V \leq 260$ km/h		
	80 mm/s	

Kallistuksen vajauksen muutosnopeuden suhde nykykseen on täysin sama kuin kaavassa 5 esitetty kallistuksen vajauksen ja poikittaiskiihtyvyyden suhde, eli normaalien ei-kallistuvakoristen junien muutosnopeuden arvo  $dI_v/dt = 55$  mm/s vastaa nykyksen arvoa  $da_q/dt = 0,34$  m/s<sup>3</sup>. Tämä tarkoittaa käytännössä sitä, että standardin mukainen kallistuksen vajauksen muutosnopeus siirtymäkaaressa on huomattavasti pienempi kuin Suomen vastaava nykyksen raja-arvo vaihteissa. Vaikka vaihdealueella käytettäisiin taulukon 4 mukaista poikkeustilanteen raja-arvoa, tarkoittaisi sekin nykyksen arvona ilmoitettuna vasta  $da_q/dt = 0,64$  m/s<sup>3</sup>. Nykyisessä 1:28-vaihteen siirtymäkaaressa nykyksen arvo  $da_q/dt = 0,48$  m/s<sup>3</sup> jää tämän poikkeustilanteen raja-arvon alle, mutta se ylittää reilusti normaalin raja-arvon. Taulukon 4 mukaiset ei-kallistuvakoristen muutosnopeuden normaalit raja-arvot ovat yhtenevät Suomen linjaraiteilla asetettuun suositeltavaan raja-arvoon, joka on 49 mm/s (Liikennevirasto 2021b).

Suomessa kallistuvakorisen kaluston (Sm3 ja Sm6) poikittaiskiihtyvyydelle kiskon selän tasolla on asetettu RATO:ssa (Liikennevirasto 2021b) raja-arvo  $a_q = 1,80$  m/s<sup>2</sup>, joka vastaa vaunun kallistuksen luoman kompensaation jälkeen vaunun lattian tasolla kalustosta riippuen poikittaiskiihtyvyyden arvoa  $a_L = 0,60 - 0,80$  m/s<sup>2</sup>. Tämä on siis matkustajan kokemana lopullisena kiihtyvyytenä hyvin samalla tasolla kuin kallistamattomallakin kalustolla. Nykyksen arvon maksimi kallistuvakorisen vaunun lattian tasossa on  $da_q/dt = 0,60$  m/s<sup>3</sup>, joka on kallistuksen vajauden muutosnopeudeksi muutettuna 97 mm/s. Tämäkin on siis hyvin samalla tasolla taulukon 4 asettamien rajojen kanssa, kun nopeudet ovat alle 225 m/h. Kallistuvakorinen kalusto siis pienentää aivan merkittävästi sekä matkustajan kokemaa poikittaiskiihtyvyyttä että sen muutosnopeutta kaarteeseen ajettaessa. Tämä on aivan

merkittävä asia, kun ajatellaan suurnopeusvaihteita, joissa tultaisiin käyttämään varmasti ainakin pääosin kallistuvakorista kalustoa.

Standardin antamia kallistuksen vajauksen muutosnopeuden raja-arvoja on kuitenkin syytä tarkastella vielä suurnopeusvaihteiden takajatkosalueella kaaren päättöpisteessä, joissa aiemmin havaittiin Suomen omat raja-arvot ylittäviä nykyksen arvoja. Standardi (SFS-EN 13803 2017) määrittelee omat erilliset arvot kallistuksen vajauksen äkkinäiselle ilman siirtymäkaarta tapahtuvalle muutokselle oheisen taulukon 5 mukaisesti.

*Taulukko 5. Standardin SFS-EN 13803 (2017) mukaiset kallistuksen vajauksen äkkinäisen muutoksen raja-arvot raidelevyden arvolla 1524 mm.*

	Raja-arvo	Raja-arvo poikkeustilanteessa
$V \leq 60$ km/h	115 mm	135 mm
$60$ km/h $< V \leq 200$ km/h	105 mm	130 mm
$200$ km/h $< V \leq 230$ km/h	85 mm	
$230$ km/h $< V \leq 360$ km/h	25 mm	

Nykyisissä Suomen suurnopeusvaihteissa kaarrenopeuksien ollessa  $V = 140 - 160$  km/h kallistuksen äkkinäinen muutos saa olla standardin mukaan 105 mm. Lisäksi Infra-YTE (Euroopan komissio 2014) määrittelee, että äkkinäinen kallistuksen vajauksen muutos nopeusvälillä  $60$  km/h  $< V \leq 200$  km/h on  $dI_v/dt = 125$  mm, eli hieman standardia suurempi. Kaarresäteellä 3 000 metriä ja nopeudella  $V = 160$  km/h tasapainokallistus on kaavan 4 mukaisesti  $D_{EQ} = 106,6$  mm, joten standardia tarkastelemalla tällainen 1:28-vaihteessa tapahtuva äkkinäinen kaarevuusmuutos olisi käytännössä juuri raja-arvon tasolla ja selkeästi Infra-YTE:n rajoissa. Kun vertaillaan soveltuvasti taulukon 4 ja taulukon 5 arvoja keskenään, voidaan havaita, että standardi suvaitsee kohtalaisen suuria äkkinäisiä kallistusmuutoksia, mutta siirtymäkaaren aikana kallistuksen pitää muuttua paljon hitaammin. Tämä liittyy todennäköisesti siihen, että ihminen ei ehdi ikään kuin reagoimaan äkkinäiseen kallistusmuutokseen, jolloin se saa olla isompi kuin tietyn matkan aikana tapahtuva muutos. Suomessa raja-arvojen määrittämisessä ei oteta erikseen huomioon sitä, tapahtuuko muutos äkkinäisesti vai hiljalleen siirtymäkaaren aikana. Vaihteiden nykyksen raja-arvo  $da_q/dt = 1,1$  m/s<sup>3</sup> on asetettu kohtalaisen korkeaksi siirtymäkaareissa tapahtuvaa pitkäaikaista nykyästä ajatellen, mutta vuorostaan hieman liian pieneksi äkkinäiselle nykykselle. Tulevaisuudessa tulisikin kenties siis pohtia, pitäisikö Suomen omassakin ohjeistuksessa olla ainakin suuremmat raja-arvot kallistuksen vajauksen äkkinäiselle muutokselle, joka varsinkin siirtymäkaarettomissa ja kallistamattomissa suurnopeusvaihteissa voi olla hyvin iso.

Nämä kaikki edellä esitetyt tarkastelut liittyvät siis niin sanottuihin poikkeavan raiteen suurnopeusvaihteisiin, jossa nopeudet kummallakin raiteella ovat merkittävät. Nämä tarkastelut ovat huomattavasti yksinkertaisempia, jos suuria nopeuksia ( $\geq 250$  km/h) käytetään ainoastaan suoralla raiteella. Tällöin poikkeavan reitin parametreina voidaan käyttää esimerkiksi normaalien pitkien vaihteiden siirtymäkaarentona 900 metrin kaarresädettä ja 80 km/h nopeutta, jolloin poikittaiskiihtyvyyden ja nykyksen arvot ovat  $a_q = 0,55$  m/s<sup>2</sup> ja  $da_q/dt = 0,72$  m/s<sup>3</sup>.

Nopeuden noustessa suoralla raiteella vaihtealueen ja varsinkin raiteenvaihtopaikkojen suunnitteluun liittyy hyvin vahvasti oikea raidevälin mitoitus. Raidevälin tulee



normaaleilla linjaosuuksilla kasvaa Infra-YTE:ssä (Euroopan komissio 2014) määritellyllä tavalla raiteennopeuden mukana oheisen taulukon 6 mukaisesti.

*Taulukko 6. Raidevälin vähimmäisarvot eri nopeuksilla linjaraiteella. (Euroopan komissio 2014)*

Suurin sallittu nopeus [km/h]	Vähimmäisraideväli [m]
$V \leq 120$	4,1
$120 < V \leq 160$	4,3
$160 < V \leq 200$	4,5
$200 < V \leq 250$	4,7
$V > 250$	5,0

Raidevälin kasvattaminen vaikuttaa suoraan siihen, kuinka pitkä raiteenvaihtopaikasta tulee radan pituussuunnassa. Vaihteiden voidaan ajatella vievän tilaa radan pituussuunnassa vähintään sen etäisyyden, joka on vaihteen matemaattisesta pisteestä viimeisen pitkän pölkyn kohdalle. Taulukosta 6 havaitaan, että nykyinen monilla Suomen rataverkon raiteilla käytetty 200 kilometrin maksiminopeus vaatii 4,5 metrin vähimmäisraidevälin. Tämä tarkoittaa, että esimerkiksi 1:18-vaihteita käyttäen kahden vastakkaisen vaihteen matemaattisten keskipisteiden välinen etäisyys on raiteen pituussuunnassa  $4,5 \text{ m} \cdot 18 = 81 \text{ m}$ . 1:18-vaihteen linjakuvion (Oy VR-Rata Ab 2012) perusteella tiedetään, että tällaisessa vaihteessa etäisyys vaihteen matemaattisesta pisteestä viimeiselle pitkälle pölkylle (pölkky 217) on yhteensä 44,53 metriä. Näin ollen kahden tällaisen täysin pölkkytetyn 1:18-vaihteen sijoittaminen peräkkäin vaatisi vähintään 89 metrin pituussuuntaisen tilan. Raideväliillä 4,5 metriä nämä vaihteet eivät siis kokonaisuudessaan peräkkäin mahdu, vaan vähimmäisraideväli olisi tässä kohdassa  $89 \text{ m} : 18 = 4,95 \text{ m}$ . Toisin sanoen taulukon 6 suurille  $V > 250 \text{ km/h}$  nopeuksille tarkoitettu raideväli vaatimukseen ei riittäisi kuin aivan juuri ja juuri kokonaisten vaihteiden rakentamiseen. Ja silloinkin vaihteet olisivat siis aivan kiinni toisissaan ilman yhtäkään lyhyttä pölkkyä poikkeavalla raiteella, joka on hyvin haastava tilanne vaihteen geometrian rakentamiselle ja ylläpitämiselle. Vaihteiden ollessa poikkeavalta raiteelta kiinni toisissaan, kummankin vaihteen pienimmätkin geometriapoikkeavuudet ja -virheet heijastuvat välittömästi toisen vaihteen geometriaan, eikä tukemiskoneella enää pystytä välttämättä korjaamaan näitä virheitä. Geometrian pysyvyyden vaatimuksista vaihteiden alueella puhutaan vielä tarkemmin luvussa 3.3.

Pitkiä pölkkyjä voidaan vaihteen kannasta poistaa tai niiden pituutta voidaan lyhentää erityisratkaisuin, jotta vaihteet lopulta mahtuisivat paremmin käytettävään tilaan, kuten on Suomen rataverkolla paljon tehtykin. Varsinainen vaihteen kaari päättyy kaikissa vaihdetyypeissä jo viimeistään risteuselementin kohdalla, joten vaihteen oikean geometrisen erkautumisen kannalta (poikkeavan raiteen 1:18-suunta) tätä pitkien pölkkyjen aluetta ei tarvita. Vaihteen taka-alueen pitkiä pölkkyjä käytetään siis ainoastaan sen takia, että yksittäisen pölkyn kantopinta-ala raiteiden välissä olisi riittävä raiteiden erkaantuessa toisistaan. Kahdella päistään lyhennetyillä pölkkyillä ei siis saavuteta yhtä tukevaa tilannetta geometrian pysyvyyden kannalta. Lisäksi pitää ottaa tietenkin huomioon se, että kiskonkiinnityksen pitää mahtua pölkkyyn, joten absoluuttinen minimimita lyhyelle pölkylle on noin 2 300 mm tasolla.

Suurnopeusvaihteiden kohdalla raiteen geometrinen pysyvyys on vielä entistä tärkeämpää ja jokainen vaihde tulisi pystyä kunnossapitamaan ja tukemaan ikään kuin omana kokonaisuutenaan. Joten lähtökohtaisesti pitkien pölkkyjen poistamista tai erikoislyhyitä pölkkyjä ei voi suositella käytettäväksi suurnopeusvaihteissa. Tästä syystä suurnopeusvaihteiden alueella vähimmäisraidelevyden pitäisi olla taulukosta 6 poiketen arviolta jopa 5,5 metriä. Tällöin vaihteiden väliselle alueelle jää poikkeavalle raiteelle yli 10 lyhyen pölkyn vaihteet erottava alue, joka helpottaa huomattavasti geometrian ylläpitämistä.

Oikean kaarregeometrian ja raidevälin lisäksi suurnopeusvaihteissa tulee ottaa huomioon myös erityisrakenteiden, kuten kielien, kääntyväkärkisten risteysten ja vastakiskojen geometria. Kielien ja risteysten geometriset vaatimukset ovat kuitenkin samat junan nopeudesta riippumatta, eli niiden kohdalla merkitsee eniten kielen ja risteysosan oikea pyörästysmuoto ja profiilin kärjen madallus, jotta junan pyörä ei siirry liian aikaisin tukikiskolta kielelle tai risteyskärjelle. Standardeissa SFS-EN 13232-5:2005+A1 (2011) ja SFS-EN 13232-7:2006+A1 (2011) asetut vaatimukset ja mittojen toleranssit ovat siis kaikilla nopeuksilla samat, mutta niiden noudattamisen merkitys tietenkin kasvaa nopeuden noustessa. Jos pyörän siirtyminen tukikiskolta kielelle tai risteyskärjelle on epätasainen, nopeuden kasvattaminen kasvattaa suoraan myös dynaamisia iskuja.

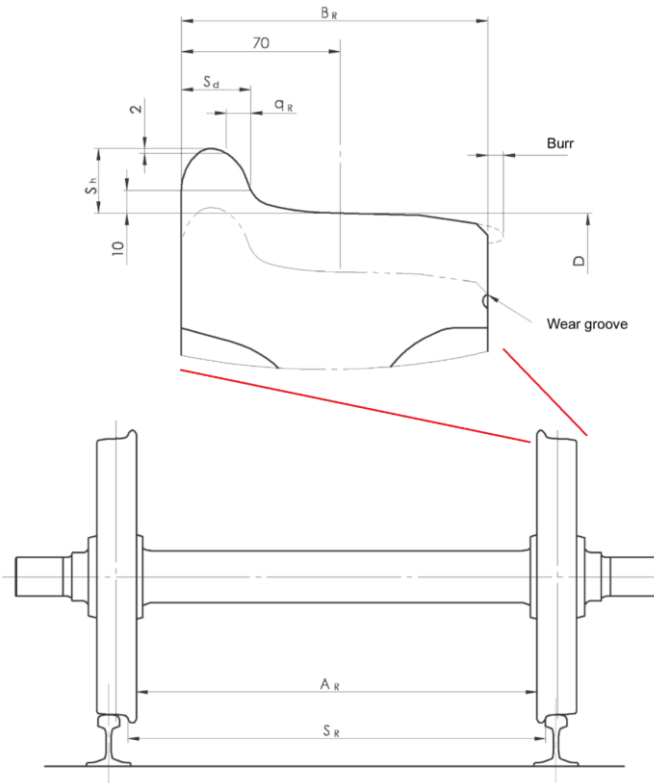
Vaihteen vastakiskojen geometria on vuorostaan nopeusriippuvainen, sillä vastakiskon sisäänajokulman tulisi standardissa SFS-EN 13232-9:2006+A1 (2011) määritellyn mukaisesti pienentyä nopeuden kasvaessa. Sisäänajokulmalle ei kuitenkaan ole standardissa määritelty mitään tiettyä arvoa, vaan se tulee määritellä sopivaksi tilaajan ja toimittajan välillä. Suurilla yli 200 km/h nopeuksilla sisäänajokulman pienentyessä vastakiskosta tulisi kuitenkin kohtuuttoman pitkä rakenne. Tämä on yksi niistä syistä, miksi näillä nopeuksilla käytetään kääntyväkärkistä risteystä, jonka yhteydessä vastakiskoa ei välttämättä tarvita. Poikkeavalla raiteella voidaan luvun 2.1 mukaisesti käyttää kääntyväkärkisenkin risteysosan kanssa vastakiskoa, jolla suojellaan herkkää risteysosaa mahdolliselta laippakontaktilta. Tällöin nopeudet ovat kuitenkin aina huomattavasti pienempiä ( $V < 160$  km/h), jolloin vastakiskon sisäänajokulmakin on käytännössä täysin normaali.

## 3.2 Pyörä-kisko-kontaktin vaatimukset

Vaihteen omien geometrinen parametrien ohella suurnopeusvaihteiden toiminnallisuuteen liittyy vahvasti myös pyörä-kisko-kontaktin vaatimukset, joiden erityispiirteet vaihdealueella määritellään standardi SFS-EN 13232 osassa 3 (SFS-EN 13232-3:2003+A1 2011). Normaaliilta linjaraitteelta poiketen pyörän kulkukehän mittojen ohella äärimmäisen tärkeäksi parametriksi nousee esimerkiksi pyörän laippojen paksuus ja laippojen sisäpintojen välinen etäisyys sekä vaihde-elementin laippaurien leveys ja syvyys. Laippaurien leveydet ja syvyydet sekä kulusta vapaan tilan enimmäisarvot on määritetty Suomen raidelevydellemme Infra-YTE:ssä (Euroopan komissio 2014) ja ne eivät ole millään tapaa nopeusriippuvaisia, eli suurnopeusvaihteiden pitää täyttää samat ehdot kuin tällä hetkellä käytössä olevat normaalit vaihteet.

RATO:n osan 21 (Väylävirasto 2020b) mukaisesti Suomen rataverkon kiskotuksen yhteentoimivuutta ylläpidetään SFS-EN 13715:2006+A1 (2010) standardissa määritellyn S1002-pyöräprofiilin mukaisena. Tämän profiilin päämitat ja mekaaniset ominaisuudet vetureille ja henkilöliikenteen kalustolle määritellään vuorostaan Eu-

roopan Rautatieviraston (ERA) tekemässä kaluston ja turvalaitteiden yhteentoimivuuden rajapintoja käsittelevässä asiakirjassa ERA/ERTMS/033281 (European Railway Agency 2018), jotka on esitetty kuvassa 21 ja taulukossa 7.



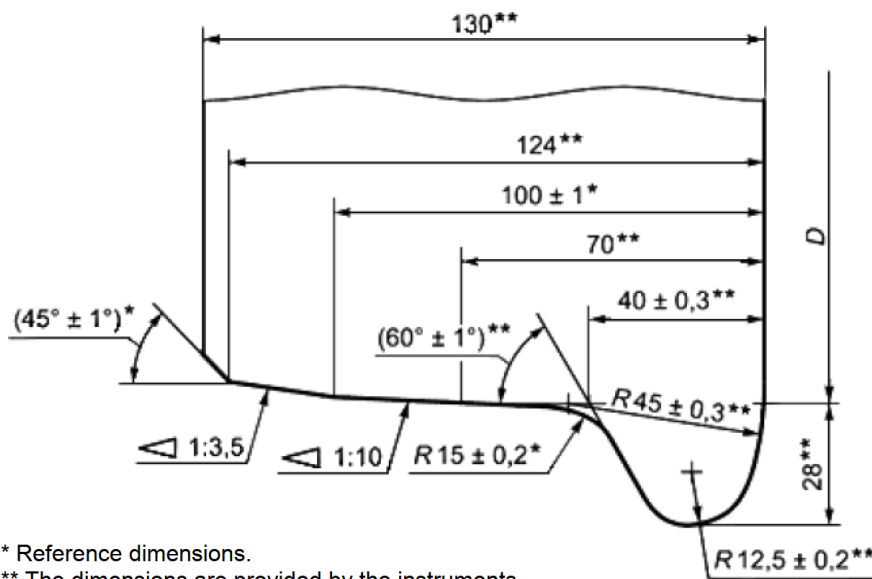
Kuva 21. S1002-pyöräprofiilin ja pyöräkerran mitat, joiden tarkat arvot esitetään taulukossa 7. (European Railway Agency 2018)

Taulukko 7. S1002-pyöräprofiilin ja pyöräkerran mitta-arvot raidelevyydelle 1524 mm. (European Railway Agency 2018)

Nimike	Pyörän halkaisija D [mm]	Alaraja [mm]	Yläraja [mm]
Kehän leveys (B <sub>R</sub> + reunapurse)	D ≥ 330	133	145
Laipan paksuus (S <sub>d</sub> )	330 ≤ D < 760	27,5	33
	760 ≤ D < 840	25	33
	D > 840	22	33
Laipan korkeus (S <sub>h</sub> )	330 ≤ D < 630	31,5	36
	630 ≤ D < 760	29,5	36
	D > 760	27,5	36
Laipan jyrkkyys (q <sub>R</sub> )	D ≥ 330	6,5	-
Laipan ulkopintojen etäisyys (S <sub>R</sub> )	400 ≤ D < 725	1506	1509
	D ≥ 725	1487	1513
Laipan sisäpintojen	400 ≤ D < 725	1444	1446

Nimike	Pyörän halkaisija D [mm]	Alaraja [mm]	Yläraja [mm]
etäisyys ( $A_R$ )	$D \geq 725$	1442	1448

Myös muita pyöräprofileja voidaan radalla käyttää, jos ne pystytään osoittamaan soveltuviksi ennen käyttöönottoa. Lisäksi itäisen yhdysliikenteen pyöräkerroissa sallitaan kuvassa 22 esitetty standardin GOST 10791-2011 (2011) mukainen pyöräprofiili sekä erilaiset taulukon 8 mukaiset pyörien väliset mitat.



\* Reference dimensions.

\*\* The dimensions are provided by the instruments.

Kuva 22. GOST 10791-2011 (2011) mukainen pyöräprofiili tavara- ja henkilöliikenteen kalustolle.

Taulukko 8. GOST-normin mukaisen kaluston pyörän ja pyöräkerran mitat. (Väylävirasto 2020b)

Nimike	Pyörän halkaisija D [mm]	Nimellismitta [mm]	Alaraja [mm]	Yläraja [mm]
Kehän leveys ( $B_R$ + reunapurse)	$D \geq 725$	-	130	145
Laipan ulkopintojen etäisyys ( $S_R$ )	$D \geq 725$	1506	1487	-
Laipan sisäpintojen etäisyys ( $A_R$ )	$D \geq 725$	$1440 \pm 1$	1437	1443

Pyöräprofiilin muoto ja pyöräkerran mitat vaikuttavat suoraan raiteen ja pyöräkerran väliseen ohjautuvuuteen. Ohjautuvuuden voimakkuudesta kertoo tehollinen kartiokkuus  $\lambda_e$ , joka määritellään kuvassa 23 esitettyllä pyöräkerran sivuttaisliikkeellä kaavan 6 mukaisesti.

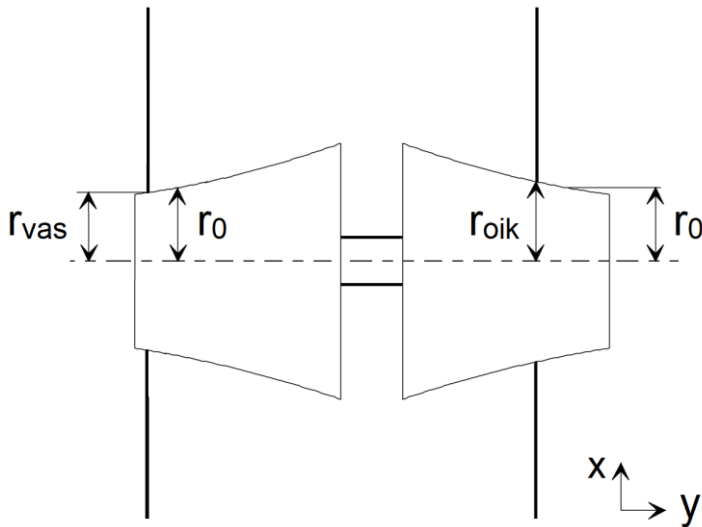
$$\lambda_e = \frac{r_{vas} - r_{oik}}{2y_{sivu}} \quad (6)$$

$\lambda_e$  = Pyöräkerran tehollinen kartiokkuus

$r_{vas}$  = Vasemman pyörän hetkellinen vierintäsäde [mm]

$r_{oik}$  = Oikean pyörän hetkellinen vierintäsäde [mm]

$y_{sivu}$  = Pyöräkerran sivuttaissiirtymä [mm]



Kuva 23. Pyöräkerran vierintäsäteet keskiasemastaan poikkeutetussa tilanteessa. Pyöräkerran keskiaseman vierintäsädettä kummassakin pyörässä kuvataan termillä  $r_0$ . Kuva lainattu muokattuna lähteestä (Väylävirasto 2021b).

Pyöräkerran pyörien välille muodostuu ulkoisten voimien aiheuttamien sivuttaisliikkeiden johdosta kartiokkailta pyörillä vierintäsäde-eroa. Pyöräkerta pyrkii pyöriesään tasaamaan tämän vierintäsäde-eron takaisin kohti keskiasemaa ja tästä syntyy pyöräkerran ohjautuminen. Tehollisen kartiokkuuden arvoa tarkastellaan ohjeissa ja määräyksissä yleensä vain yhdellä tietyllä sivuttaissiirtymän amplitudilla, joka Suomessa on  $y_{sivu} = 3$  mm. Tätä pienemmillä sivuttaissiirtymillä ollaan alueella, jossa vahvaa ohjautumista ei oikeastaan toivotakaan juuri tapahtuvan, jotta kulku yleisimmällä alueella, eli keskiaseman välittömässä läheisyydessä, olisi stabiilia. 3 mm kohdalla ohjautumista kuitenkin tulisi jo olla, jotta ohjautumisesta syntyvän pyörän siniliikkeen amplitudi ei kasvaisi liian suureksi.

Ohjautumisesta kertova tehollinen kartiokkuus lasketaan siis pelkästään pyörien mitoista, mutta sen arvoon vaikuttaa pyörien mittojen ohella myös kiskoprofiili, kiskon kallistus ja raideleveys (Esveld 2001). Nämä kiskoparametrit määrittävät sen, mihin kohtaan pyörän kulkupinnalla kontakti lopulta muodostuu. Voidaan siis sanoa, että pyörien vierintäsäteet määräävät aina täysin tehollisen kartiokkuuden arvon, mutta kiskon muoto vaikuttaa siihen, mistä kohdasta pyörää vierintäsäde kummassakin pyörässä hetkellisesti otetaan. Kuluneella kiskolla kontaktikohta saattaa toisen pyörän kontaktissa hypätä äkkinäisesti pienelläkin sivuttaissiirtymällä merkittävästi eri paikkaan, jolloin vierintäsädekin saattaa muuttua merkittävästi.

Teholliselle kartiokkuudelle on määritetty Infra-YTE:ssä (Euroopan komissio 2014) sekä suunnittelun aikaiset raja-arvot että käytön aikaiset raja-arvot. Kuten aiem-

min todettiin, Suomen rataverkolla käytetty 60E1-kisko on jo lähtökohtaisesti suunniteltu yhteen toimivaksi S1002-pyöräprofiilin kanssa ja ideaaliprofiileilla tehollinen kartiokkuus on 3 mm sivuttaissiirtymällä  $\lambda_e = 0,09$  (Loponen et al. 2016), joka on hyväksyttävä arvo kaikilla eri nopeusalueilla. Suunnitteluarvoja merkitsevämpää on tutkia taulukon 9 mukaisesti keskimääräisen tehollisen kartiokkuuden suurimpia sallittuja arvoja 100 metrin matkalla käytön aikana.

*Taulukko 9. Radan käytönaikaiset keskimääräisen tehollisen kartiokkuuden raja-arvot 100 metrin matkalta 3 mm sivuttaissiirtymälle. Pyörinä käytetään ideaaleja S1002- ja GV 1/40-profiileja. (Euroopan komissio 2014)*

Nopeusalue [km/h]	Keskimääräinen tehollinen kartiokkuus
$V \leq 60$	Arviointia ei vaadita
$60 < V \leq 120$	0,40
$120 < V \leq 160$	0,35
$160 < V \leq 230$	0,30
$V > 230$	0,25

Kuten taulukon 9 arvoista havaitaan, tehollisen kartiokkuuden vaatimus on tiukempi yli 230 km/h nopeuksille, eli suurilla nopeuksilla tehollinen kartiokkuus ei saa ylittää 0–3 mm sivuttaissiirtymällä arvoa 0,25. Suomessa näitä käytön aikaisia tehollisen kartiokkuuden arvoja on radan tarkastuksen yhteydessä kyllä mitattu ainakin pääradoilla, mutta näitä tuloksia ei ole juurikaan hyödynnetty. Nopeuden noustessa tehollista kartiokkuutta tulisi kuitenkin mitata ja hyödyntää aktiivisesti ja uusi Suomessa vuonna 2021 käyttöön otettu Meeri-radantarkastusvaunu kykenee tehollisen kartiokkuuden määrittämiseen osana radan normaalia tarkastusta.

Infra-YTE:n (Euroopan komissio 2014) antamien määritysten mukaan vaihdealueella ei vaadita tehollisen kartiokkuuden tarkastelua. Tämä perustuu todennäköisesti siihen, että vaihdealueella kiskoprofiilin muoto muuttuu jatkuvasti niin paljon, että tehollisen kartiokkuuden määrittäminen olisi haastavaa. Tämä haastavuus ei kuitenkaan poista sitä faktaa, että tehokas ohjautuminen on vaihdealueella vähintäänkin yhtä kriittistä kuin linjaraitteellakin. Vaihde sisältää paljon epäjatkuvuuskohtia, kuten esimerkiksi risteyskärki, jossa huono ohjautuminen voi jopa lisätä junan suistumisriskiä. Lisäksi vaihteissa pitää ohjautumisen kannalta ottaa huomioon se, että kielisovitusalueella ja periaatteessa myös risteyskärjen kohdalla sekä suoran että poikkeavan reitin liikenne käyttävät samoja tukikiskoja. Poikkeavan puolen raskaampi tai pyöräprofiiltaan erilainen liikenne saattaa siis muuttaa kiskon tai risteyskärjen muotoa merkittävästi, jolloin myös suoralla kulkevan suurnopeusjunan ohjautuminen kärsii. Tästä syystä suurnopeusvaihteissa tulisikin olla hyvin tarkkana siitä, minkälaisia pyöräprofiileja voidaan käyttää, sillä jokainen eri pyöräprofiili kuluttaa kiskoa hieman eri tavalla. Tämän raportin luvussa 7.1 käydään läpi yksityiskohtaisesti sitä, minkälaisia kulumisongelmia useista eri pyöräprofiileista ja sekaliikenteestä johtuva huono ohjautuminen vaihdealueella voi pahimmillaan aiheuttaa.

Tehollisen kartiokkuuden määrittämisen haasteista huolimatta vaihdealueellakin pitäisi siis noudattaa taulukon 9 mukaisia raja-arvoja.

### 3.3 Kunnossapidon vaatimukset

Suurnopeusvaihteiden oikeiden rakenteellisten ratkaisujen lisäksi nopeuden nostaminen 250 km/h tasolle synnyttää myös uusia entistä tiukempia kunnossapidon vaatimuksia. Helmikuussa 2021 otettiin käyttöön Suomessa uusi Meeri-radantarkastusvaunu, joka mittaa radan geometriavirheitä eri tapaan kuin vanha Emma-radantarkastusvaunu. Tästä syystä Väylävirasto on julkaissut koekäyttöön uudet geometriavirheiden raja-arvot (Väylävirasto 2021a), jotka on esitetty kootusti taulukossa 10. Tässä taulukossa 10 on näkyvillä virherajat ainoastaan Suomen korkeimmalla kunnossapitotasolla 1AA, koska tässä työssä keskitytään suurnopeusvaihteiden toimintaan, jossa nopeudet ovat kunnossapitotason 1AA mukaiset.

*Taulukko 10. Suomessa koekäytössä olevat geometriavirheiden raja-arvot kunnossapitotasolla 1AA. (Väylävirasto 2021a)*

Virheiden tyyppi	Virheluokka kunnossapitotasolla 1AA		
	C	D	*
Raideleveyden leveneminen	5	8	15
Raideleveyden kapeneminen	3	4	5
Nuolikorkeus D1 (3-25m)	3	4	6
Nuolikorkeus D2 (25-70m)	9	12	16
Korkeuspoikkeama D1 (3-25m)	4	5	9
Korkeuspoikkeama D2 (25-70m)	6	9	12
Kallistuspoikkeama	3	5	8
Kierous (3,5 m)	5	7	10

Kunnossapitotasolla 1AA suurin sallittu nopeus on kuitenkin tällä hetkellä vain 220 km/h (Ratahallintokeskus 2006a), joten on syytä tarkastella sitä, tulisiko näitä raja-arvoja tiukentaa siirryttäessä nopeusalueelle  $220 \text{ km/h} < V \leq 250 \text{ km/h}$ . Näiden raja-arvojen riittävyttä voidaan arvioida vertailemalla niitä suoraan standardissa SFS-EN 13848-5 (2017) esitettyihin koko Euroopan laajuisiin raja-arvoihin. Nämä kunnossapidon raja-arvot on kerätty taulukkoon 11 nopeusalueella  $230 \text{ km/h} < V \leq 300 \text{ km/h}$ , joka vastaa aika tarkkaan nykyistä Suomen kunnossapitoa 1AA sekä samalla myös sitä, mihin nopeuksiin Suomessa tulevaisuudessa tullaan pyrkimään. Myös taulukossa 11 käytetyt toimenpideluokkien raja-arvot AL (Alert Limit), IL (Intervention Limit) ja IAL (Immediate Action Limit) vastaavat melko tarkkaan Suomen omaa C-, D- ja \*- luokitusta.

*Taulukko 11. Standardin SFS-EN 13848-5 (2017) määrittelemät "zero to peak" raja-arvot raidegeometrian eri virhetyypeille nopeusalueella  $230 < V \leq 300$  km/h. AL (Alert Limit), IL (Intervention Limit) ja IAL (Immediate Action Limit) kuvaavat eri toimenpideluokkia. Standardi ei määrittele raja-arvoja kallistukselle, koska kriittiset kallistukset vältetään kallistuksen vajuuden ja kierouden raja-arvojen avulla.*

Virheiden tyyppi	Virheluokka nopeusalueella $230 < V \leq 300$		
	AL	IL	IAL
Raidelevyden leveneminen	20	23	28
Raidelevyden kapeneminen	3	4	5
Nuolikorkeus D1 (3-25m)	4-7	6-8	10
Nuolikorkeus D2 (25-70m)	8-10	10-12	14
Korkeuspoikkeama D1 (3-25m)	6-10	8-12	16
Korkeuspoikkeama D2 (25-70m)	8-12	10-14	18
Kallistuspoikkeama	-	-	-
Kierous (3 m)	3	4	5

Taulukkoja 10 ja 11 vertailemalla havaitaan, että Suomessa tällä hetkellä käytettävät kunnossapidon raja-arvot ovat pääosin hyvinkin tiukkoja ja Suomen raiteet ovat standardin mukaisesti liikennöitävissä suurillakin nopeuksilla, jos kunnossapitotaso 1AA pystytään ylläpitämään. Ainoana poikkeuksena on kierouden raja-arvot, jotka ovat standardin tasolla selkeästi tiukemmat kuin Suomen omissa ohjeissa. Näitä eroja tarkasteltaessa on huomattava, että kierouden mittakanta on standardissa 3 metriä ja Suomessa 3,5 metriä. Tämä selittää siis osan siitä, miksi standardin arvot ovat pienemmät. Ero on kuitenkin niin merkittävä, että kierouden raja-arvojen voidaan sanoa olevan mittakanta huomioidenkin selkeästi tiukemmat. Tämä on varsinkin vaihtealueilla hyvin kriittinen parametri, sillä esimerkiksi pitkien ja lyhyiden pölkkyjen vaihdospisteeseen muodostuu usein suuria kierousvirheitä, jotka aiheuttaisivat taulukon 11 mukaisilla raja-arvoilla luultavasti jopa useita välittömän toimintarajan (IAL) ylittäviä ja liikenteen pysäyttäviä virheitä, sillä se on sama kuin tämän hetken C-luokan raja Suomessa. Suurnopeusvaihteita rakennettaessa ja käytettäessä tulisi siis kiinnittää kunnossapidon näkökulmasta erityistä huomiota kierousvirheiden juurisyiden poistamiseen. Näitä juurisyitä kieroudelle ovat ainakin pitkissä vaihdepölkkyissä havaittu hienoinen kuperuus sekä aiemmin tässä työssä luvussa 3.1 mainittu vaihteiden asentaminen liian lähelle toisiaan. Nämä ovat kummatkin asioita, jotka ohjaavat ja jopa rajoittavat voimakkaasti vaihteen tukemistyötä.

Radan geometriavirheiden määrää ja laatua voidaan yksittäisen virheen suuruuden ohella tarkastella myös mitattujen virheiden keskihajonnan avulla tietyllä matkalla. Kansainvälisen rautatiejärjestön UIC:n leaflet 518 (International Union of Railways 2005) esittää suositeltavat arvot radan pystysuuntaisten ( $QN1_y$ ) ja vaakasuuntaisten ( $QN1_x$ ) virheiden keskihajonnalle eri nopeusluokissa oheisen taulukon 12 mukaisesti.



*Taulukko 12. UIC:n leaflet 518 (International Union of Railways 2005) suositus raiteen pystysuuntaisen ( $QN1_y$ ) ja vaakasuuntaisen ( $QN1_x$ ) geometriapoikkeaman keskihajonnan vaikutuksesta käytettävään nopeuteen tietyllä rataosalla. 50 prosenttia kyseisestä rataosasta pitää olla parempilaatuista kuin ilmoitettu keskihajonnan raja-arvo.*

Rataosan nopeus [km/h]	$QN1_y$ [mm]	$QN1_x$ [mm]
$V \leq 80$	2,3	1,5
$80 < V \leq 120$	1,8	1,2
$120 < V \leq 160$	1,4	1
$160 < V \leq 200$	1,2	0,8
$200 < V \leq 300$	1	0,7

Taulukossa 12 esitetyt arvot ovat siis puhtaasti radantarkastustuloksista laskettuja D1 aallonpituudella määritettyjen geometriavirheiden keskihajontoja tietylle matkalle. Raja-arvo tarkoittaa UIC:n määritelmän mukaan sitä, että suositeltavaa nopeutta ajettaessa 50 prosenttia kyseessä olevasta rataosuudesta pitää olla parempaa kuin ilmoitettu keskihajonta (International Union of Railways 2005). Tämä arvo ei siis vastaa Suomessa käytettävää 200 metrin matkalle laskettua radan laatu-luokitusta (TQI), joka määrittää, että 95 % käytettävästä radasta pitää olla ilmoitetun raja-arvon sisällä. Suomessa käytettävä TQI-luku saadaan määritettyä kertomalla virheen keskihajonta kahdella, joten periaatteessa taulukon 12 arvot voidaan muuttaa yksinkertaisesti TQI-lukuja vastaavaksi taulukon 13 mukaisesti.

*Taulukko 13. Radan pystysuuntaisen ( $TQI_y$ ) ja vaakasuuntaisen ( $TQI_x$ ) laatuindeksin vaikutus käytettävään nopeuteen tietyllä rataosalla UIC:n leaflet 518 (International Union of Railways 2005) antaman suosituksen perusteella.*

Rataosan nopeus [km/h]	$TQI_y$ [mm]	$TQI_x$ [mm]
$V \leq 80$	4,6	3
$80 < V \leq 120$	3,6	2,4
$120 < V \leq 160$	2,8	2
$160 < V \leq 200$	2,4	1,6
$200 < V \leq 300$	2	1,4

Suomessa ei ole asetettu TQI luvulle mitään tiettyjä raja-arvoja, vaan sitä käytetään lähinnä peräkkäisten mittausajojen vertailemiseen, joka kertoo tietyllä tapaa tuennan ja kunnossapitotöiden onnistumisesta. Pystysuuntainen korkeuspoikkeama lasketaan nykyisissä EMMA-radantarkastusvaunulla tehdyissä mittauksissa D1-aallonpituuden sijaan 5 metrin mittakannalla, josta laskettua TQI-arvoa voidaan kuitenkin verrata melko suoraan taulukon 13 arvoihin. Kevään aikana vuonna 2019 tehtyjen radantarkastusajojen mukaan kunnossapitotason 1AA mukaisella rataosalla (Kytömaa–Hakosilta) oikean ja vasemman kiskon korkeuspoikkeaman TQI-arvot ovat linjaosuuksilla noin 0,7–2,0 mm, mutta tällä alueella olevien heikkokuntoisimpien vaihteiden kohdalla  $TQI_x$  on jopa 2,5–2,7 mm joka

kertoo vaihteen epäjatkuvuuskohtien synnyttämistä geometriamuutoksista. Syksyn 2020 mittauksissa TQI<sub>x</sub>-tulokset ovat kuitenkin hieman parempia ja linjarai-teella vain aivan muutamissa kohdissa arvot nousevat yli 1,5 mm, keskiarvon ollessa selkeästi alle 1 mm. Vaihteidenkaan kohdalla ei ole vuonna 2020 enää havaittavissa yhtäkään 2 mm ylitystä.

Taulukon 13 vaakasuuntaisen TQI<sub>y</sub>:n arvoa on vaikea vertailla nykyisten EMMA-mittausten perusteella laskettuihin nuolikorkeuspoikkeamien TQI-arvoihin, koska EMMA-mittauksissa nuolikorkeuden aallonpituutena käytetään 20 metriä, jolloin tulokset eroavat huomattavasti D1 aallonpituudella laskettuihin poikkeamiin. Jat-kossa MEERI-mittausten yleistyessä sekä korkeuspoikkeaman että nuolikorkeuden virheet määritetään D1-aallonpituuden mukaisesti, joten tulevaisuudessa nuolikor-keusvirheidenkin TQI-arvoa voidaan vertailla suoraan taulukon 13 raja-arvoihin.

UIC:n suosittelemat geometriavirheiden keskihajonnan arvot ovat siis suurilla no-peuksilla (> 200 km/h) hyvin tiukkoja vertailtaessa niitä Suomen nykyisen 1AA kun-nossapitoluokan radan kuntoon. Onnistuneella kunnossapidolla näiden raja-arvo-  
jen sisällä on tiettyjen vuosien EMMA-tarkastustulosten mukaan pysytty, mutta muutamilla kerroilla ylityksiäkin on havaittu. Suurnopeusratoja ja -vaihteita suun-niteltaessa tulee siis ottaa huomioon, että yksittäisten D-luokan virheiden poista-misen lisäksi tulee kiinnittää erityistä huomiota myös siihen, että C-luokan virhei-den määrä pystyy mahdollisimman pienenä, joka vaikuttaa suoraan TQI-arvon pa-rantumiseen.

Suurnopeusvaihteiden kunnossapidossa yksi merkittävä lisävaatimus on myös vaihteenkääntölaitteiden säädön tarkkuus ja usean eri kääntölaitteen keskinäinen synkronisaatio. Tätä aihetta on käsitelty yksityiskohtaisesti tämän raportin luvussa 6, jossa kuvataan vaihteiden perusteettomista aukiajoilmaisista johtuvia ongelmia ja niiden ratkaisuja Suomen tämänhetkissä suurnopeusvaihteissa.

## 4 Suurnopeusvaihteen kuormitusmitoitus Suomessa

Suomen suurnopeusvaihteiden kehityksen kannalta on erityisen tärkeää tarkastella sitä, miten nykyiset vaihteissa käytettävät päällysrakenteen ratkaisut pystyvät kantamaan suuresta nopeudesta ja samalla myös suuresta akselipainosta syntyvät kuormat. Tällaisia laskelmia on tehty Suomessa jo aikaisemminkin ja niistä kerrotaan Ratahallintokeskuksen julkaisussa *Raidetutkimus 250 kN:n ja 300 kN:n akselipainot* (2001). Näissä laskelmissa on kuitenkin keskitytty ainoastaan korkean akselipainon laskelmiin, eikä käytännössä lainkaan nopeuden tuomiin haasteisiin. Lisäksi näissä laskelmissa käytetään linjaraiteen parametreja, jotka eroavat hiukan vaihdealueen vastaavista, varsinkin kun vaihdealueen päällysrakennetta on viime vuosina muutettu osana elastisten vaihteiden kehitystä. Tässä luvussa kuvataan nopean liikenteen kannalta olennaisimmat osat Ratahallintokeskuksen (2001) raportissa yksityiskohtaisesti esitellystä NBS-menetelmän mukaisesta laskentataavasta, jonka avulla keskitytään siis vaihdekomponenttien kestävyteen uudella elastisella rakenteella.

Ratarakenteen kestävyden keskeisin parametri on ymmärrettävästi kuormitusparametri. Tällä tarkoitetaan siis lukua  $Q_{kok}$ , joka ottaa huomioon kaiken kuormituksen suuruuteen vaikuttavat tekijät alla esitetyn kaavan 7 mukaisesti. Kuormitus ajatellaan näissä laskennoissa aina yhdelle kiskolle kohdistuvan pyöräkuormana, joka on siis puolet koko rataa vaikuttavasta akselikuormasta.

$$Q_{kok} = \delta_{kvasi} \delta_{dyn} Q_{stat} \quad (7)$$

$Q_{kok}$  = Lopullinen rataa kuormittava dynaaminen pyöräkuorma [kN]

$\delta_{kvasi}$  = Kvasistaattinen vaikutuskerroin

$\delta_{dyn}$  = Dynaaminen vaikutuskerroin

$Q_{stat}$  = Staattinen pyöräkuorma [kN]

Kvasistaattisella vaikutuskertoimella tarkoitetaan esimerkiksi tuulen, epätasaisen kuormauksen ja kaareissa syntyvän keskeiskiivetyvyyden vaikutusta, joka kasvaa normaalisti nopeuden noustessa ja lisää pyöräkuorman vaikutusta staattiseen tilanteeseen nähden. Tämän kertoimen suuruutta on vaikea mitata, mutta kokemus on osoittanut sen olevan noin  $1,1 < \delta_{kvasi} < 1,3$ . (Ratahallintokeskus 2001). Tämän tutkimuksen laskennoissa tälle parametrille käytetään arvoa  $\delta_{kvasi} = 1,3$ , sillä tavoitellut nopeudet ovat suuria ja halutaan määrittää ratarakenteen kantokykyä ääritilanteissa.

Dynaamisella vaikutuskertoimella tarkoitetaan kaikkia muita kalustoon ja rataa vaikuttavia asioita, kuten esimerkiksi pyörien ja radan epätasaisuutta sekä kaluston jousituksen vaikutusta. Tämä termi on hyvin tapauskohtainen ja erittäin voimakkaasti nopeusriippuvainen. Dynaaminen vaikutuskerroin voidaan jakaa vielä osatekijöihinsä oheisen kaavan 8 mukaisesti (Ratahallintokeskus 2001).

$$\delta_{dyn} = 1 + \tau_{tod} K_{rata} v_{nopeus} \quad (8)$$

$\delta_{dyn}$  = Dynaaminen vaikutuskerroin

$\tau_{tod}$  = Tilastollinen kerroin

$K_{rata}$  = Radan laatuluokitus

$U_{nopeus}$  = Nopeusvaikutuskerroin

Dynaamisen kuormituksen voidaan ajatella noudattavan vaihtelussaan aina kutakuinkin normaalijakaumaa, jolloin tilastollisella kertoimella  $\tau_{tod}$  pystytään määrittämään se, kuinka suuri osa poikkeavista kuormituksista otetaan laskentaan mukaan. Suurin tilastollinen kerroin  $\tau_{tod} = 3$  edustaa varmuutta 99,85 %, eli vain 0,15 % prosenttia radalla tapahtuvasta dynaamisesta kuormituksesta on suurempaa kuin mitä laskenta ottaa huomioon. Tätä kerrointa käytetään yleisesti kiskojen, kiskonkiinnitysten ja pölkkyjen mitoittamisessa, jossa dynaamiset kuormitukset eivät ole vielä vaimentuneet. Tilastollisen kertoimen minimiarvo on 1, joka edustaa enää 84,15 % varmuutta. Tätä kerrointa käytetään yleisesti tukikerrokseen ja alusrakenteeseen kohdistuvan paineen mitoittamisessa, jossa kuormituksen dynaamisuus on jo hieman vaimentunut. (Ratahallintokeskus 2001)

Radan laatuluokitus  $K_{rata}$  edustaa laskennassa radan geometrinen kuntoa ja se kertoo radan tarkastustulosten pohjalta saatujen pysty- ja vaakasuuntaisten virheiden keskihajonnasta kyseisellä rataosuudella (ks. luku 3.3). Ratahallintokeskuksen raportin (2001) mukaan pohjoismainen NBS-yhteistyöryhmä on julkaisemattomassa raportissaan (NBS 2000) arvioinut radan laatuluokituksen oheisen taulukon 14 mukaisesti käyttäen UIC:n leaflet 518 (International Union of Railways 2005) määriteltyjä keskihajonnan arvoja.

*Taulukko 14. Radan laatuluokitus  $K_{rata}$  rataosan nopeuden ja raiteen pystysuuntaisen ( $QN1_y$ ) ja vaakasuuntaisten ( $QN1_x$ ) geometriavirheiden keskihajonnan avulla ilmoitettuna. (Ratahallintokeskus 2001, NBS 2000, International Union of Railways 2005)*

Rataosan nopeus [km/h]	$K_{rata}$	$QN1_y$ [mm]	$QN1_x$ [mm]
$V \leq 80$	0,3	2,3	1,5
$80 < V \leq 120$	0,25	1,8	1,2
$120 < V \leq 160$	0,2	1,4	1,0
$160 < V \leq 200$	0,15	1,2	0,8
$200 < V \leq 300$	0,1	1,0	0,7

Tämän taulukon 14 mukaisesti voitaisiin siis olettaa, että suurta nopeutta käytettäessä geometriavirheiden keskihajonnan arvot ovat ratarakenteessa hyvin pieniä ja radan laatuluokituksen arvo olisi 0,1. Luvussa 3.3 kerrotun mukaisesti vaihdealueella pystysuuntaisten geometriavirheiden TQI-arvo ( $2 \times QN1_y$ ) liikkuu välillä 2,0–3,0 mm, joten tämän perusteella radan realistiseksi laatuluokitukseksi vaihdealueella voidaan asettaa  $K_{rata} = 0,2$ . Radan laatuluokka voi tietyissä vaihteissa olla vielä heikompi, joten tätä arvoa muokkaamalla voidaan ikään kuin myös takaperin tarkastella sitä, kuinka huonokuntoiseksi radan geometria voi suurien nopeuksien alla mennä, ennen kuin kuormitukset ratarakenteessa kasvavat tämän takia liian suuriksi.

Viimeinen radan kuormitukseen vaikuttava tekijä on nopeusvaikutuskerroin  $U_{nopeus}$ , jolla siis otetaan suoraan huomioon junan nopeuden aiheuttama dynaamisuuslisä kaavan 9 mukaisesti (Ratahallintokeskus 2001). Tämä kaava pätee siis ainoastaan

henkilöliikenteelle yli 60 km/h nopeuksissa, jossa akselipainot ovat maltillisia. Tavaraliikenteen kalustolle on olemassa oma nopeuden vaikutuskerroin, mutta se ei ole keskiössä tämän tutkimuksen kannalta. (Ratahallintokeskus 2001).

$$v_{nopeus} = 1 + \frac{V - 60}{380} \quad (9)$$

$U_{nopeus}$  = Nopeusvaikutuskerroin  
 $V$  = Junan nopeus [km/h]

Lopullisen rataa kuormittavan dynaamisen pyöräkuorman  $Q_{kok}$  avulla pystytään laskemaan lopulliset ratarakenteeseen vaikuttavat kuormitukset eri rakennekerroksissa. Kuormituksen havainnollistamiseksi on kuitenkin hyvä määrittää ensin kiskon pystysuuntainen siirtymä suoraan kuorman alla, joka pystytään laskemaan kaavan 10 avulla. (Ratahallintokeskus 2001)

$$y = \frac{Q_{kok}}{2b_{teor} C_{kok} L_{kar}} \quad (10)$$

$y$  = Kiskon pystysuuntainen siirtymä suoraan kuorman alla [m]  
 $Q_{kok}$  = Lopullinen rataa kuormittava dynaaminen pyöräkuorma [kN]  
 $b_{teor}$  = Teoreettisen pitkittäispölkyn leveys [m]  
 $C_{kok}$  = Koko ratarakenteen yhdistetty dynaaminen alustaluku [N/mm<sup>3</sup>]  
 $L_{kar}$  = Radan taipumasuppilon karakteristinen pituus [m]

Kaavassa 10 esiintyvä teoreettisen pitkittäispölkyn leveys  $b_{teor}$  lasketaan käytettävän ratapölkyn mitoista kaavan 11 mukaisesti. Teoreettisella pitkittäispölkyllä tarkoitetaan siis kuvitteellista yhtämittaista radan suuntaista pölkkyrakennetta, jolla on sama pohjan tehollinen pinta-ala  $A_{teh}$  kuin normaalilla pölkyllä.

$$b_{teor} = \frac{A_{teh}}{2a_{väli}} = \frac{(l_{pölkky} - m_{pölkky})b_{pölkky}}{2a_{väli}} \quad (11)$$

$b_{teor}$  = Teoreettisen pitkittäispölkyn leveys [m]  
 $A_{teh}$  = Pölkyn pohjan tehollinen pinta-ala [m<sup>2</sup>]  
 $a_{väli}$  = Pölkkyväli (mitoitussarvo vaihdealueella 0,6 m)  
 $l_{pölkky}$  = Pölkyn pituus (mitoitussarvo 2,6 m)  
 $m_{pölkky}$  = Pölkyn kuormittamattoman osan pituus (mitoitussarvo 0,6 m)  
 $b_{pölkky}$  = Ratapölkyn leveys (mitoitussarvo BP14-vaihepölkkyllä 0,31 m)

Pitkittäispölkyn leveys on määritetty näissä laskennoissa yllä olevan mukaisesti 2,6 metriä pitkälle vaihepölkylle. Todellisuudessa pölkyn pituus muuttuu vaihdealueella, mutta käytännössä samalla muuttuu myös pölkyn kuormittamattoman osan pituus, joten näiden välisen erotuksen voidaan ajatella pysyvän vakiona läpi koko vaihteen.

Koko rakenteen yhdistettyyn alustalukuun vaikuttaa vaihderakenteen omien komponenttien jäykkyyden ohella siis myös pölkyn alapuolisten rakenteiden, eli tukikerroksen ja alusrakenteen jäykkyys. Vaihderakenteen omaan jäykkyyteen vaikuttaa käytännössä ainoastaan välilevyn dynaaminen jäykkyys, joka on elastisissa vaihteissa  $c_{dyn} = 150$  kN/mm (1,5 \* staattinen jäykkyys 100 kN/mm) sekä pohjaimen alustaluku, joka on Suomessa käytettävissä pohjaimissa tällä hetkellä  $C_{pohjain}$

= 0,3 N/mm<sup>3</sup>. Pölkyn alapuolisen rakenteen alustaluvulle, eli jäykkyydelle, voidaan käyttää hyvinkin monia arvoja välillä 0,04–0,5 N/mm<sup>3</sup>, joista alin arvo vastaa sotatukikerroksen ominaisuuksia ja korkein arvo jäätyneen sepelitukikerroksen ominaisuuksia (Ratahallintokeskus 2001). Yliopistolla tehtyjen alusrakenteeseen kohdistuneiden kuormituskokeiden (Ruhanen 2021) perusteella pölkyn alapuolisen rakenteen alustalukuna käytetään näissä laskennoissa arvoa 0,2 N/mm<sup>3</sup>. Tämä arvo vastaa hyvää alusrakennetta ja hyvää tukikerrosta, joita voidaan olettaa rakennettavan suurnopeusradoille. Näillä komponenteilla lopulliseksi koko ratarakenteen yhdistetyksi dynaamiseksi alustaluvuksi saadaan  $C_{kok} = 0,096$  N/mm<sup>3</sup>.

Radan taipumasuppilon karakteristinen pituus  $L_{kar}$  kuvaa vapaasti tuetun palkin tukiväliä, kun sitä kuormitetaan keskeltä voimalla  $Q$ . Lopulta palkin karakteristiseen pituuteen ei vaikuta lainkaan kuormituksen suuruus, vaan se riippuu täysin radan materiaaliominaisuuksista ja kiskoa kantavan pitkittäispölkyn leveydestä oheisen kaavan 12 avulla. (Ratahallintokeskus 2001)

$$L_{kar} = \sqrt[4]{\frac{4EI_x}{C_{kok}b_{teor}}} \quad (12)$$

$L_{kar}$  = Radan taipumasuppilon karakteristinen pituus [m]

$E$  = Kiskon kimmomoduuli (mitoitusarvo 210 GPa)

$I_x$  = Kiskon neliömomentti (mitoitusarvo 60E1-kiskolla 3055 cm<sup>4</sup>)

$C_{kok}$  = Koko ratarakenteen yhdistetty dynaaminen alustaluku [N/mm<sup>3</sup>]

$b_{teor}$  = Teoreettisen pitkittäispölkyn leveys [m]

Taipuman karakteristista pituutta käyttämällä saadaan selville lopullisen taipumasuppilon leveys, joka on  $\frac{3}{4}\pi * L_{kar}$ . Tämä pituus on yllä kuvattua ratarakenteen alustalukua ja vaihepölkyn mittoja käyttäen tasan 2 metriä. Mitoitettaessa rataa ja vaihteita suurille nopeuksille, voidaan ajatella kuormittavan kaluston olevan matkustajavaunuja, joiden pyörien välinen etäisyys on Suomessa nykyään 2,5 metriä (Loponen et al. 2016). Pyörävälin ollessa suurempi kuin taipumasuppilon pituus, kuormituksen voidaan käyttää vain yhtä pyöräkertaa, eikä telin kahden pyörän yhteisvaikutusta tarvitse huomioida. Tavaravaunuissa pyörien välinen etäisyys on vain 1,8 metriä (Loponen et al. 2016), joten niiden kohdalla taipuman suuruus määrittäyty kahden pyörän yhteisvaikutuksesta pyörävälistä riippuvaa painokerrointa käyttämällä.

NBS-laskentamenetelmän mukaisesti määrittävät tekijät ratarakenteen kestävyydelle ovat kiskoon muodostuva momentti, ja tätä kautta kiskon jalan jännitykset, betonipölkyn alapinnan sepeliin muodostama pintapaine sekä betonipölkyn maksimaalinen tukipistekuorma. Nämä parametrit voidaan määrittää alla esitettyjen kaavojen 13–16 avulla.

$$M_{kisko} = Q_{kok} \frac{L_{kar}}{4} \quad (13)$$

$M_{kisko}$  = Kiskoon kohdistuva momentti suoraan kuorman alla [kNm]

$Q_{kok}$  = Lopullinen rataa kuormittava dynaaminen pyöräkuorma [kN]

$L_{kar}$  = Radan taipumasuppilon karakteristinen pituus [m]

$$\delta_{kis.jalka} = \frac{M_{kisko}}{W_{kis.jalka}} \quad (14)$$

$\delta_{kis.jalka}$  = Kiskon jalan jännitys suoraan kuorman alla [MPa]

$M_{kisko}$  = Kiskoon kohdistuva momentti suoraan kuorman alla [kNm]

$W_{kis.jalka}$  = Kiskon jalan taivutusvastus (mitoitusarvo 60E1-kiskolla 377 cm<sup>3</sup>)

$$p_{tukiker} = C_{kok} \cdot y \quad (15)$$

$p_{tukiker}$  = Ratapölkyn tukikerrokseen kohdistama pintapaine [MPa]

$C_{kok}$  = Koko ratarakenteen yhdistetty dynaaminen alustaluku [N/mm<sup>3</sup>]

$y$  = Kiskon pystysuuntainen siirtymä suoraan kuorman alla [m]

$$R_{pölkky} = b_{teor} \cdot a_{väli} \cdot p_{tukiker} \quad (16)$$

$R_{pölkky}$  = Maksimaalinen betoniratapölkyn tukipistevoima [kN]

$b_{teor}$  = Teoreettisen pitkittäispölkyn leveys [m]

$a_{väli}$  = Pölkkyväli (mitoitusarvo vaihdealueella 0,6 m)

$p_{tukiker}$  = Ratapölkyn tukikerrokseen kohdistama pintapaine [MPa]

Suurnopeusvaihteita mitoitettaessa kiskotyyppinä on siis aina 60E1-kisko, jonka jalan maksimijännitys on standardissa SFS-EN 13674-1 (2011) määritelty olevan 180 MPa. Betonipölkyn tukikerrokseen kohdistaman pintapaineen raja-arvona on käytetty Suomessa arvoa 0,3 MPa (Ratahallintokeskus 2001), joihin tämänkin vaihdealueen laskennan tuloksia verrataan. Vaihdebetonipölkyn maksimaalisen tukipistevoiman raja-arvona voidaan käyttää vaihteiden teknisissä toimitusehdoissa (Ratahallintokeskus 2006b) määriteltyä staattisen kuorman maksimiarvoa 210 kN, jota ennen pölkkyyn ei saa muodostua lainkaan halkeamia. Taulukossa 15 on esitetty vaihdealueelle syntyviä kuormituksia 250 km/h ja 300 km/h nopeuksilla ja eri radan laatuluokilla. Radan laatuluokitus on otettu muuttuvaksi parametriksi, koska se on termi, jolla saadaan parhaiten kuvattua vaihteen epäjatkuvuuskohdista aiheutuvia geometriapoikkeamia. Staattisena akselipainona on käytetty kaikissa laskelmissa arvoa 180 kN, joka on Väylän ohjeistama (Väylävirasto 2021c) nykyinen maksimiarvo 60E1-kiskolle 250 km/h nopeudella.

*Taulukko 15. Eri rakennekerrokseen kohdistuvat kuormitukset vaihderakenteessa suurilla nopeuksilla.*

Radan laatuluokka κ	Nopeus (km/h)	Kiskon jalan jännitys (max 180 MPa)	Betonipölkyn tukipistevoima (max 210 kN)	Tukikerroksen pintapaine (max 0,3 MPa)
0,1	250	95	60	0,15
	300	97	62	0,16
0,2	250	124	79	0,17
	300	130	82	0,18
0,3	250	155	97	0,19
	300	162	102	0,20

Taulukon 15 arvoista voidaan havaita, että äärimmäisimmässäkin tilanteessa 300 km/h nopeudella ja radan kuntoluokalla 0,3 kuormitukset radan eri rakennekerroksissa alittavat raja-arvot hyvin selkeästi. Tämä on todellisuudessa jo hyvin epärealistinen tilanne, sillä radan kuntoluokan ollessa  $\kappa = 0,3$  suositusnopeus on taulukon 14 mukaisesti jo alle 80 km/h. Näitä äärimmäisiä arvoja käytettäessä lopulliseksi rataa kuormittavaksi dynaamiseksi pyöräkuormaksi tulee  $Q_{kok} = 288$  kN, joka on jo reilusti yli Väylän uuden kaluston hyväksymismenettelyssä (Väylävirasto 2021c) määritetyn dynaamisen pyöräkuorman raja-arvon, joka on 180 kN nopeusalueella  $200 \text{ km/h} < V \leq 250 \text{ km/h}$  ja 170 kN nopeusalueella  $250 \text{ km/h} < V \leq 300 \text{ km/h}$ . Junan pyörän dynaamisen iskukuorman arvot saavat olla kuitenkin vielä tätäkin suurempia ja niiden arvot on esitetty tässä raportissa myöhemmin taulukossa 18. Laskennassa käytettyä dynaamista pyöräkuormaa voidaan siis perustellusti pitää hyvin äärimmäisinä ja silti ratarakenteeseen ei kohdistu rakennekerrosten kestokyvyn ylittäviä arvoja. Vertailuksi näille arvoille voidaan ottaa Ratahallintokeskuksen raportissa (2001) määritetyt kuormitukset korkeille akselipainoille linjaraitteen mukaisella päällysrakenteella, jotka on esitetty taulukossa 16.

*Taulukko 16. Eri rakennekerroksiin kohdistuvat kuormitukset suurilla akselipainoilla linjaraitteen mukaisella päällysrakenteella. (Ratahallintokeskus 2001)*

Rakenne	Nopeus / akselipaino (km/h / kN)	Kiskon jalan jännitys (180 kN/mm <sup>2</sup> )		Betonipölkyn tukipistevoima (150 kN)		Tukikerroksen pintapaine (0,3 MPa)	
		C = 0,1 N/mm <sup>3</sup>	C = 0,4 N/mm <sup>3</sup>	C = 0,1 N/mm <sup>3</sup>	C = 0,4 N/mm <sup>3</sup>	C = 0,1 N/mm <sup>3</sup>	C = 0,4 N/mm <sup>3</sup>
60E1-kisko Laatuluokka $\kappa = 0,2$ (0,1) Välilevyn paksuus = 10 mm $c_{dyn} = 135$ kN/mm Pölkkytyyppi BP89, B97, BP99 Pölkyn mitat = 280 x 220 x 2600 mm Pölkkyväli a = 610 mm Tukikerroksen paksuus = 550 mm	100 / 225	115 (91)	98 (77)	72 (61)	85 (71)	0,22 (0,19)	0,25 (0,23)
	120 / 200	106 (83)	91 (70)	66 (55)	77 (64)	0,20 (0,17)	0,23 (0,20)
	60 / 250	118 (96)	101 (82)	76 (65)	88 (76)	0,23 (0,21)	0,27 (0,25)
	80 / 250	123 (98)	105 (84)	78 (66)	91 (77)	0,24 (0,21)	0,28 (0,25)
	100 / 250	128 (101)	109 (86)	80 (67)	94 (78)	0,24 (0,22)	0,28 (0,25)
	60 / 300	142 (115)	121 (98)	91 (78)	106 (91)	0,28 (0,25)	0,32 (0,30)
	80 / 300	148 (118)	126 (101)	94 (79)	109 (93)	0,28 (0,26)	0,33 (0,30)
	100 / 300	154 (121)	131 (103)	97 (81)	113 (94)	0,29 (0,26)	0,34 (0,30)

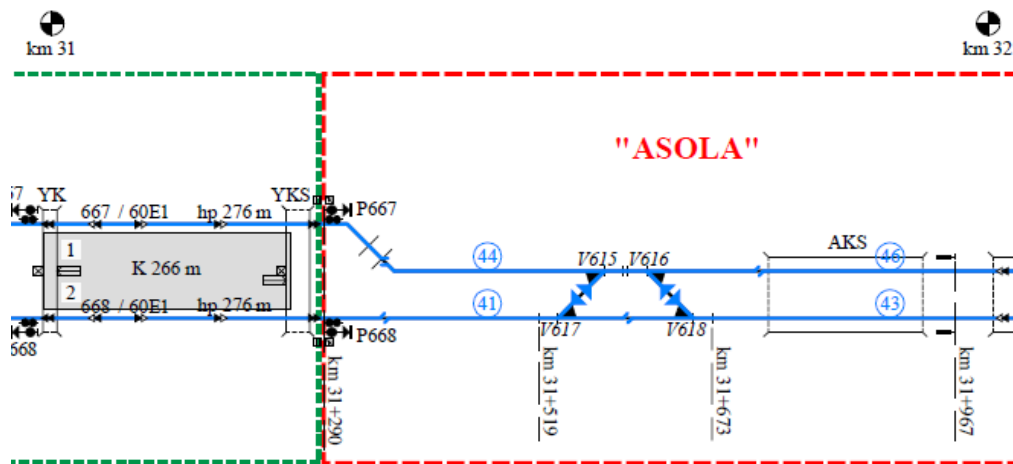


Taulukko 16 osoittaa, että kiskon jalan jännitys sekä betonipölkyn tukipistevoima on linjaraitteella hitailla nopeuksilla ja korkeilla akselipainoilla hyvin samaa tasoa kuin vaihderakenteen vastaavat kuormat taulukossa 15. Selkein ero näiden taulukoiden välillä huomataan tukikerroksen pintapaineessa, joka on Ratahallintokeskuksen raportin (2001) mukaisissa laskelmissa ollut selkeästi suurempi ja se on ylittänyt suurimmilla akselipainoilla jo asetetun 0,3 MPa raja-arvon. Tälle löytyy selitys tämän raportin vaihdelaskelmissa huomioidusta pohjaimesta, joka alentaa merkittävästi lopullista ratarakenteen alustalukua ja näin ollen pienentää pölkyltä sepelikerrokseen kohdistuvaa pintapainetta. Lisäksi pitää ottaa huomioon, että kummissakin laskelmissa pölkyn ja sepelin välisenä kontaktipinta-alana käytettiin yksinkertaistuksen vuoksi suoraan pölkyn ulkomitoista laskettua pölkyn tehokasta pohjapinta-alaa  $A_{teh}$ , joka ei kuitenkaan todellisuudessa koskaan toteudu. Ilman pohjainta pölkyn todellinen tehollinen pinta-ala määrittyy yksittäisten sepelirakeiden kontaktista betonin pintaan, joka on ainoastaan murto-osa laskelmissa käytetystä arvosta. Pohjaimia valmistavan Getznerin selvityksessä (2016) tämä pinta-ala on ollut vain 5 prosenttia pölkyn pinta-alasta ja sepelille koitua maksimaalinen kontaktipaine 25 tonnin akselikuormituksella on ollut 3,95 MPa. Samasta selvityksestä käy ilmi, että Suomessa käytetyllä tyyppin SLB3007-pohjaimella tämä todellinen pinta-ala on 18 prosenttia pölkyn pinta-alasta, joka on siis 3,6 kertaa enemmän. Tällä pinta-alalla yksittäisen sepelirakeen pintapaineeksi on muodostunut 25 tonnin akselipainolla 0,96 MPa. Todellisuudessa paineet sepelirakeiden kontaktissa ovat siis huomattavasti suurempia kuin taulukoissa 15 ja 16 on esitetyt tukikerroksen pintapaineet. Pohjaimellisessa rakenteessa todellinen sepelirakeen kontaktipaine on kuitenkin huomattavasti lähempänä laskettuja tukikerroksen pintapaineita, joka entisestään korostaa sitä, että nykyään käytettävä elastinen vaihderakenne pohjaimineen tulisi kestävämmän myös suunnitelmissa olevat suuremmat nopeudet. Pohjaimellisen vaihderakenteen pitkän aikajänteen painumakäyttäytymistä on käsitelty myös tämän raportin seuraavassa luvussa 5.

## 5 Kehäradan pohjainrakenteen pidemmän aikavälin toiminta

Tämän projektin yhtenä osatavoitteena oli selvittää Kehäradalla Asolassa sijaitsevien pohjaimilla varustettujen vaihteiden (V617 ja V618) pidemmän aikavälin käyttäytymistä. Tutkitut vaihteet ovat asennettu Kehäradan rakentamisen yhteydessä jo syksyllä 2013, jonka jälkeen vaihteita käytettiin hajanaisesti rakentamisen aikaisiin kuljetuksiin. Varsinainen säännöllinen liikenne näissä vaihteissa aloitettiin heinäkuussa 2015, joten vaihteet ovat olleet uusimpien mittaustulosten keräämisen aikana noin reilun 5 vuotta liikenteellä. Tämä 5 vuoden aikajänne on jo riittävä, jotta voidaan todellisuudessa puhua vaihteiden pidemmän aikavälin toiminnasta. Tämän alueen toimintaa aikavälillä 06/2015–05/2017 on analysoitu kattavasti Liikenneviraston julkaisussa 66/2018 (Varis 2018). Tässä luvussa kerrotaan tarkemmin alueen käyttäytymisestä tämän jälkeen aikavälillä 05/2017–09/2020.

Kyseisten vaihteiden sijainnit ja numerot on esitetty alla olevassa Kehäradan itäpään raiteistokaaviossa (kuva 24). Koko rataosuus oli siis testin alkaessa täysin uusi, joten ratapenkereen ominaisuudet olivat täysin identtiset ja näin ollen ihanneelliset mittauksia varten. Tämä alkuosuus Kehäradasta on lisäksi toteutettu täysin normaalina sepelitukikerroksellisena rakenteena ennen pitkää tunnelia, jonka katsottiin olevan etu, koska pohjainten ominaisuuksia haluttiin testata nimenomaan mahdollisimman normaaleissa oloissa.

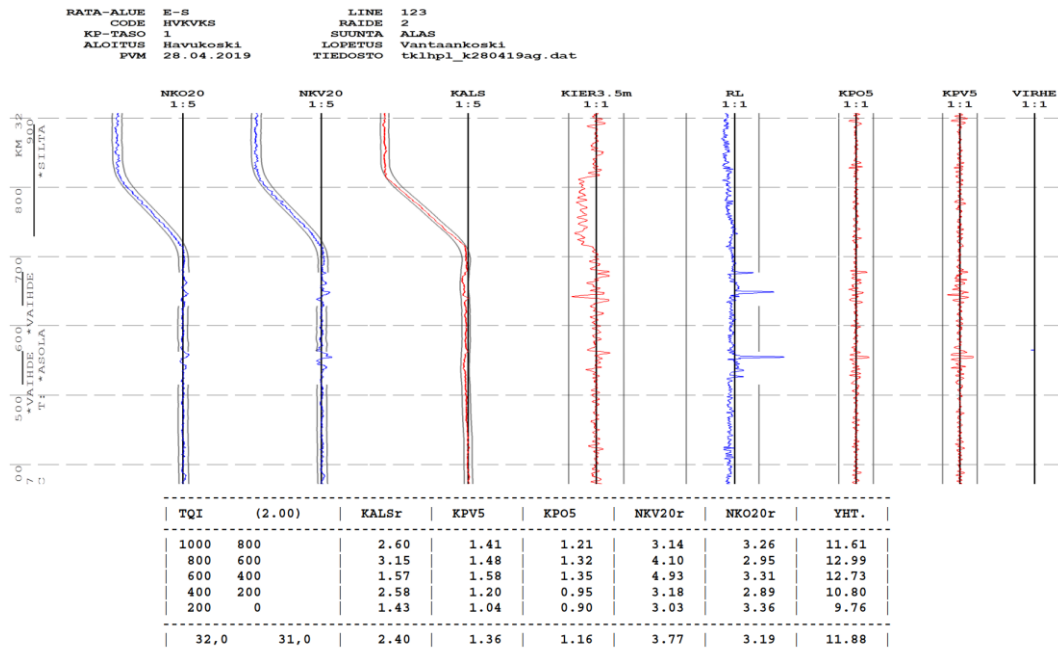


Kuva 24. Asolan raiteistokaavio. (Liikennevirasto 2014a)

Kuten kuva 24 osoittaa, raiteenvaihtopaikalla vaihteita on siis useita pienellä alueella, jolloin erilaisten rakenteiden testaus ja vertailu on helppo toteuttaa. Vaihteet asennettiin siten, että eteläisen raiteen vaihteet V617 ja V618 varustettiin pohjaimilla ja pohjoisen raiteen vaihteet V615 ja V616 asennettiin normaalilla pohjaimettomalla rakenteella. Tällä tavalla saadaan aikaan riittävän pitkä yhtämittainen pohjaimellinen rakenne, jota voidaan vertailla suoraan vieressä olevaan yhtä pitkään normaalirakenteeseen, jossa on suoraan ajettaessa aina yksi myötävaihte ja yksi vastavaihte. Lisäksi kummallakin raiteella liikkuu täysin identtinen Sm5-juna-kalusto, joten kuormitusmäärät eri vaihteille ovat hyvinkin lähellä toisiaan.

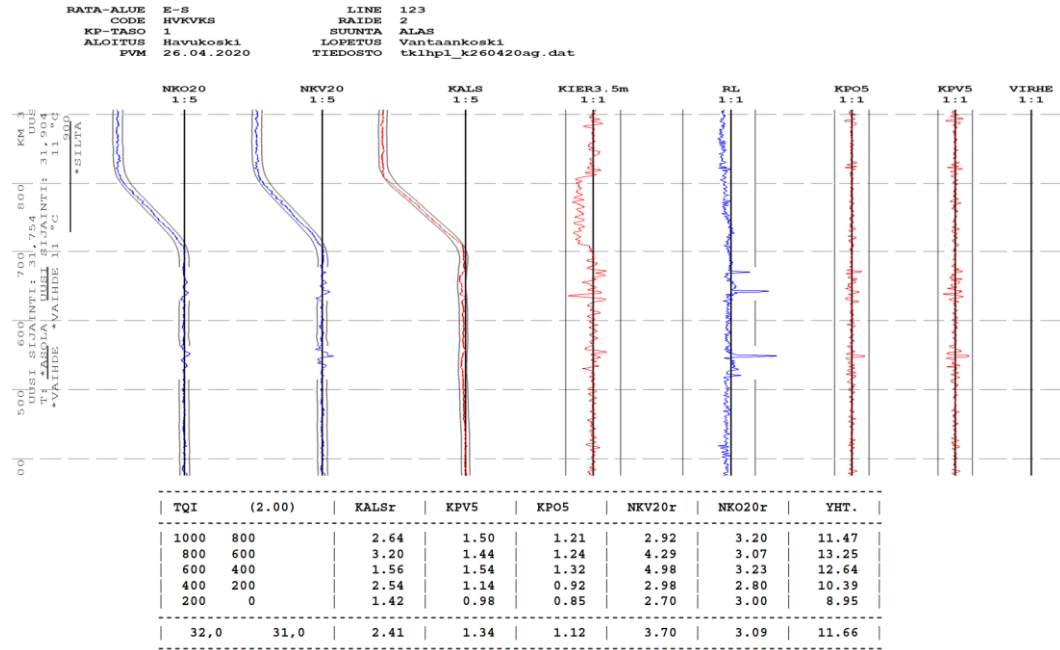
## 5.1 EMMA-radantarkastusvaunun tulokset

Vaihteiden kunnonseurannan kannalta oleellinen mittari on EMMA-radantarkastusvaunun mittaustulokset viimeisimmän vuoden ajalta. Koko vaihdealue tuettiin elokuun alussa 2020 ja radantarkastusvaunu on tarkastanut vaihteiden geometrian vain noin 2 viikkoa tämän jälkeen. Kuvissa 25 ja 26 on esitetty pohjaimelliset vaihteet sisältävän eteläisen raiteen geometrisen kunnon kehittymistä ennen elokuun 2020 tuentaa.



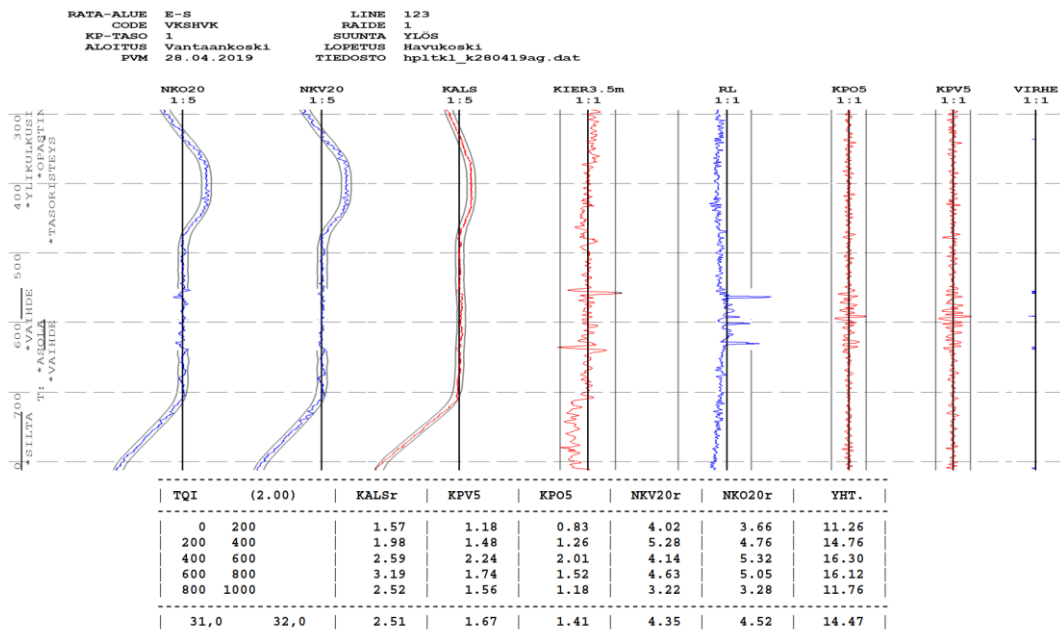
Kuva 25. Eteläisen raiteen radantarkastuskäyrät ja niitä vastaavat TQI-arvot keväältä 2019. Käyrillä ylempi vaihde on V618 ja alempi V617, joissa on pohjainpölyt.

Kuten kuvista 25 ja 26 pystytään havaitsemaan, raiteen geometrinen kunto on ollut eteläisellä raiteella hyvä keväällä 2019 ja tilanne ei ole muuttunut käytännössä yhtään kevään 2020 mittaukseen mennessä käyrän tai TQI-arvon perusteella. Keväällä 2019 oikean kiskon nuolikorkeusdatassa näkyy vaihteen V617 kannassa hyvin lyhyt virherajan ylitys juuri ennen virherajojen poistamista. Seuraavalla mitauskerralla tämä jäänyt kuitenkin tulkitsematta virheeksi, koska virherajat on poistettu hieman aiemmin. Geometria on siis pysynyt ennen tuentaa vuoden ajan erittäin stabiilina ja käytännössä myös virheettömänä. Tämän tiedon perusteella eteläinen raide ei siis kaipaa tuentaa.

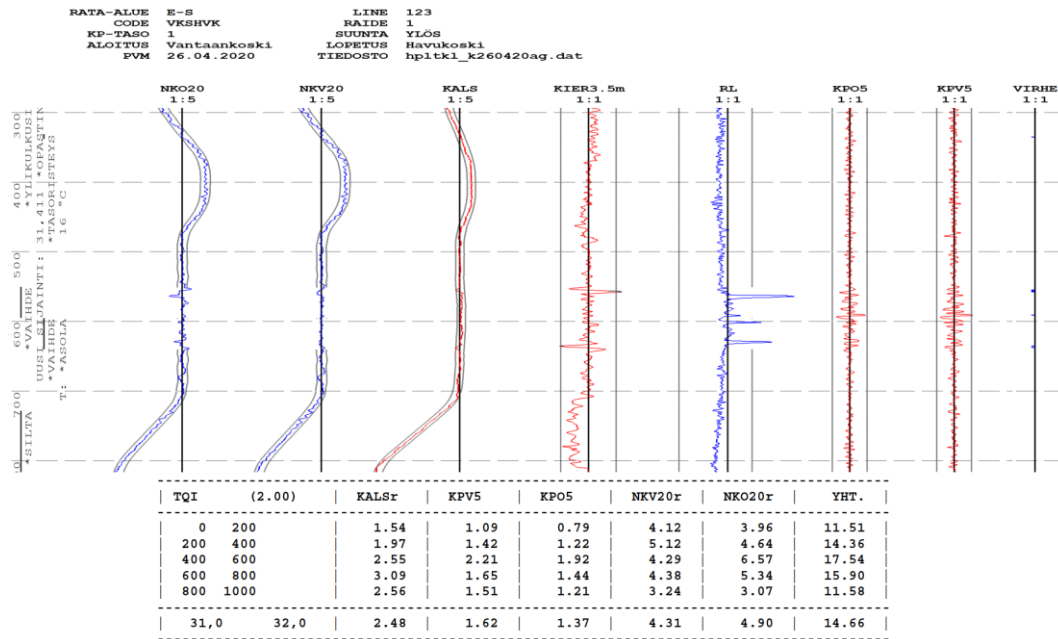


Kuva 26. Eteläisen raiteen radantarkastuskäyrät ja niitä vastaavat TQI-arvot keväältä 2020. Käyrillä ylempi vaihde on V618 ja alempi V617, joissa on pohjainpölkkyt.

Eteläisen raiteen tilannetta voidaan vertailla kuviin 27 ja 28, jossa on esitetty vastaavat kevään 2019 ja 2020 radantarkastustulokset pohjaimettomat vaihteet sisältyvältä pohjoiselta raiteelta.



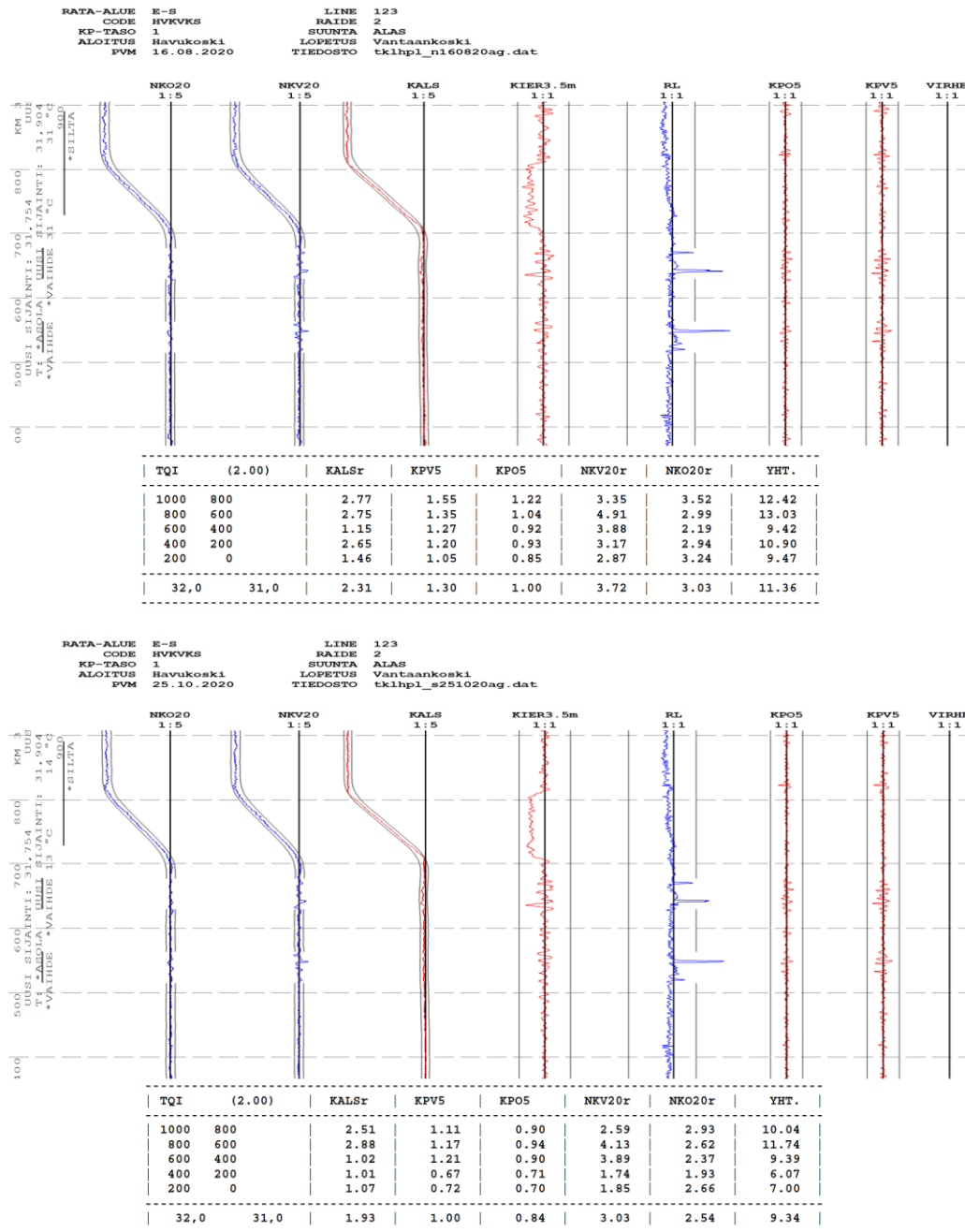
Kuva 27. Pohjoisen raiteen radantarkastuskäyrät ja niitä vastaavat TQI-arvot keväältä 2019. Käyrillä ylempi vaihde on V615 ja alempi V616, joissa ei ole pohjainpölkkyjä.



Kuva 28. Pohjoisen raiteen radantarkastuskäyrät ja niitä vastaavat TQI-arvot keväältä 2020. Käyrillä ylempi vaihde on V615 ja alempi V616, joissa ei ole pohjainpölkkyjä.

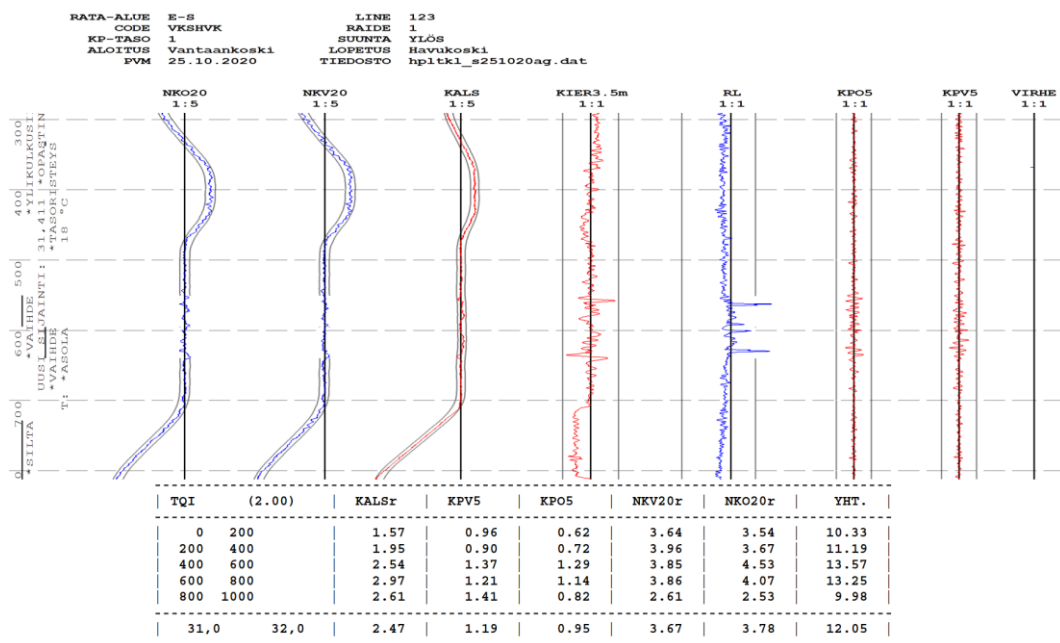
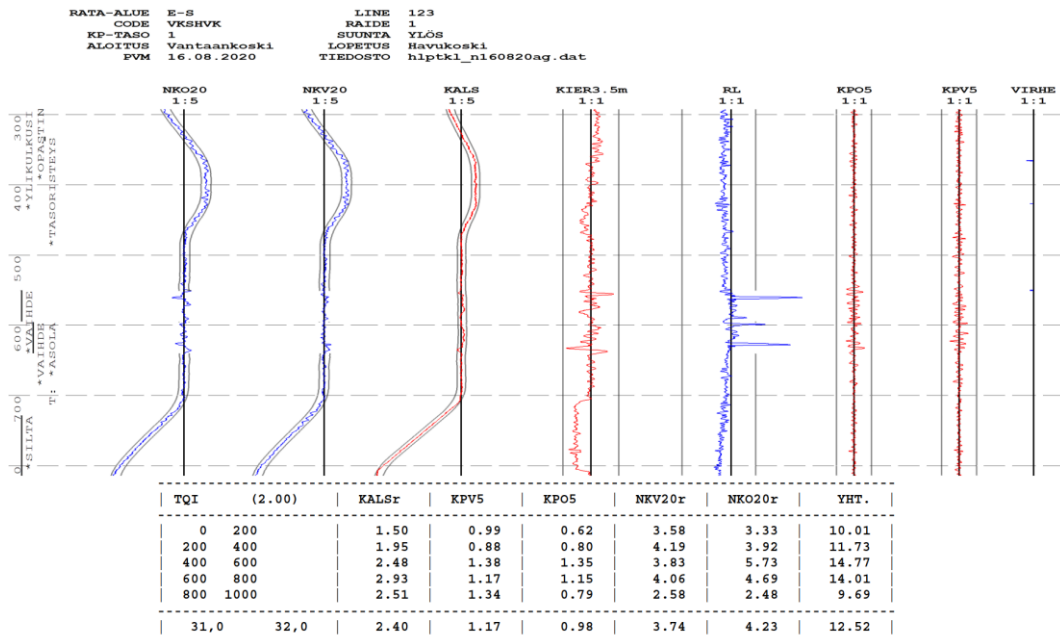
Vertailussa eteläiseen raiteeseen, pohjoisella raiteella näkyy heti huomattavasti enemmän geometristä vaihtelua kaikissa mitattavissa suureissa, ja D-luokan virherajatkin ylittyvät kieroudessa kummankin vaihteen risteysten kohdalla ja korkeuspoikkeamassa vaihteiden kärkialueella. Viimeisen vuoden aikana tälläkään raiteella ei ole kuitenkaan tapahtunut suurta muutosta geometriassa. Virheet eivät siis ole kasvaneet, jolloin akuuttia tarvetta tuennalle ei ole tälläkään raiteella ollut, mutta tuennalla pystyttäisiin varmasti tilannetta parantamaan.

Koko Kehäradan käsittävän läpituennan aikana koko Asolan vaihdealue päätettiin kuitenkin tukea, jotta sen kunto voidaan varmistaa osana ympäröivää rataa. Tämän elokuussa alussa suoritetun tuennan jälkeiset radan geometrian tarkastustulokset elokuun lopulta ja viimeisimmät tulokset lokakuulta on esitetty kummaltakin raiteelta kuvissa 29 ja 30.



Kuva 29. Eteläisen raiteen tuennan jälkeiset radantarkastuskäyrät ja niitä vastaavat TQI-arvot elokuulta 2020 sekä lokakuulta 2020. Käyrillä ylempi vaihde on V618 ja alempi V617, joissa on pohjainpölkkyt.

Eteläisen raiteen tuennan jälkeiset elokuun tulokset osoittavat, että geometria on parantunut, mutta muutos on lopulta hyvin minimaalinen. Tämä on tietenkin odotettuakin, sillä raide oli jo hyvässä geometriassa ennen tuentaa, jolloin isoja muutoksia on voitu jopa pyrkiä tarkoituksellisesti välttämään. Vaihteen V618 alueella olevaa kierouspoikkeamaa on saatu aivan hieman pienennettyä kuten myös vaihteen V617 oikean kiskon korkeuspoikkeamaa. Kuvan 29 TQI-arvot osoittavat myös sen, että geometria on myös hieman vielä parantunut elokuulta lokakuuhun siirryttäessä. Näiden tulosten valossa voidaan siis sanoa tuennan onnistuneen hyvin, eikä niin sanottu ylimääräinen tuenta ole saanut aikaan ongelmia radan pysyvyydelle.



Kuva 30. Pohjoisen raiteen tuennan jälkeiset radantarkastuskäyrät ja niitä vastaavat TQI-arvot elokuulta 2020 sekä lokakuulta 2020. Käyrillä ylempi vaihde on V615 ja alempi V616, joissa ei ole pohjainpölkkyjä.

Pohjoisella raiteella tukemisen vaikutuksen näkee kuvia 28 ja 30 vertailemalla paljon selkeämmin. Elokuun tarkastustulosten perusteella suurin osa D-luokan virheistä on saatu tuennalla poistettua ja ainoastaan hyvin lyhyt oikean kiskon nuolikorkeusvirhe on enää kirjautunut vaihteen V616 takajatkosalueelle. Risteyskärkien kohdalla kierousvirheitä on saatu pienennettyä, mutta ne ovat edelleen silti melko lähellä virherajaa. Lokakuun tarkastustulos kuitenkin osoittaa, että ainakaan muutamman ensimmäisen kuukauden aikana kierouden virherajat eivät ole vielä ylittyneet ja nuolikorkeuspoikkeamat ovat jopa hieman tasoittuneet elokuun tilanteesta. Toistaiseksi tilanne on siis tälläkin raiteella hyvin stabiili, mutta aikaisemmat virherajojen ylitykset kielivät siitä, että näin saattaa tapahtua vielä uudelleenkin.

## 5.2 Pölkkyjen siirtymämittaukset koevaihteissa

### 5.2.1 Anturointi koevaihteissa

Pohjainten käytön odotetaan parantavan vaihteessa syntyvien pystysuuntaisten kuormien jakautumista pölkystä sepelitulukikerrokseen ja tätä kautta hidastavan rakenteen pysyvää painumaa. Tästä syystä vaihteen käyttäytymistä analysoitiin mittauksissa oikeastaan pelkästään pölkyn ja pohjamaan välisen pystysuuntaisen siirtymän avulla. Pölkyn kylkeen kiinnitettävän siirtymäanturin avulla pölkyn liikkeitä pystyttiin vertaamaan tiiviiseen pohjamaan asti kairattavaan referenssitankoon. Riittävän pitkällä (noin 3 m) tangolla voitiin varmistaa, että referenssitaso ei pääse liikkumaan merkittävästi vaihteen käytön aikana. Kuva 31 havainnollistaa kairatangon sijaintia ja siirtymäanturin kiinnitystä pölkyn päähän. Anturilla on tarkoitus seurata pölkyn joustokäyttäytymistä mahdollisimman pitkään, joten pölkkyyn on kiinnitetty myös anturia ja kairatanko suojaava putki. Anturin ja sen vastinkappaleen asennuksen jälkeen putki suojataan vielä tiivistetyllä kannella.



*Kuva 31. Pölkyn pystysuuntaista liikettä mittaava anturi ja sen referenssitasona toimiva kairatanko kiinnikkeineen.*

Tämän tyyppisiä antureita asennettiin jokaiseen koevaihteeseen siten, että jokainen eri mittapiste löytyy sekä pohjaimellisesta että pohjaimettomasta vaihteesta. Mittapisteiksi valittiin yksi piste vaihteiden ulkopuolelta, yksi piste kielisovitusalueen kärjestä, yksi piste välikiskoalueelta sekä yksi mittapiste risteyskärjen kohdalta. Risteysaluetta lukuun ottamatta anturit asennettiin aina pölkyn kumpaankin päähän. Risteysalueella anturit asennettiin vuorostaan siten, että toinen anturi sijaitsi suoran reitin puoleisessa pölkypäädyssä ja toinen anturi risteyskärjen alla, kuten kuvassa 32 on osoitettu. Kaikkien siirtymäantureiden tarkka sijainti on osoitettu anturointisuunnitelmassa, joka on esitetty tämän raportin liitteessä 2.



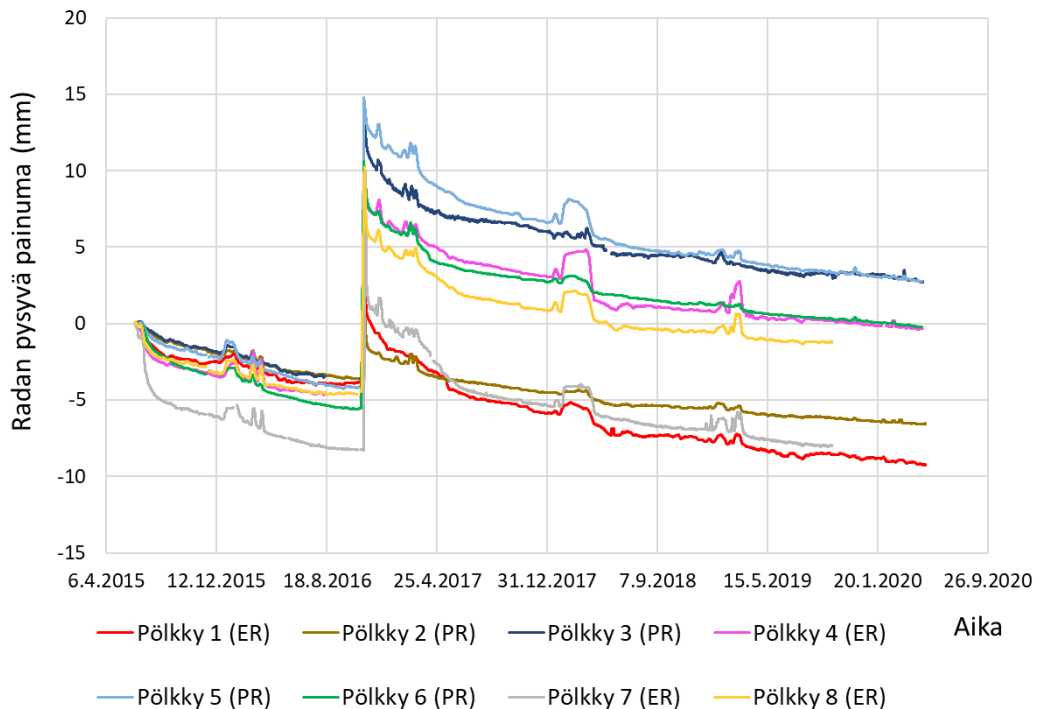


Kuva 32. Risteysalueen siirtymäanturin sijoittelu.

Mittaus toteutettiin automaattisen ohjausjärjestelmän avulla, joka tallensi kaikkien anturien arvot muistiin 3 tunnin välein. Tällöin mittausdadassa ei siis näy junan ylityksien aikaisista palautuvista painumista aiheutuvat muutokset, vaan ainoastaan radan pysyvä pitkän aikavälin painuminen.

## 5.2.2 Pitkän aikavälin pysyvän painuman tulokset

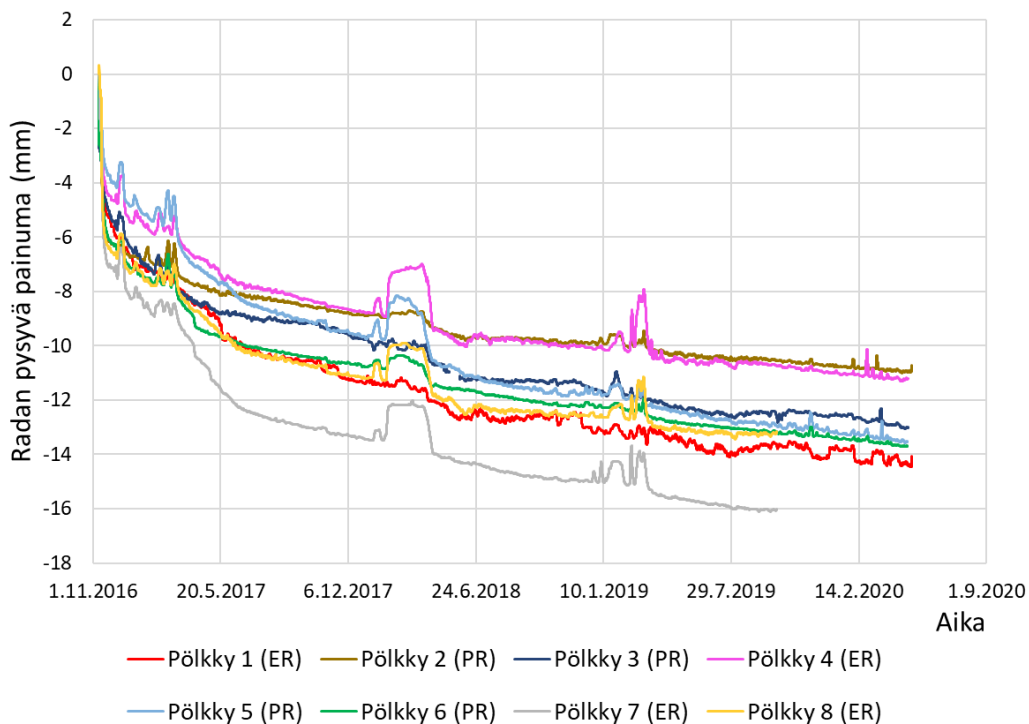
Liikenneviraston julkaisussa 66/2018 (Varis 2018) on esitetty näiden koevaihteiden pysyvän painuman mittaustulokset ja analysointi aikavälillä 06/2015–05/2017. Näitä tuloksia on tässä raportissa jatkoanalysoitu ja koevaihteiden pitkän painuman arvot huhtikuuhun 2020 mennessä on esitetty kuvassa 33.



Kuva 33. Radan pysyvä painuma kaikista 8 mittapölkystä mitattuna aikavälillä 06/2015–04/2020. ER = eteläinen raide pohjaimella ja PR = pohjoinen raide ilman pohjainta.

Pysyvän painuman kuvaajasta voidaan välittömästi havaita, että alue on kokonaisuudessaan tuettu marraskuussa 2016 ja tällöin rataa on nostettu hieman pölkystä

riippuen noin 10–20 mm. Tämän jälkeen pölkkyt ovat luonnollisesti lähteneet uudelleen painumaan, mutta eri suuruisten nostojen takia tuennan jälkeisiä pölkkyjen hienoista käyttäytymiseroja on vaikeaa analysoida pelkästään kuvan 33 perusteella. Tästä syystä kuvaan 34 siirtymäanturien arvot ovat tuennan jälkeen 1.11.2016 uudelleen nollattu. Näiden kuvan 34 nollattujen arvojen perusteella havaitaan, että painumaeroja on pölkkyjen välille syntynyt. Selkein ero muihin on pölkkyssä 7, joka sekä ennen tuentaa että tuennan jälkeen näyttää painuvan kaikista voimakkaimmin. Tämä pölkky sijaitsee siis Liitteen 2 mukaisesti pohjaimellisen vaihteen V617 risteyskärjen alla. Ennen tuentaa tämä painumaero muihin pölkkyihin on tapahtunut välittömästi Kehäradan liikenteen avaamisen jälkeen vain 2 kuukaudessa, jonka jälkeen painumanopeus on tasoittunut ja pysynyt siitä lähtien muista pölkkyistä havaitulla alueen tavanomaisella tasolla eron ollessa noin 3 mm tuentaan asti. Pölkky on siis lopulta löytänyt tukevan aseman sepelistä.



*Kuva 34. Radan pysyvän painuman arvot marraskuussa 2016 suoritetun tuennan jälkeen aikavälillä 11/2016–04/2020. ER = eteläinen raide pohjaimella ja PR = pohjoinen raide ilman pohjainta.*

2016 vuoden tuennan jälkeen pölkky 7 on kuitenkin käyttäytynyt eri tavalla. Sen painuma on tuennankin jälkeen voimakkainta, mutta se on kuitenkin pitkään hyvin lähellä muita pölkkyjä. Kevään 2017 aikana se painuu kuitenkin äkkinäisesti noin 2 mm, jonka jälkeen painuma jälleen tasoittuu. Kuten Liikenneviraston julkaisussa 66/2018 (Varis 2018) todetaan, tämä saattaa johtua äkkinäisistä lämpötilan nousuista, joita tapahtui keväällä 2017. Näiden lämpötilan nousujen johdosta tukikerros on sulanut todennäköisesti hyvin nopeasti ja saanut aikaan pysyvän tason muutoksen tiettyillä alueilla.

Näitä painumaeroja eri pölkkyjen välillä voidaan käyrän ohella tarkastella myös suoraan lukuarvojen kautta, jotka on esitetty taulukossa 17. Tällöin painuma on tarkastelun helpottamiseksi tehokkainta jakaa tiettyihin aikajaksoihin. Liikennevi-

raston julkaisussa 66/2018 tuennan jälkeinen ajanjakso on jaettu sepelin välittömän alkutiivistymisen jaksoon 11.11.–30.11.2016 ja sitä seuraavaan tasaisemman painuman jaksoon 1.12.–22.5.2017, johon analysointijakso päättyy. Tässä raportissa tarkastellaan käytännössä samoja ajanjaksoja ja lisätä niiden perään uusi pitkän aikavälin painumajakso 1.6.2017–30.9.2019. Tämä on viimeinen ajanhetki, jolloin on seurattu pölkkyjen 7 ja 8 painumaa. Muista pölkkyistä tuloksia on myös tähän ajanhetken jälkeen, mutta ne eivät eroa enää yleisestä trendistä juuri millään tavalla, joten niitä ei ole enää esitetty erikseen.

Alkupainumat ovat kaikissa pölkkyissä luonnollisesti melko isoja sepelin tiivistyessä välittömästi tuennan jälkeen. Pölkyn 5 kohdalla painuman arvo alkuvaiheessa on huomattavasti muita pienempi, mutta tämä johtuu siitä, että vaihteen suoran reitin puolella oleva anturi S9 (katso liite 2) nousi tuennan johdosta hetkellisesti pois mittausalueeltaan. Pölkyn alkupainumat palauttivat anturin takaisin mittausalueelle noin 4 päivää tuennan jälkeen, mutta todellista alkupainuman määrää ei siis pystytty tästä anturista määrittämään. Taulukossa 17 esitetyt pölkyn 5 alkupainumat ovat laskettu pelkästään anturin 10 antamien tulosten avulla. Tämä anturi ei kuitenkaan yksinään kerro täyttä totuutta pölkyn painumasta, koska kyseinen anturi sijaitsee poikkeavan reitin puolella, jossa kuormitus on käytännössä olematon junien käyttäessä ainoastaan vaihteen suoraa reittiä.

*Taulukko 17. Pölkkyjen pysyvä painuma tukemisen jälkeen kolmella eri ajanjaksolla. ER = eteläinen raide pohjaimella ja PR = pohjoinen raide ilman pohjainta.*

Pölkky	11.11. - 30.11.2016	1.12. - 31.5.2017	1.6.2017 - 30.9.2019
1 (ER)	-5,19	-3,86	-4,33
2 (PR)	-5,74	-1,62	-2,60
3 (PR)	-5,31	-3,33	-3,87
4 (ER)	-4,64	-2,76	-3,35
5 (PR)	-3,36	-3,70	-5,33
6 (PR)	-6,25	-3,50	-3,55
7 (ER)	-5,45	-4,67	-4,25
8 (ER)	-6,55	-2,99	-3,77

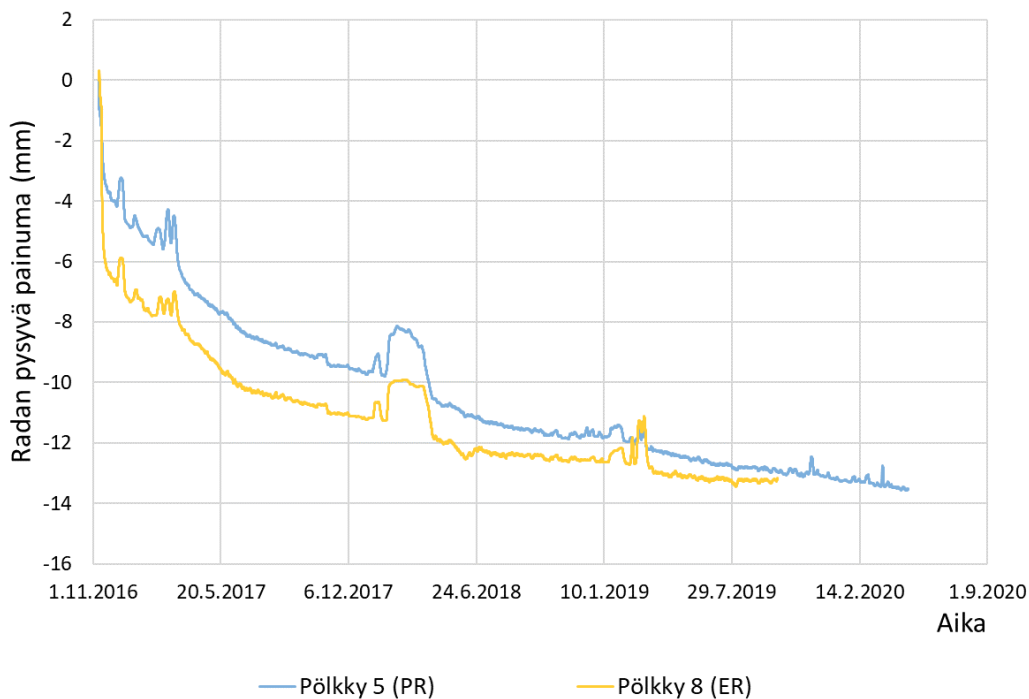
Taulukko 17 osoittaa, että alkupainumien jälkeen ensimmäisellä puolen vuoden aikajaksolla pölkkyjen painumat ovat keskimäärin noin 3,5 mm tasolla. Tästä tasosta erottuu kuitenkin selkeästi pölkky 2 ja jo aiemmin mainittu pölkky 7. Pölkky 2 sijaitsee pohjoisen raiteen linjaosuudella, joten tässä kohdassa tukeminen on varmasti saatu tehokkaasti tehtyä ja kuormituksessa ei ole juurikaan dynaamisuutta. Tämä johtaa siihen, että painumat ovat tässä pölkkyssä alkuasettamisen jälkeen hyvin alhaisia ihan seurantajakson loppuun asti.

Pölkkyssä 7 aiemmin mainitut kevään 2017 lämpötilan muutokset ovat jo vaikuttaneet taulukon 17 keskimmäisen sarakkeen painumiin, jolloin painuma on selkeästi alueen keskimääräistä tasoa suurempaa. Painuman kulmakerroin kuitenkin muuttuu tässä pölkkyssä selkeästi heti kesäkuussa, joka näkyy siinä, että seuraavan aikajakson painuma ei olekaan enää suurin tällä pölkkyllä.

Viimeisellä pidemmällä reilun kahden vuoden ajanjaksolla painumat ovat keskimäärin hieman alle 4 mm, eli noin vajaa 2 mm vuodessa. Painumanopeus on siis

yleisesti hidastunut ensimmäiseen puolen vuoden ajanjaksoon verrattuna, joka pystytään havaitsemaan myös kuvasta 34. Yksi merkittävä huomio on myös se, että pohjaimellisten ja pohjaimettomien pölkkyjen välillä ei pystytä havaitsemaan mitään suuria eroja painumassa. Liitteessä 2 esitetystä kuvasta havaitaan, että kummaltakin raiteelta on mitattu ikään kuin samaa rakenneosaa ja nämä vertailuparit ovat pölkkyt 1 & 3, pölkkyt 2 & 4, pölkkyt 5 & 8 sekä pölkkyt 6 & 7. Näitä pareja tarkemmin taulukon 17 avulla tarkastelemalla voidaan huomata, että pölkkyä 5 lukuun ottamatta eteläisen raiteen pohjaimellisissa pölkkyissä painumat ovat järjestäen hieman suurempia kuin vastinpareissaan. Ero on kuitenkin yli kolmen vuoden aikajänteellä alle 1 mm luokkaa, jolloin se on niin vähäistä, että sitä on vaikea edes havaita kuvasta 34.

Pölkyn 5 pitkäaikainen käyttäytyminen taulukossa 17 kuitenkin osoittaa, että geometrian pysyvyyden ja tuennan kannalta hankalalla vaihteen välikiskoalueella pohjaimettomassa vaihteessa on muodostunut selkeästi suurempia ongelmia kuin muissa pölkkyissä. Kun sitä verrataan toisen vaihteen vertailupariinsa, eli pölkkyyn 8, huomataan painumaeron olevan noin 1,6 mm luokkaa. Painuman kehittyminen näissä kahdessa pölkkyssä on siis hyvin erilaista, joka näkyy kuvassa 35.



*Kuva 35. Radan pysyvän painuman arvot vaihteiden välikiskoalueella marraskuussa 2016 suoritetun tuennan jälkeen aikavälillä 11/2016–04/2020. ER = eteläinen raide pohjaimella ja PR = pohjoinen raide ilman pohjainta.*

Pohjaimellisessa pölkkyssä näkyy hyvin odotetusti suuri alkupainuma, kun betoni-pintaa pehmeämpi pohjain hakee asemansa sepelikerroksessa tuennan jälkeen. Hyvän kontaktipinta-alan saavuttamisen jälkeen painuma kuitenkin selkeästi hidastuu ja roudan aiheuttamia häiriöitä lukuun ottamatta painuma on melkein jopa pysähtynyt kesäkuun 2018 jälkeen. Pohjaimettomassa rakenteessa painuman kulmakerroin ei kuitenkaan lähesty nollaa edes pitkällä aikajänteellä. Kuvan 35 perus-

---

teella voidaan siis ennustaa, että pohjaimellinen rakenne tulisi todennäköisesti säilyttämään hyvin pitkällä aikajänteellä (5-10 vuotta) paremmin asemansa kuin pohjaimeton rakenne.

Kuten EMMA-tarkastustulosten läpikäynnin yhteydessä todettiin luvussa 5.1 , koko alue on kuitenkin jälleen tuettu elokuussa 2020, jolloin tästä painuman pysähtymisestä ei ole juurikaan ehditty saamaan hyötyä. Tukemistarve on kuitenkin määritynyt tällä testialueeksi tarkoitettulla raiteenvaihtopaikalla luvun 5.1 mukaisesti käytännössä kokonaan pohjaimettomissa vaihteissa havaittujen geometriapoikkeamien perusteella. Normaalisti koko raiteenvaihtopaikka rakennettaisiin samalla rakenteella, jolloin kokonaan pohjaimellista vaihdealuetta ei olisi luultavasti tarvetta tukea näin usein. Tällöin pohjaimen hyödyt pääsisivät paremmin esiin.

## 6 Aukiajoilmaisujen vähentämisen keinot

Vaihteiden perusteettomat aukiajot ovat olleet jo kohtalaisen pitkään ongelmana koko Suomen rataverkolla, varsinkin pitkissä 1:26- ja 1:28-vaihteissa. Perusteettomalla aukiajolla tarkoitetaan tilannetta, jossa vaihteenkääntölaitteen omat valvontalinjaalit tai erillisen valvontalaitteen linjaalit antavat junan yliajon aikana lyhyen itsestään poistuvan aukiajosignaalin ilman, että vaihteenkääntölaitteen tangot varsinaisesti aukeavat lukituksestaan. Ilmiö esiintyy useimmiten rahtikaluston alla, mutta niitä on esiintynyt myös ilman kaluston kulkua kyseisellä raiteella. Tällöin ilmaisu on ilmeisesti heijastumaa viereisen raiteen tai esimerkiksi etäämpänä samalla raiteella olevan kaluston vaikutuksesta.

Maailmalta saaduista kokemuksista ja kirjallisuusviitteistä päätellen ongelmat saattaisivat johtua mekaanisten iskujen aiheuttamista sähköisistä katkoksista kääntöjärjestelmän sähkömekaanisissa koskettimissa, tai risteuksen liiallisesta värähtelystä, jonka valvontajärjestelmä tulkitsee risteyskärjen siirtymiseksi pääteasemastaan. Tampereen teknillinen yliopisto tutki perusteettomien aukiajojen syitä Hakosillan suurnopeusvaihteissa vuonna 2014. Näistä tutkimuksista on kerrottu lisää projektin loppuraportissa (Salmenperä et al. 2014). Täyttä selvyyttä aukiajoilmaisuiden juurisyistä ei kuitenkaan ole saatu tämänkään tutkimuksen avulla tietoon, jolloin aukiajoilmaisuiden vähentämiseksi on yritetty tehdä vuosien varrella useita erilaisia toimia, joista kerrotaan seuraavassa luvussa 6.1 .

### 6.1 Mahdolliset ratkaisuvaihtoehdot

Vaihteiden perusteettomien aukiajojen vaikutukset ovat hyvin ikäviä, sillä Väylän ohjeistus määrittäi aikaisemmin, että liikenne aukiajetun vaihteen yli ei ole sallittua ennen kuin vaihde oli kunnossapitäjän toimesta tarkastettu. Jos kunnossapitäjän tekemässä tarkastuksessa kävi ilmi, että vaihde on kaikilta osin kunnossa ja liikenteenohjaaja pystyi vaihdetta normaalisti tarkastuksen jälkeen käyttämään, voitiin liikenne palauttaa kuitenkin tarkastuksen jälkeen normaaliksi ilman vaihteen osien vaihtamista. Tämä ohjeistus tuli voimaan sen jälkeen, kun rataverkolla oli sattunut kaksi tavarajunien suistumisonnettomuutta Toijalassa 2009 ja Vammalassa 2013, jotka johtuivat vaihteen lukituksen todellisesta aukiajosta junan ylityksen aikana.

Tämä ohjeistus johti useiden perusteettomien aukiajojen takia luonnollisesti merkittäviin myöhästymisiin varsinkin henkilöjunilla, joiden aikataulut eivät kestä tällaista häiriön tuomaa muutosta. Tästä syystä ratkaisuja tähän ongelmaan pyrittiin keksimään mahdollisimman nopeasti. Ohjeistusta (Väylävirasto 2020a) tällaisten perusteettomien aukiajojen ratkaisemiseen muutettiin ja nykyään aukiajettua vaihdetta voidaan kääntää VAP-komennon avulla ilman paikan päällä tehtyä silmämääräistä ehjyyden arviointia. Jos vaihde saadaan tällä toimenpiteellä valvontaan, saa sen yli liikennöidä valvottuun suuntaan enintään nopeudella 20 km/h, kunnes kunnossapitäjä on tarkastanut vaihteen toiminnan paikan päällä. Tämän ohjeistuksen avulla pystytään siis vähentämään hieman myöhästymisten määrää pitämällä silti kiinni turvallisuudesta. Tämä on kuitenkin lopulta vain tapahtuneiden aukiajojen vaikutusten vähentämistä, eikä itse aukiajojen vähentämistä, joten varsinaiseen ongelmaan tuli löytää muita ratkaisuja.

Yliopiston vuonna 2014 tekemien mittausten yksi päähavainto oli se, että aukiajoja syntyy selkeästi eniten tiettyjen itäisen yhdysliikenteen kalustotyyppien vaikutuksesta, jotka saavat lovipyöriensä vaikutuksesta aikaan vaihdealueen tärinää.

Tämän havainnon pohjalta yhdeksi parannuskeinoksi aukiajojen vähentämiseksi ryhdyttiin pohtimaan pyörävoimailmaisimien tehokkaampaa käyttöä, joilla lovipyöriä voitaisiin rataverkolla vähentää. Rataan kohdistuvien iskuvoimien  $Q_{imp}$  raja-arvoja muutettiin tiukemmiksi vuonna 2017 (Liikennevirasto 2017), joka johti siihen, että kaikista heikoimman kuntoiset pyörät saatiin pois Suomen rataverkolta. Tällä muutoksella oli myös positiivista vaikutusta aukiajojen vähentymiseen.

Nykyisten pyörävoimailmaisimien raja-arvojen (Väylävirasto 2020a) perusteella pyörät, joiden dynaaminen iskukuormitus on yli 450 kN voidaan kieltää liikennöimästä Suomen rataverkolla ja ne on poistettava ennen liikenteen jatkamista. Tämän raja-arvon alittaville pyörille voidaan asettaa ainoastaan 50 km/h nopeusrajoitus korjaukseen asti oheisen taulukon 18 mukaisesti. Pyörävoimien ohella myös pyörässä havaitun loven pituudella on merkitystä toimenpiteisiin taulukon 19 mukaisesti. Itäisen yhdysliikenteen kalustolla ainoastaan tason  $Q_5$  ja  $Q_4$  toimenpiteet ovat voimassa, joten näille kalustoille ei voida antaa taulukon 18 mukaisia huomautuksia tai varoituksia kasvavista pyörävoimista.

*Taulukko 18. Suomessa käytettävät pyörästä aiheutuvan dynaamisen iskuvoiman  $Q_{imp}$  ja dynaamisen kertoimen  $f_{dyn}$  raja-arvot. (Väylävirasto 2020a)*

Ilmoituksen tyyppi	Taso	Raja-arvo	Toimenpiteet
<b>Dynaaminen voima <math>Q_{imp}</math></b>	$Q_5$	> 450 kN	Poistettava junasta, suurin sallittu nopeus 50 km/h poistamiseen asti
	$Q_4$	> 400 kN	Suurin sallittu nopeus 50 km/h heti ilmoituksen jälkeen. Pyöräkerta korjataan ennen seuraavaa kuormausta
	$Q_3$	> 350 kN	Ei nopeusrajoitusta, korjataan ennen seuraavaa kuormausta. Jos sama yksikkö aiheuttaa seuraavan kuormauksen jälkeen vähintään $Q_3$ -hälytyksen, noudatetaan $Q_4$ :n edellyttämiä toimenpiteitä
	$Q_2$	> 250 kN	Korjataan viimeistään seuraavalla kunnossapitopaikalla
	$Q_1$	> 200 kN	Kunnossapitäjä voi ajoittaa korjauksen
<b>Dynaaminen kerroin <math>f_{dyn}</math></b>	$f_3$	> 800%	Korjataan ennen seuraavaa kuormausta. Jos sama yksikkö aiheuttaa seuraavan kuormauksen jälkeen $f_3$ -hälytyksen, noudatetaan $Q_4$ :n edellyttämiä toimenpiteitä
	$f_2$	> 600%	Korjataan viimeistään seuraavalla kunnossapitokäynnillä
	$f_1$	> 400 %	Kunnossapitäjä voi ajoittaa korjauksen

Nopeusrajoitus pienentää pyöristä rataan kohdistuvia iskukuormituksia, mutta Finrailin teknisen valvomon tekemissä vaihteiden aukiajotarkasteluissa on käynyt silti ilmi, että nämä nopeusrajoitetut pyöräkerrat aiheuttavat yhä aukiajoja varsinkin

pitkissä 1:26-vaihteissa, joissa iskuihin ja ratarakenteen tärinään altistuvia toimilaitteita on kaikista eniten. Pyörien kunnonvalvonta on siis auttanut aukiajojen vähentämisessä, mutta näillä keinoilla niistä ei ole silti päästy täysin eroon.

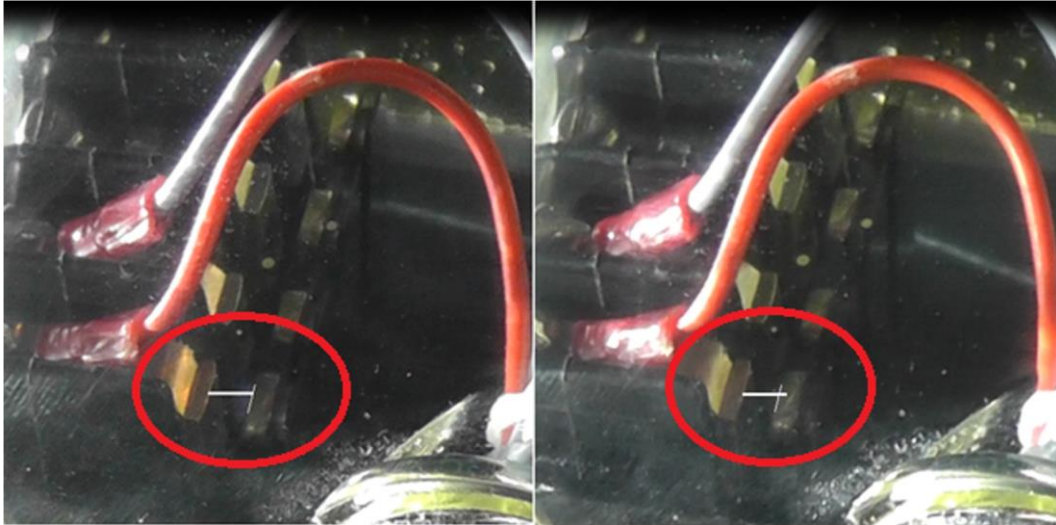
*Taulukko 19. Suomessa käytettävät pyörässä havaitun loven pituuden raja-arvot ja toimenpiteet. (Väylävirasto 2020a)*

Pisin yksittäinen lovi	Suurin sallittu nopeus km/h	Toimenpiteet
< 45 mm	ei rajoitusta	Ei toimenpiteitä
45 mm ≤ x < 70 mm	20	Kuormassa olevan vaunun vienti on sallittu liikennepaikan määräraiteelle kuorman purkamiseksi, tämän jälkeen pyöräkerta tai -kerrat on vaihdettava ennen kuljetusta tai kuormausta. Tyhjän vaunu siirto on sallittu liikennepaikan sivuraiteelle pyöräkerran vaihtoa varten – vaunua ei saa liittää junaan ennen pyöräkerran vaihtoa
70 mm ≤ x	10	Siirto on sallittu liikennepaikan sivuraiteelle pyöräkerran vaihtoa varten – vaunua ei saa liittää junaan ennen pyöräkerran vaihtoa

Lovipyörien vaikutusten lisäksi yliopiston tekemissä tutkimuksissa nousi selkeästi esiin se, että Suomessa käytettävän Siemens Bsg 9 -vaihteenkääntölaitteen eri mallit käyttäytyvät hyvin eri tavalla tärinän vaikutuksesta. Tämä johtuu siitä, että lyhyissä vaihteissa käytetään erilaista vaihteen tarkastustankojen liikkeen havaitsevaa kosketinrakennetta kuin pitkissä vaihteissa. Lyhyissä vaihteissa käytettävässä mallissa 783 kosketinrakenne on niin sanottu rullakosketin ja pitkien vaihteiden kärkialueella käytettävässä mallissa 546 ja kanta-alueen mallissa 691 kosketintyyppi on niin sanottu sormikosketin. (Liikennevirasto 2016) Pitkän vaihteen sormikoskettimen havaittiin useissa eri mittauksissa ja silmämääräisissä tarkasteluissa reagoivan hyvin vahvasti tärinään. Kuvassa 36 on esitetty sormikoskettimen rakenne ja vaihteen aukiajoa valvovien kosketinpintojen etäisyyden muuttuminen junan ylityksen aikana.

Tutkimuksissa havaittiin myös se, että kuvassa 36 näkyvien kosketinpintojen etäisyys saattoi junan ylityksen jälkeen jäädä pysyvästi pienemmäksi, eli tärinä saattaa muuttaa niiden säätöarvoja. Lisäongelmaa tuottaa myös se, että kunnossapitäjällä ei ole oikeutta muuttaa tai korjata näiden kosketinpintojen säätöarvoja, vaan ainoastaan laitteen valmistaja tai kokoonpanotehtaan tietyt koulutetut ihmiset saavat tehdä muutoksia. Valmistajan mukaan laitteen kosketinyksiköt on suunniteltu siten, ettei niitä tarvitse jälkeinpäin säätää niiden elinaikana aikana tai ennen ensimmäistä isompaa huoltoa. Tästä syystä yksiköt on sinetöity valmistuksen yhteydessä eikä säätötoimenpide myöskään sisälly enää tämänhetkiseen käyttöohjeeseen. (Siemens 2016) Tästä huolimatta useassa pitkässä vaihteessa sormikoskettimen tarkat säätöarvot olivat ajan kuluessa tärinän vaikutuksesta pienentyneet ja näin ollen herkistivät kääntölaitteita entisestään aukiajoille.





*Kuva 36. Kääntölaitteen sähkömekaaniset koskettimet heiluvat voimakkaasti tavarajunan ohituksenessa. Valkoiset apuviivat koskettimessa helpottamassa siirtymän hahmottamista. Valkoinen vaakaviiva on yhtä pitkä kuvissa. Valkoinen vinoviiva osoittaa koskettimen reunan paikkaa.*

Kaikkein ongelmallisimmissa vaihteissa, kuten esimerkiksi Hakosillan pitkissä 1:26-vaihteissa, kokeiltiin näiden havaintojen pohjalta huolellista valmistajan ja kokoonpanotehtaan ihmisten tekemää kokonaisvaltaista säätötoimenpidettä vaihteen kaikille kääntötangoille, tarkastustangoille ja kosketinlaitteille. Tämä toimenpide poisti perusteettomat aukiajot näistä vaihteista kokonaan jopa yli puoleksi vuodeksi. Huolellisten säätöjen tekemisellä oli siis selkeästi vaikutusta asiaan. Kunnossapitäjä ei kuitenkaan voinut koskettimien säätökiellon takia ylläpitää kosketinpintojen oikeita etäisyyksiä, joten aukiajo-ongelmat palasivat aina ajan kuluessa. Tällä huolellisen kokoonpanohallilta erikseen ostetun säätämisen toimintatavalla tai koko kääntölaitteen vaihtamisella pystyttiin kuitenkin pääsemään ongelmallisimmilla alueilla aina hetki eteenpäin ilman ongelmia.

Tällaista kosketinlaitteen liikehdintää ei ollut havaittavissa käytännössä lainkaan lyhyen vaihteen rullakoskettimessa junan ylityksen aikana. Koska rullakosketin ei reagoi värähtelyyn käytön aikana, sen säätöarvot eivät myöskään muutu ajan kuluessa yhtä voimakkaasti kuin sormikoskettimen tapauksessa. Tämä nosti vuonna 2015 esiin ajatuksen siitä, onko sormikoskettimen rakenne yksinkertaisesti väärä Suomessa käytettäviin vaihteisiin. Pidempiaikaista ratkaisua aukiajo-ongelmiin pyrittiin hakemaan siis tämän jälkeen lyhyen vaihteen rullakoskettimien käytöstä pitkissä vaihteissa. Tämän muutoksen tekeminen vaatii kuitenkin myös kielissä kiinni olevien tarkastustankojen muuttamisen rullakoskettimelle sopivaan malliin, jossa tangon tarkastuslovet ovat hieman eri malliset kuvan 37 mukaisesti. Koska myös kääntölaitteen liikepituudet ovat pitkissä vaihteissa erilaiset kuin lyhyessä, ei lyhyen vaihteen tarkastustanko sellaisenaan sovellu pitkän vaihteen valvontaan. Tämä ratkaisu olisi siis vaatinut täysin uusien tarkastustankojen luomisen, jossa lovien muoto otetaan lyhyen vaihteen mallista ja lovien välimatka pitkän vaihteen mallista.

Valmistajalla ei ollut tällaista tankomallia suoraan tarjota, eikä he myöskään halunneet sellaista Suomen tarpeeseen valmistaa, koska tästä muutoksesta syntyvä kääntölaite olisi kokonaisuutena radikaalisti erilainen, kuin heidän valmiit tuot-

teensa. Vaihteiden kokoonpanosta vastaava Vossloh-Cogifer tarjoutui tämän jälkeen tekemään muutoksen, mutta kääntölaitteen valmistaja ei antanut lupaa tällaiselle laitteelle edes koekäyttöön. Rullakoskettimellisen rakenteen toimivuutta pitkässä vaihteessa ei siis koskaan lopulta suunnitelmista huolimatta testattu.



*Kuva 37. Vaihteen tarkastustankojen muoto sormikoskettimellisen (yllä) ja rullakoskettimellisen (alla) mallin yhteydessä.*

Tärinävaikutusten pienentämiseksi silloinen Liikennevirasto suunnitteli myös samanaikaisesti vaihteenkääntölaitteen ja pölkyn välisen kiinnityksen muuttamista tärinää vaimentavaksi pehmeän välilevyn avulla. Välilevyn lisääminen vaihteenkääntölaitteen alle muuttaisi kuitenkin laitteen korkeusasemaa, jolloin kääntö- ja tarkastustangot eivät liikkuisi enää täysin vaakasuorassa laitteen ja kielien välillä. Tämä nähtiin selkeänä riskinä vaihteenkääntölaitteen toiminnalle ja tätäkään suunnitelmaa ei ole sen takia ainakaan vielä ole viety käytäntöön.

Näiden edellä esitettyjen toimien ja ehdotelmien jälkeen tilanne oli se, että kaluston tiedettiin pyörävoimarajoituksista huolimatta aiheuttavan värähtelyä vaihderakenteisiin, joihin jatkossakin käytettävä pitkän vaihteen sormikosketinrakenne reagoi hyvin voimakkaasti nykyisillä säätötavoilla. Tästä syystä valmistaja ehdotti seuraavaksi parannuskeinoksi pitkän vaihteen kääntölaitteen säätöarvojen muutosta, sillä tiedossa oli, että Suomessa käytetään tämän laitteen yhteydessä erilaisia säätöarvoja kuin muissa maissa. Nykyiset Suomessa käytettävät toimilaitteiden säätöarvot on esitetty taulukossa 20.

*Taulukko 20. Suomessa nykyisin käytettävät vaihteenkääntölaitteiden ja vaihteenkoskettimien säätöarvot. (Liikennevirasto 2016)*

Vaihdetyyppi	Varustelu	Kielen ja tukikiskon välys / mm			
		Säätökohde			
		Lukituslaite		Valvontalaite	
		Menee lukkoon	Ei mene lukkoon	Menee valvontaan	Ei mene valvontaan
YV54-1:9 käsiasetin	kiilalukko	3,0	4,0		
	vaihteenkosketin			3,0	4,0
YV54-1:9 sähkökääntölaite	kääntölaite	3,0	3,5	3,5	4,0
KRV54-1:9 sähkökääntölaite	kääntölaite A ja C	3,0	3,5	3,5	4,0
YV60-1:9 käsiasetin	kiilalukko	3,0	4,0		
	kärkivaihteenkosketin			3,0	4,0
	kantavaihteenkosketin			11,0 <sup>(1)</sup>	12,0 <sup>(2)</sup>
YV60-1:9 ja UKV60 sähkökääntölaite	kääntölaite	3,0	3,5	3,5	4,0
	kantavaihteenkosketin			11,0 <sup>(1)</sup>	12,0 <sup>(2)</sup>
YV60-1:11,1, 1:14, 1:18, 1:15,5, 1:26, 1:28 ja SKV60 sähkökääntölaite	kärkikääntölaite	2,0	3,0	3,0	4,0
	keskikääntölaite	2,0	3,0	3,0	4,0
	kantavaihteenkosketin			11,0 <sup>(1)</sup>	12,0 <sup>(2)</sup>
	muut koskettimet			8,0	9,0
YV54-1:15,5, 1:25	kaikki kääntölaitteet	2,0	3,0	3,0	4,0

<sup>(1)</sup> sallittu raidelevyden muutos 8 mm  
<sup>(2)</sup> Raidelevyden muutoksen on oltava alle 9 mm

Taulukosta 20 voidaan nähdä, että pitkien vaihteiden (risteyssuhde suurempaa kuin 1:9) kaikilla kääntölaitteilla on samansuuruiset säätöarvot. Vaihteenkääntölaitteen varsinaisten kääntötankojen tulee aina lukittautua, kun kielen ja tukikiskon välissä on alle 3 mm välys. Tasan 3 mm arvolla tai sitä suuremmalla välyksellä lukitus ei saa kuitenkaan enää toimia. Samaan tapaan kosketinlaitteiston tulee mennä valvontaan ja liikenteen sallivaan tilaan aina, kun kielen ja tukikiskon välys on pienempää kuin 4 mm. Tasan 4 mm arvolla tai sitä suuremmalla välyksellä laitteen tulee kuitenkin jäädä valvomattomaan ja siten liikenteen estävään tilaan.

Laitteet säädetään näihin arvoihin rakotulkkien avulla, jotka asetetaan kielen ja tukikiskon väliin kääntöhetkellä. Kääntö- ja tarkastustankojen pituuksia muuttamalla välystä pienennetään hiljalleen siten, että taulukon 20 arvoihin päästään. Tällä rakoa pienentävällä säätötavalla ensimmäinen raja-arvot toteuttava välys on periaatteessa lukituksessa 2,9 mm ja valvonnassa 3,9 mm. Säätöarvoja ei siis periaatteessa määritetä taulukossa 20 olevien sarakkeiden 1 ja 3 perusteella, vaan

aina sarakkeiden 2 ja 4 avulla, jotka määrittävät sen tarkan kielen aseman, jossa laitteen toiminnan tulee lopulta muuttua.

Lukituksen ja valvonnan raja-arvot ovat Suomessa varsinkin pitkissä vaihteissa suuremmat kuin muissa vastaavaa laitetta käyttävissä maissa, mikä johtuu Suomessa käytettävästä lumivälyksestä. Tällä lumivälyksellä tarkoitetaan sitä, että vaihteen pitää säilyttää toimintakykynsä myös oloissa, jossa lunta ja jäätä päätyy sateen tai junan pohjasta tippumisen takia kielen ja tukikiskon väliin. Kyseistä Siemensin Bsg. Antr. 9 -vaihteenkääntölaitetta ei käytetä missään muussa maassa, jossa lumimäärät talvella olisivat samankaltaisia kuin Suomessa. Esimerkiksi Saksassa käytetään tälle laitteelle lukituksen raja-arvoa 0 mm, eli kielen täytyy painautua aina täysin tukikiskoa vasten, jotta vaihde on toimintakuntoinen. Tämä 0 mm säätöarvo olisi Suomen muuttuvissa sääoloissa hyvin hankala toteuttaa, mutta sitä arvoa käyttämällä kieli luonnollisesti aina tukeutuisi täysin tukikiskoon, jolloin se ei olisi myöskään niin herkkä junan aiheuttamalle värähtelylle, joka tehneiden tutkimusten mukaan selkeästi aiheuttaa perusteettomat aukiajot.

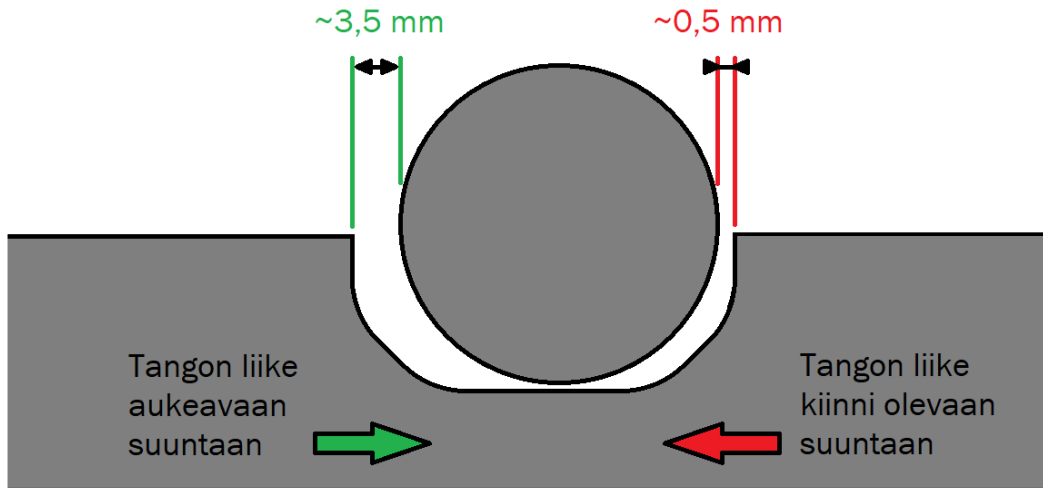
Näitä vaihteiden säätöarvoja tarkemmin tutkittaessa ja valmistajan oman säätöhenkilökunnan kanssa käytyjen keskustelujen pohjalta kävi ilmi, että lumivälin salliminen pitkissä vaihteissa aiheuttaa värähtelyn lisääntymisen ohella myös toisen ongelman. Pitkän vaihteen kääntölaitteen sormikoskettimet valvovat todellisuudessa vaihteen kielen liikettä sekä aukeavaan suuntaan että kiinni menevään suuntaan, kun lyhyen vaihteen rullakosketin valvoo vain kielen aukeavaa liikettä. Tällä rakenne-erolla on aivan valtava merkitys oikeiden säätöarvojen löytämiseen pitkissä vaihteissa. Kahden suunnan valvonta tarkoittaa käytännössä sitä, että sormikoskettimen yhteydessä valvontalovi on lopulta hyvin lyhyt ja sen kanssa käytetään kuvassa 38 esitettyä isoa rullaa, jonka on mahdollista nousta pois lovesta yhtä lailla kummaltakin loven reunalta. Lyhyen vaihteen rullakoskettimen kanssa käytetään vuorostaan huomattavasti pienempää toispuolista kärkirakennetta, jonka on mahdollista nousta pois lovesta vain viistetyltä puoleltaan.



*Kuva 38. Vaihteenkääntölaitteen tarkastustankojen ja kosketinrakenteen muoto pitkässä (vasen) ja lyhyessä (oikea) vaihteessa.*

Kuten kuvasta 38 voidaan havaita, lyhyen vaihteen ollessa oikeissa säädöissään (valvonnan raja-arvo 4 mm) rullakoskettimen viistetty kärkirakenne tulee olla 4 mm päässä loven oikeasta reunasta, jolla valvotaan kielen aukeavaa liikettä. Tällä välyksen arvolla loven toinen reuna jää kauaksi kärkirakenteesta ja kärki ei missään tilanteessa kohtaa tätä loven reunaa. Jos junan yliajon aikana syntyy tilanne, jossa tarkastustangot värähtelevät kuormituksen johdosta, tarkastuslaitteisto ei reagoi tähän ennen 4 mm värähtelyamplitudia, jolla kärki nousee pois aktiiviselta valvontapuoleltaan. Näin ollen lyhyen vaihteen kosketinrakenne ei ole siis kovinkaan herkkä junan aiheuttamalle värähtelylle.

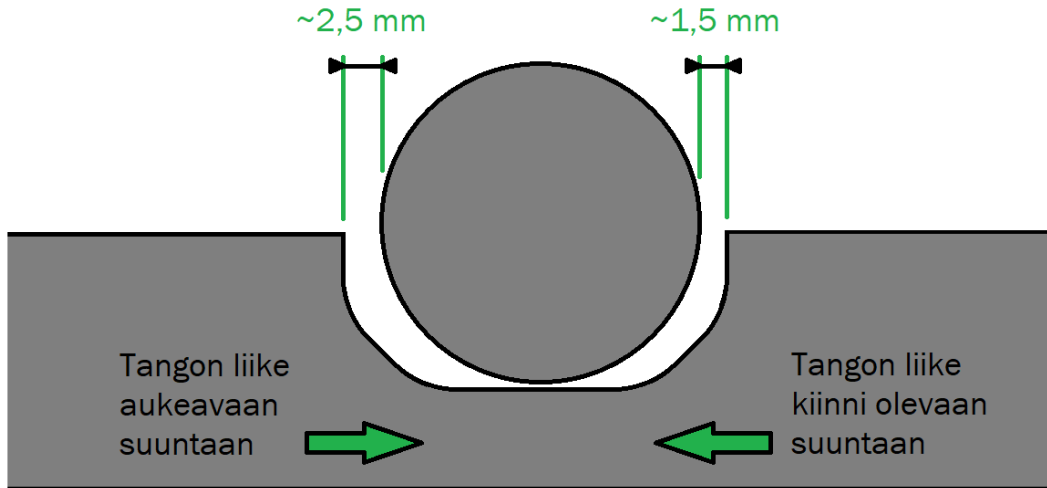
Pitkän vaihteen sormikoskettimellisen mallin lovessa oleva rulla on vuorostaan kuvasta 38 nähtävällä tavalla kutakuinkin koko tarkastusloven kokoinen ja siten hyvin lähellä kumpaakin loven reunaa jatkuvasti. Se siis valvoo tehokkaasti kielen kummankin suunnan liikettä, joka on siis hyvin tärkeää pitkissä vaihteissa, jossa tavoitenopeudet ovat suoralla reitillä vähintään 200 km/h ja poikkeavallakin reitillä nopeudet voivat kasvaa jopa 160 km/h. Koska koskettimessa on kahden suunnan valvonta, optimaalisin kohta rullan sijainnille on tasan loven keskellä. Tällöin kummankin suunnan valvonta on lähtökohtaisesti yhtä tehokasta, mutta samalla myös yhtä häiriötöntä. Rullan liikevara loven reunalta reunalle on vaihteissa tehtyjen mittausten mukaisesti noin 4 mm. Kuvassa 39 on esitetty kosketinlaitteiston rullan keskimääräinen asema tarkastustangon lovessa nykyisillä säätöarvoilla, joissa kielen ja tukikiskon välyksen valvonta-arvon  $x_{lim}$  pitää olla  $3 \text{ mm} < x_{lim} \leq 4 \text{ mm}$  ja kieli on täysin kiinni tukikiskossa.



*Kuva 39. Pitkän vaihteen kosketinlaitteiston rullan keskimääräinen asema tarkastustangon lovessa nykyisillä säätöohjeilla, kun kieli on käytön aikana täysin kiinni tukikiskoa vasten.*

Kuten kuvasta 39 voidaan havaita, Suomessa käytettävän lumivälin takia rullaa ei säädetä läheskään loven keskelle, vaan se on asemoitu selkeästi toispuoleisesti. Jos kielen ja tukikiskon väläksen tarkaksi valvonta-arvoksi säädetään 3,5 mm, tämä toispuoleisuus aiheuttaa sen, että kielen ollessa käytön aikana kiinni tukikiskossa, rulla jää vain 0,5 mm päähän tarkastusloven niin sanotusta vastareunasta. Tällä vastareunalla valvotaan siis kielen liikettä kiinni olevaan suuntaan, jota ei tietenkään normaalisti juuri tapahdu, kun kieli on jo valmiiksi kiinni tukikiskossa käynnön päätteeksi. Tässä tilanteessa pitää kuitenkin muistaa, että aukiajoilmaisuus ei vaadi tapahtuakseen varsinaisesti kielen liikettä, vaan ainoastaan tarkastustangon liikettä. Tarkastustanko on käyttöasennossaan aina täysin kuormitukseton tanko, joka vain lepää kielen sille antamassa asennossa. Kuten edellä on monesti todettu, junan yliajo vaihteesta luo koko vaihdealueelle selkeän värähtelevän kuormituksen. Tämä kuormitus tärisyttää vapaina lepäviä valvontatankoja vähintään tangon kiinnitystappien välysten verran. Kieli ei siis välttämättä edes liiku, mutta tanko silti värisee. Tämän värinän voidaan arvioida olevan kiinnitystappien kunnosta riippuen noin 0–0,5 mm. Kuvan 39 mukaisella rullan asemalla tämä värähtely voisi siis saada aikaan jo perusteettoman aukiajon. Lisäksi säätötilanne vaihteessa voi olla nykyohjeistuksen mukaan myös se, että lumivälitys on 3,9 mm, jolloin vastareunan ja rullan välissä on enää vain 0,1 mm vara tälle tarkastustangon värähtelylle. Värähtelyn lisäksi junasta voi kohdistua kieleen kvasistaattisia tai dynaamisia voimia, jotka painavat kieltä kohti tukikiskoa. Vähäinenkin kielen liike tukikiskon suuntaan voi aiheuttaa perusteettoman aukiajon.

Nykyiset säätöarvot aiheuttavat siis selkeästi suuren riskin aukiajoille, joissa rulla nousee pois tarkastuslovesta kielen kiinni olevalta puolelta. Aukiajoja voitaisiin siis todennäköisesti välttää asettamalla rulla keskemälle lovea, joka tarkoittaa käytännössä sitä, että vaihteen säätöarvoja tulisi kiristää ja sallia pienempi kielen ja tukikiskon väläys. Tämä tekee itse käännytapahtumasta haastavamman varsinkin talvella, kun lunta ja jäätä ei käytännössä enää saa olla kielen ja tukikiskon välissä. Tällöin tarkastustangolle sallittaisiin kuitenkin suurempi liike kielen kiinni olevaan suuntaan, joka helpottaa aukiajo-ongelmassa. Kuvassa 40 on havainnollistettu rullan keskimääräistä asemaa tarkastuslovesta, jos tarkastustangon säätöarvoja kiristetään yhdellä millillä arvoihin  $2 \text{ mm} < x_{\text{lim}} \leq 3 \text{ mm}$ .



*Kuva 40. Pitkän vaihteen kosketinlaitteiston rullan keskimääräinen asema tarkastustangon lovessa uudella tiukemmalla säätötavalla, kun kieli on käytön aikana täysin kiinni tukikiskoa vasten.*

Kuvan 40 tilanteessa rulla ei ole enää kriittisen lähellä loven kumpaakaan reunaa, jolloin tarkastustangolle ominainen pieni junan ylityksen aikainen 0,5 mm värähtely ei saa rullaa nousemaan lovesta. Tämä on siis keskimääräinen tilanne tiukemmillä säätöarvoilla ja rulla voi siirtyä säätöohjeiden puitteissa vielä 0,5 mm suuntaansa. Tällöin rullan ja loven reunan väliin jää kriittisimmässäkin tilanteessa aina vähintään 1 mm välyk ja parhaassa tapauksessa rulla on täysin keskellä lovea (etäisyydet kumpaankin reunaan 2 mm).

Jotta tällaisia tarkastustangon säätöarvoja voitaisiin käyttää, tulee myös kääntötangon säätöarvoja tiukentaa, jotta kääntötaapahtuma ei voi ikinä jäädä vajaamaksi kuin tarkastusrajat vaativat. Näillä muutoksilla korjatut vaihteenkääntölaitteiden ja koskettimien säätöarvot on esitetty pitkän vaihteen osalta taulukossa 21. Kyseisessä taulukossa on samalla muutettu myös ELP-koskettimien säätöarvot vastaamaan näitä uusia tiukempia rajoja.

*Taulukko 21. Ehdotus vaihteenkääntölaitteiden ja vaihteenkoskettimien säätöarvoiksi pitkissä 60E1-vaihteissa. Lainattu muokattuna lähteestä (Liikennevirasto 2016).*

Vaihdetyyppi	Varustelu	Kielen ja tukikiskon välys / mm			
		Säätökohde			
		Lukituslaite		Valvontalaite	
		Menee lukkoon	Ei mene lukkoon	Menee valvontaan	Ei mene valvontaan
YV60-1:11,1, 1:14, 1:18, 1:15,5, 1:26, 1:28 ja SKV60 sähkökääntölaite	kaikki kääntölaitteet	1,0	2,0	2,0	3,0
	kääntöavustimen yhteydessä oleva vaihteenkosketin			2,0	3,0
	muut koskettimet			4,0	5,0

Aikaisemmin ELP-koskettimien säätöarvot ovat eronneet merkittävästi vaihteenkääntölaitteen koskettimien säätöarvoista, koska kääntölaitteiden välistä tai kääntöavustimen kohdalta tarkasteltaessa kielen on pelätty liikkuvan huomattavasti enemmän kuin kääntölaitteen kohdalta. Näin ei kuitenkaan saisi tapahtua, vaan kielen tulee pysyä kuta kuinkin sille asetetuissa arvoissa myös kääntölaitteiden välisellä alueella. Tämän vuoksi taulukkoon 21 on lisätty vastaavat tiukemmat arvot myös kääntöavustimien kohdalla oleville koskettimille, joka tekee säätöohjeesta yksikäsitteisemmän. Koskettimille, joiden kohdalta kieltä ei pidetä millään tapaa kiinni, voidaan asettaa hieman suuremmat valvonta-arvot, sillä kieli ei välttämättä painaudu näistä kohdista aina täydellisesti tukikiskoa vasten.

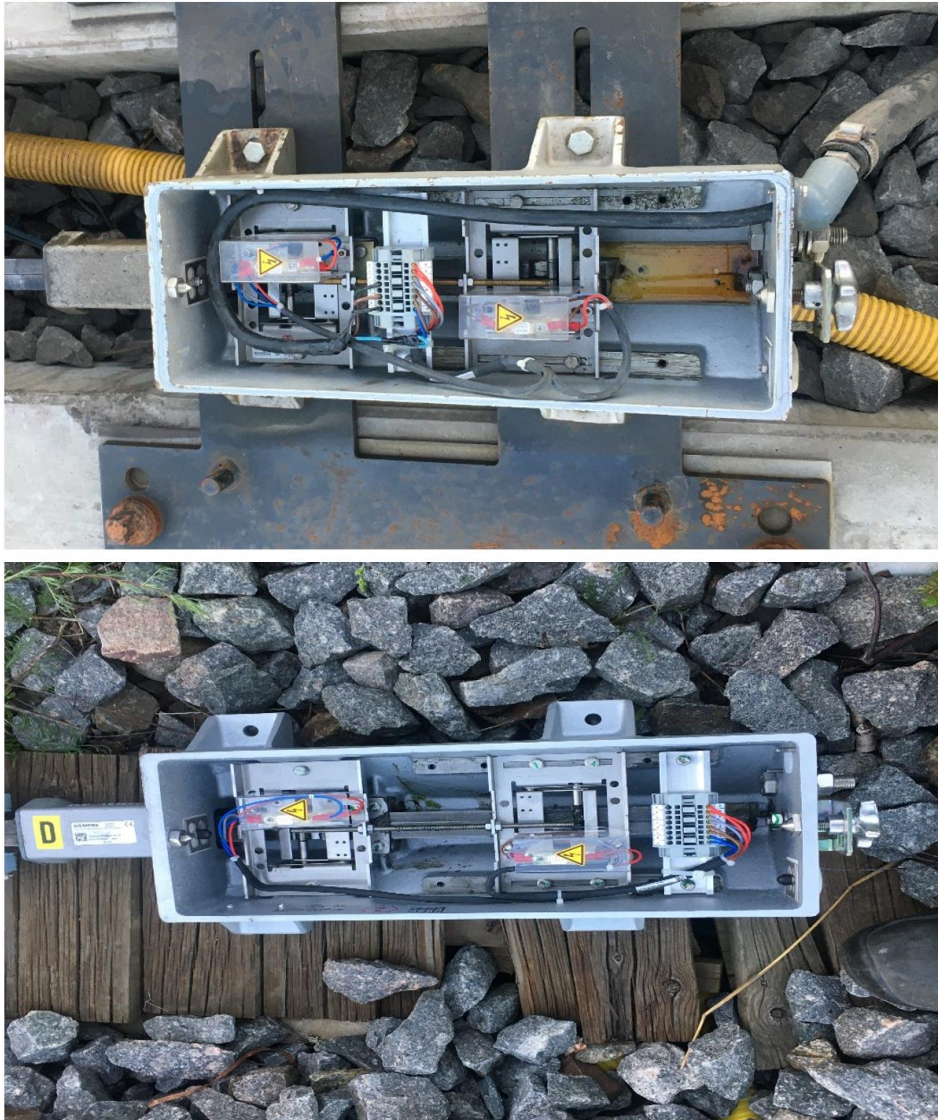
## 6.2 Vaihteen säätöarvojen muutostestit Luumäellä

Edellä esitettyjen havaintojen ja ehdotelmien pohjalta Väylävirasto päätti keväällä 2020 testata uusia tiukempia säätöarvoja perusteettomia aukiajoja runsaasti aiheuttaneessa Luumäen 1:26-suurnopeusvaihteessa V018. Tämä muutos toteutettiin mahdollisten ongelmien minimoimiseksi kahdessa vaiheessa niin, että ensin säädetään pelkästään vaihteen kielialueen kaikki kääntölaitteet (koneet A–D) ja jos tästä ei aiheudu ongelmia, siirrytään toisessa vaiheessa säätämään myös risteyskärjen vaihteenkääntölaitteet (E ja F).

Työ ensimmäinen vaihe toteutettiin yökatkossa 23.–24.5.2020. Tällöin säädettiin siis kaikkien kielialueen kääntölaitteiden lukituslaitteet ja valvontalaitteet taulukon 21 mukaisesti. Koneissa A, B ja C tämä muutos onnistui kohtalaisen helposti, mutta kielialueen viimeisessä koneessa D tiukemmat säätöarvot olivat hieman vaikeammat toteuttaa. Tämä johtui pääosin siitä, että tämän kääntölaitteen kohdalla kieli ei enää painaudu varsinaisesti tukikiskoa vasten, vaan kielen oikea asema määrittyy tukikiskon varteen kiinnitettyjen tukitönkkien avulla, jotka on esitetty 1:26-vaihteen kielisovitusten kuvassa liitteessä 2. Tukitönkät eivät sijaitse aivan kääntölaitteen kohdalla, jolloin kielen välystä vastinpintaansa ei voida mitata täysin koneen kohdalta, eikä muutenkaan hamaran alueelta. Tämä vaikeuttaa välyksen tarkkaa määrittämistä ja säätöarvojen tiukentuessa se aiheuttaa haasteita, koska oikeanlaisia työkaluja 1 millimetrin välyksen mittaamiseen kiskon varresta ei ole luotu. Säätöarvot saatiin kuitenkin tähänkin koneeseen toteutettua niin, että välykset on lähimmän tukitönkän kohdalla oikea. Näiden säätöarvojen laajempi käyttäminen Suomen rataverkolla vaatisi siis myös uusien säätötyökalujen kehittämistä.

Kääntölaitteiden välissä sijaitsevien pelkkien kosketinlaitteiden säätöarvoja ei tämän työn aikana muutettu, sillä nämä kosketinlaitteet olivat huoltokiertonsa lopussa ja ne vaihdettiin kokonaan uusiin 18.6.2020. Tämä kosketinlaitteiden vaihto uusiin mahdollisti sen, että taulukon 21 mukaiset koskettimien uudet tiukemmat säätöarvot saatiin esiasetettua näihin laitteisiin jo kokoonpanohallilla, joka nopeutti selkeästi varsinaisen vaihtotyön toteuttamista. (Pulliainen 2020) Säätöarvojen muutos vanhoista uusiin oli niin suuri, että se vaati kosketinpakkojen uudelleensijoittelun kosketinlaitteen sisällä. Kosketinlaitteiston vanha ja uusi rakenne on esitetty kuvassa 41.





*Kuva 41. Kosketinpakkojen vanha (yllä) ja uusi sijoittelu (alla) Luumäen testivaihteen V018 ELP319-kosketinlaitteissa. (Pulliainen 2020)*

Kuva 41 osoittaa, että vanhassa sijoittelussa johtojen kytkentärasia on asennettu varsinaisten kosketinmekanismien väliin, jolloin oikeanpuolisen liikuteltavan kosketinmekanismin liikevara ja säätömahdollisuudet ovat rajallisemmat. Uudessa asettelussa kytkentärasia on viety aivan laitteen reunaan, jolloin mekanismia saa paremmin siirrettyä ja säätöjen tekeminen on helpompaa.

Kaikkien koskettimien säädöissä pyrittiin tässä koevaihteessa pääsemään taulukon 21 tiukempiin arvoihin ( $2 \text{ mm} < x_{\text{lim}} \leq 3 \text{ mm}$ ), jotta saadaan selville, onko niiden käyttäminen mahdollista edes uusilla esisäädetyillä laitteilla. Asennusraportin (Pulliainen 2020) mukaisesti kuudesta kosketinlaitteesta viisi (A1, B1, C1, D1 ja F1) saatiin kentällä säädettyä näihin tiukempiin arvoihin. Kääntölaitteiden C ja D välissä olevassa kosketinlaitteessa E1 ei kuitenkaan päästy kauimmaisen kielen kohdalla näihin arvoihin, vaan jouduttiin käyttämään taulukossa 21 esitettyjä väljempiä säätöarvoja ( $4 \text{ mm} < x_{\text{lim}} \leq 5 \text{ mm}$ ). Syynä tälle oli se, että kieli ei silmämääräisten havaintojen perusteella painunut tästä kohdasta tukikiskoa vasten, vaan koskettimen kohdalle jäi kielen ja tukikiskon väliin pieni välys. Tämä välys estää välittömästi tiukkojen säätöarvojen käyttämisen tämän koskettimen kohdalla, kun 2 mm

tulkki ei edes kunnolla kiristy kielen ja tukikiskon väliin. Kokemukset siis osoittivat heti, että kielen vapaasta kohdasta valvottuna uudet tiukemmat arvot saattavat aiheuttaa liian suuria haasteita koskettimen säädölle. Silti näissäkin kohdissa voidaan käyttää uusia säätöarvoja ( $4 \text{ mm} < x_{\text{lim}} \leq 5 \text{ mm}$ ), jotka parantavat valvonnan tarkkuutta huomattavasti nykyisiin taulukon 20 mukaisiin ohjeisiin verrattuna.

Tämän säätötoimenpiteen jälkeen tässä vaihteessa ei tapahtunut koko kesänä yhtäkään perusteetonta aukiajoa, jota voidaan pitää todella positiivisena signaalina. Tämän tiedon perusteella pystyttiin siirtymään säädön toiseen vaiheeseen, jossa myös kääntyväkärkisen risteyksen kääntölaitteet säädettiin näihin samoihin säätöarvoihin 28.–29.9.2020. Kääntyväkärkisessä risteyksessä käännettäviä elementtejä ei ole kuin yksi, joka vaikuttaa hieman kääntölaitteen sisäiseen rakenteeseen aktiivi- ja passiivitankojen myötä. Tämän pelättiin etukäteen aiheuttavan ylimääräisiä ongelmia säädölle, jonka vuoksi niiden säätäminen erotettiin kielialueen säätämisestä. Rakenne ei kuitenkaan lopulta aiheuttanut mitään erityisiä haasteita, vaan kummatkin vaihteenkääntölaitteet E ja F saatiin säädettyä halutun mukaisesti.

Näiden risteyskoneiden säätämisen jälkeisenä päivänä 29.9. tähän vaihteeseen tuli yksi yksittäinen kääntöhäiriö, jonka vuoksi kunnossapitäjä kävi vielä kertaalleen tarkastamassa vaihteen ja hienosäätämässä muutamaa kääntölaitetta. Tämän hetken jälkeen kyseinen vaihde ei ole aiheuttanut yhtäkään perusteetonta aukiajoa tai kääntöhäiriötä raportin kirjoitushetken mennessä.

Uudet säätöarvot siis auttavat merkittävästi aukiajojen vähentämisessä ja jopa poistamisessa. Talven läpi kestänyt testiaika kertoo myös sen, että kiristyneet säätöarvot eivät aiheuttaneet kääntöhäiriöitä, vaan kieli kykenee lämmitysten ansiosta talviolosuhteissakin kääntymään riittävän pitkälle.

## 7 Oulun Nokelan elastisten vaihteiden kiskojen sivukulumisongelmat

Yhtenä osakokonaisuutena tässä projektissa oli tutkia ja selvittää Oulun Nokelaan asennetuissa elastisissa vaihteissa V330 ja V331 poikkeavalla reitillä havaitun voimakkaan kiskon sivukulumisen syytä. Näiden elastisten vaihteiden toiminnasta on kerrottu laajasti jo aiemmin Väyläviraston tutkimuksia -sarjan julkaisussa 18/2019 (Varis & Luomala 2019). Kyseisessä raportissa tuodaan esille, että kielet ovat kummankin seurannassa olleen vaihteen poikkeavalla reitillä vahvasti kuluneet jo aivan asennuksesta lähtien ja kulumisnopeus sekä kiskojen vaihtohistoria esitetään ajalle 6/2016- 11/2019. Näiden tuloksien pohjalta sivukulumisen mahdollisia syitä arviointiin alustavasti, mutta varsinaista yksikäsitteistä selitystä sivukulumiselle ei kuitenkaan tuon tutkimuksen yhteydessä pystytty löytämään, joten aihetta jatkotutkimukselle oli havaittavissa.

Kyseisen raportin kirjoittamisen jälkeen kulumisongelmat, ja siten myös tiiviit kunnossapitotoimet, ovat siis tietyin osin alueella jatkuneet. Väyläviraston ylläpitämästä RAIKU-järjestelmästä käy ilmi, että vaihteessa V330 poikkeavan puolen käyrä kieli on vaihdettu vuodesta 2017 lähtien joka syksy ja viimeisen 2 vuoden aikana kyseisen vaihteen kielisovitusalueella on tehty hiontaa 9 kertaa. Lisäksi poikkeavan puolen välikiskoalueen kaaren ulkokisko, eli oikea tukikisko on vaihdettu syksyllä 2018. Vaihteessa V331 kunnossapitohistoria on täysin vastaava, paitsi vuonna 2019 poikkeavan puolen käyrää kieltä ei ole tähän vaihteeseen vaihdettu. Hiontoja on tämän vaihteen kielisovitusalueella tehty 6 kappaletta viimeisen 2 vuoden aikana.

### 7.1 Kiskon kulumismäärä

Tämän kulumisongelman analysoinnin pääkeino on ollut tässä projektissa säännöllinen kielisovitusalueen sekä välikiskoalueen poikkileikkausprofiilien mittaaminen kosketuksettomaan laser-mittatekniikkaan perustuvalla Calipri-mittalaitteella, joka on esitetty kuvassa 42.



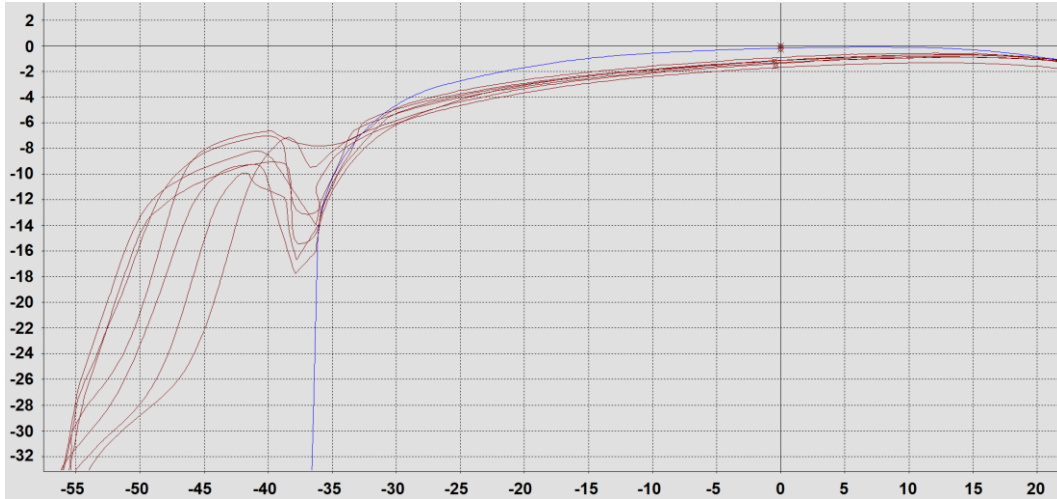
*Kuva 42. Kosketuksettomaa laser-tekniikkaan perustuva kiskon poikkileikkausprofiilin mittaava Calipri-mittalaite.*

Poikkileikkausprofiileja on mitattu kummassakin seurantavaihteessa V330 ja V331 vuosien 2016–2021 välisenä aikana yhteensä 7 kertaa ja tarkemmat mittausajankohdat on merkitty oheiseen taulukkoon 22. Taulukkoon 22 on myös merkitty, jos vaihteissa on tehty juuri ennen mittauksia tai mittauksen jälkeen merkittäviä kunnossapitotoimia.

*Taulukko 22. Vaihteiden kiskojen poikkileikkausprofiilien mittausajankohdat sekä osien vaihdot vaihteissa suhteessa mittausajankohtiin.*

Mittausajankohta	Osien vaihto vaihteissa
27.9.2016	-
18.10.2017	Mittauksen jälkeen kielisovituksen vaihto (V330, V331)
1.8.2018	Mittauksen jälkeen kielisovituksen ja välikiskon vaihto (V330, V331)
27.11.2018	-
22.10.2019	Mittauksen jälkeen kieliprofiilin vaihto (V330)
6.4.2020	-
24.2.2021	Kieliprofiilin vaihto syksyllä 2020 (V330, V331)

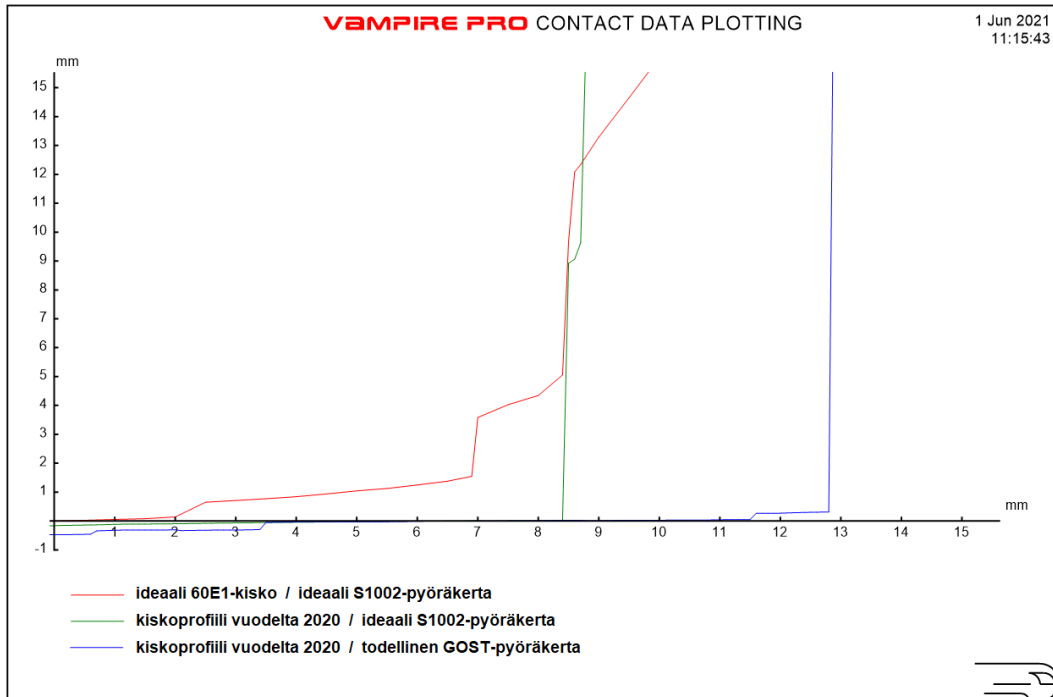
Vaihteissa suoritettavat osien vaihdot vaikuttavat luonnollisesti suoraan mittauksissa esiin tulleisiin profiilimuotoihin sekä kulumismääriin. Kuten kunnossapitohistoriasta nähdään, koko kielisovitus (kieli + tukikisko) on vaihdettu sekä 2017 että 2018 syksyllä. Sen jälkeen osien vaihdoissa on vaihdettu enää pelkästään kieliprofiilia, mikä johtuu kenties lisääntyneestä kielisovitusalueen hionnasta, jolla sivukulumista on saatu hallittua paremmin. Nämä tehdyt vaihtotyöt näkyvät myös melko selvästi vaihteesta V330 mitatuissa poikkileikkausprofiileissa, joista esimerkkinä on kielisovitusalueelta pölkyn 10 kohdalta poikkeavan reitin käyrän kielen ja suoran tukikiskon profiilit kuvassa 43.



*Kuva 43. Vaihteen V330 kielisovitusalueen poikkileikkausprofiilit käyrän kielen ja suoran tukikiskon puolelta pölkyn 10 kohdalla. Sininen viiva kuvaa uutta 60E1-kiskoa ja punaiset viivat mittaustulosta jokaiselta eri mittauskerralta aikavälillä 27.9.2016–24.2.2021.*

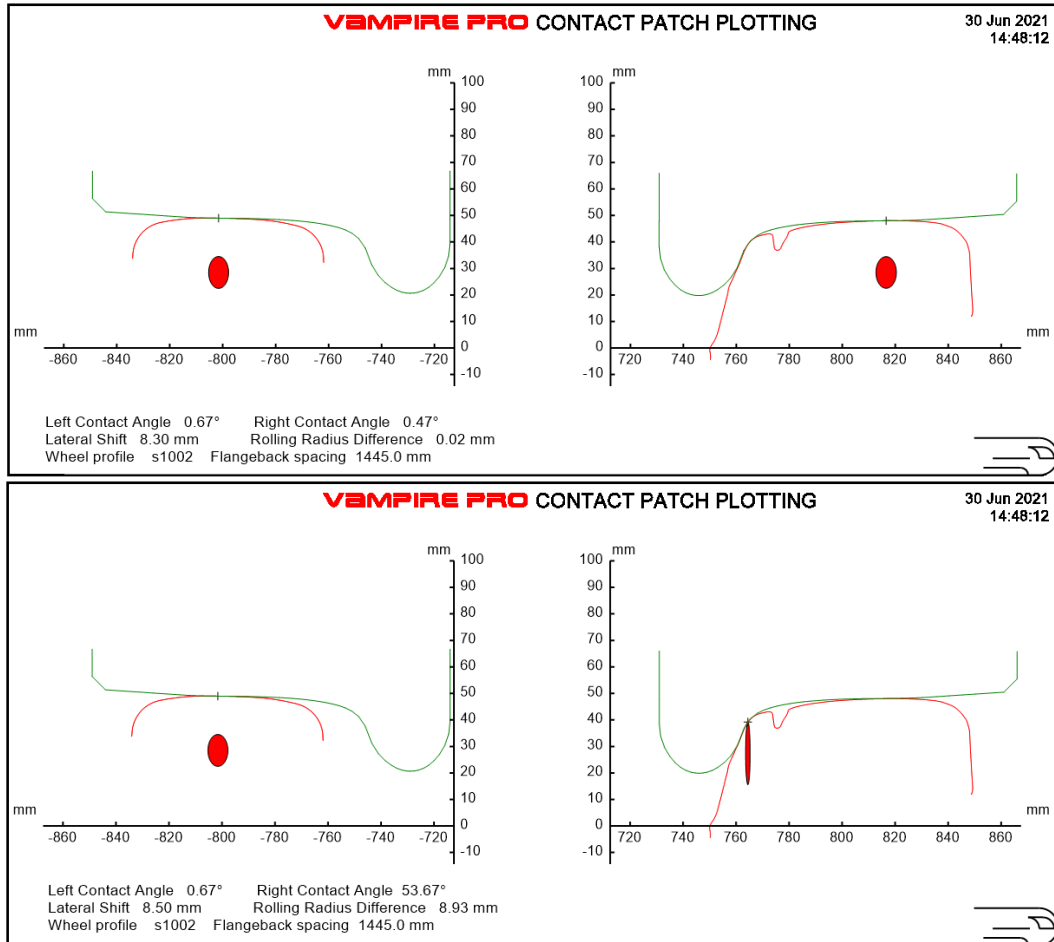
Kuvasta 43 nähdään, että vaihteen elinkaaren aikana kielen sivukuluminen on ollut hyvinkin voimakasta, kuten aikaisemmassa näistä vaihteista kertovassa Väyläviraston raportissakin (Varis & Luomala 2019) tuotiin esille. Syksyn 2017 mittauksessa sivukuluminen on ollut jopa yli 8 mm juuri ennen kielen vaihtoa. Sivukulumisen ohella on kuitenkin syytä kiinnittää huomiota myös kiskon pystykulumiseen. Kuva 43 osoittaa, että pystykulumisen suhteen kaikilla eri mittauskerroilla tilanne on ollut kutakuinkin samanlainen, eli pystykulumista on vertailukohtana käytettyyn ideaaliin 60E1-kiskoon koko kulkupinnalla noin 2 mm. Tämä ei kunnossapitäjän tekemissä silmämääräisissä tarkasteluissa ole varmastikaan noussut erityisen suureksi ongelmaksi, joten tukikiskolle ei ole nähty vaihtotarvetta.

Pienistä kulumismääristä huolimatta tällä pystykulumisella voi kuitenkin olla suuri merkitys juuri pyöräkerran ohjautumiselle ja tätä kautta mahdollisesti syntyvälle laippakontaktille. Kuten luvussa 3.2 on kerrottu, pyörien välille on synnyttävä pyöräkerran sivuttaisliikkeen aikana vierintäsäde-eroa, joka ohjaa pyöräkertaa takaisin kohti keskiasemaa. Näitä vierintäsäde-eroja on analysoitu tässä projektissa Vampire Pro -ohjelmistolla, joka on varta vasten junakaluston ja radan mallintamiseen sekä kaluston ja radan välisen vuorovaikutuksen simulointeihin tarkoitettu ohjelmisto. Kuvassa 44 on esitetty Vampirella laskettu pyöräkerran ohjautumisesta kertova vierintäsäde-ero kuvaaja, kun kaaren ulkokiskona käytetään vuonna 2020 mitattua kielisovitusprofiilia ja sisäkiskona ideaalia 60E1-kiskoa. Sisäkiskoksi on valittu kaikissa vertailuissa hyvän ohjautumisen mahdollistava 60E1-ideaaliprofiili, jotta nähdään parhaiten se, kuinka suuri merkitys pelkän ulkokiskon muodon muutoksella on lopulliselle ohjautumiselle. Pyörinä tässä analyysissä on käytetty ideaalia S1002-pyörää sekä Vartiuksesta Kokkolaan kulkevan itäisen yhdysliikenteen GOST-standardiin perustuvaa todellista, hieman kulunutta pyörää. Kuvaan on tuotu myös vierintäsäde-erot täysin ideaaliprofiileilla (punainen käyrä), jotta nähdään, kuinka suuria vierintäsäde-eroja profiilien välille muodostuu täysin kulumattomassa tilanteessa.



Kuva 44. Pyöräkertojen vierintäsäde-erot ideaalilla ja todellisella kiskoprofiililla liikuttaessa kohti vaihteen poikkeavan reitin kaaren ulkokiskoa pölkyn 10 kohdalla. Kaarteen sisäpuolen kiskona on käytetty kaikissa laskennoissa ideaalia 60E1-kiskoa.

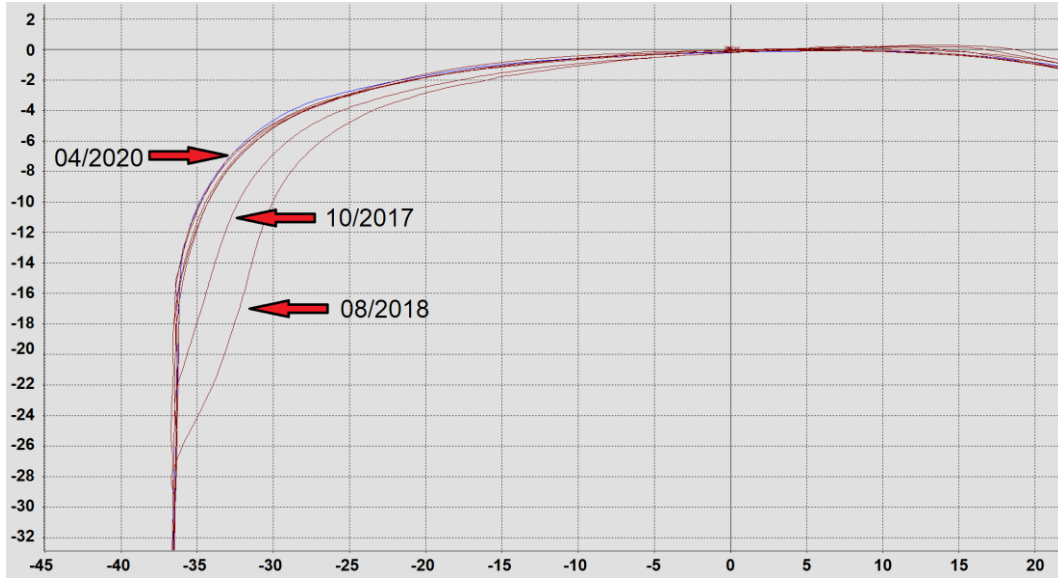
Kuten kuva 44 osoittaa, pyöräkerran ohjautuminen on käytännössä täysin olematonta tai jopa negatiivista sekä S1002-pyörällä että GOST-standardin mukaisella todellisella pyörällä aina laippakontaktiin asti, joka muodostuu S1002-pyörällä noin 8,5 mm ja GOST-pyörällä 12,9 mm kohdalla. Tämä tarkoittaa käytännössä sitä, että pyöräkerta ajautuu kaaresta aiheutuvan poikittaisvoiman takia välittömästi laippakontaktiin ja pysyy siellä niin kauan, kunnes kiskoprofiilin muoto kohentuu. Normaalisti pyöräprofiilin muodolla on kiskoprofiilia suurempi vaikutus vierintäsäde-eron syntymisessä, kun sivuttaisliikkeen kasvaessa pyörän kontaktikohta siirtyy lähemmäksi laippaa, jossa kulkukehän säde on suurempi. Kuvan 43 mukaisilla kuluneilla kiskoprofiilin muodoilla tilanne ei kuitenkaan mene näin. Kiskon pystykuluessa päältä liian tasaiseksi kontakti pysyy sivuttaisliikkeen kasvaessakin jatkuvasti aivan kulkupinnan keskellä ja ohjautuminen ei muutu, kun pyörän vierintäsäteet eivät juuri tällä alueella muutu. Pystykuluneella kiskolla kontakti on siis joko kulkupinnan laella tai täydessä laippakontaktissa, eikä näiden välillä olevaa normaalia kulkureunan pyörityksen kontaktia synny käytännössä lainkaan. Tämä voidaan havaita kuvasta 45, jossa on osoitettu ylhäällä pyörien ja kiskojen kontaktikohdat pyöräkerran 8,3 mm sivusiirtymällä sekä alhaalla 8,5 mm sivusiirtymällä, kun kyseessä on vuoden 2020 poikkileikkausprofiili kielisovitusalueelta pölkyn 10 kohdalta. Kontaktikohta hyppää kaukaa pyörän kulkukehältä hyvin pienellä 0,2 mm sivusiirtymällä täysin laippakontaktiin. Kuvasta 45 voidaan havaita myös se, että sisäkiskon muodon vaikutus on tässä kohdassa lopulta melko merkityksetön, sillä kontakti on joka tapauksessa aina selkeästi pyörän kulkukehän keskellä, jossa vierintäsäde ei juuri muutu.



*Kuva 45. Pyörien ja kiskojen kontaktikohdat pyöräkerran kahdella eri sivusiirtymällä. Yläkuvassa pyöräkerran sivusiirtymä on 8,3 mm ja alakuvassa 8,5 mm. Kiskoprofiilina vaihteen poikkeavan reitin kaaren ulkokisko kielisovitusalueelta pölkyn 10 kohdalta vuonna 2020.*

Kuvan 44 punaisella kuvatussa ideaalissa pyörä-kisko-kontaktissa vierintäsäde-eroa alkaa muodostumaan jo heti 2 mm sivuttaissiirtymällä ja ero kasvaa jatkuvasti sivuttaisliikkeen lisääntyessä, kun kontakti siirtyy kohti kiskon kulkureunaa. Todellisuudessa sivuttaisliike ei juuri tätä enempää pääse kasvamaan, koska hyvin usein 1 mm vierintäsäde-ero riittää jo ohjaamaan pyörän normaalisti takaisin kohti keskiasemaa.

Kielisovitusalueen ohella vahvaa sivukulumisongelmaa on havaittu näissä vaihteissa myös vaihteiden välikiskoalueen kaarissa aivan kielen kannasta risteyskärrjelle asti, jonka vuoksi poikkeavan puolen kaaren ulkokisko vaihdettiin taulukon 22 mukaisesti syksyllä 2018. Kuva 46 esittää vaihteen V330 välikiskoalueen poikkileikkausprofiilit pölkyn 40 kohdalta kaikilla eri mittauskerroilla.

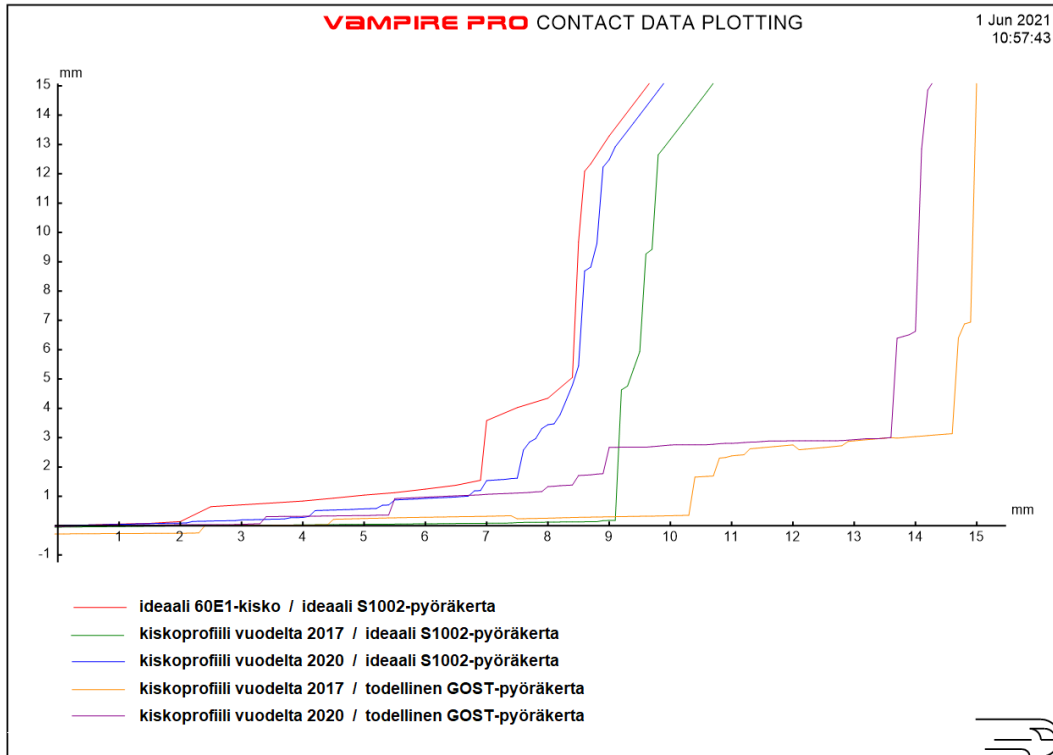


*Kuva 46. Vaihteen V330 välikiskoalueen poikkileikkausprofiilit vaihteen kaaren ulkokiskon puolelta pölkyn 40 kohdalla. Sininen viiva kuvaa uutta 60E1-kiskoja ja punaiset viivat mittaustulosta jokaiselta eri mittauskerralta.*

Kuvasta 46 voidaan heti erottaa kaksi poikkileikkausprofiilia, joissa on selvästi enemmän sivukulumista kuin muissa. Näistä vähemmän kulunut on mitattu lokakuussa 2017 ja suurin kulumistulos on elokuulta 2018, jonka jälkeen kisko vaihdettiin kokonaan uuteen. Kisko on siis kulunut kohtalaisen tasaisesti asennushetkestä vuoteen 2018 asti, mutta kiskon vaihdon jälkeen kulumisilmiö ei ole enää palannut ja kisko on pysynyt tällä alueella käytännössä täysin uutta vastaavana nyt jo 2,5 vuotta.

Tämän välikiskoalueen kulumisen syitä voidaan jälleen tarkastella vierintäsäde-ero-kuvaajien avulla. Kuvassa 47 on vertailtu pölkyn 40 kohdalta vuonna 2017 ja vuonna 2020 mitattujen poikkileikkausprofiilien vaikutusta syntyvään vierintäsädeeroon sekä ideaalilla S1002-pyörällä että todellisella GOST-standardiin pohjautuvalla pyörällä, kun liikutaan kohti poikkeavan reitin kaaren ulkokiskoja. Tarkastelu on tehty vuoden 2017 profiililla, jotta nähdään, kuinka suuri merkitys lopulta hyvin vähän kuluneella kiskolla on vierintäsäde-eroihin. Vuoden 2020 kiskoprofiili edustaa yhtä niistä hyvin vähän kuluneista profiileista, joita kiskonvaihdon jälkeen on mitattu. Tämä on siis eri profiili kuin kuvassa 44 näkyvä vuonna 2020 mitattu kielisovitusalueen poikkileikkausprofiili. Kuvaan 47 on tuotu jälleen myös pyörien vierintäsäde-ero täysin ideaalitulanteessa (punainen käyrä), joka toimii vertailukohdana todellisille profiileille.





*Kuva 47. Pyöräkerran vierintäsäde-erot eri kisko- ja pyöräprofiileilla liikuttaessa kohti vaihteen poikkeavan reitin kaaren ulkokiskoa pölkyn 40 kohdalla. Kaarteen sisäpuolen kiskona on käytetty kaikissa laskennoissa ideaalia 60E1-kiskoa.*

Kuvan 46 mukaisesti pystykuluminen vuonna 2017 on ollut käytännössä vain yksittäisiä millimetrin osia, mutta silti kuvasta 47 nähdään, että se muuttaa pyöräkerran ohjautumista jo merkittävästi heikommaksi, aivan kuten kielisovitusalueelakin. S1002-pyörällä (vihreä käyrä) ohjautumista ei tapahdu käytännössä lainkaan ennen laippakontaktia, ja S1002-pyöräkerta kulkee kaarenpoikittaisvoimien johdosta jatkuvasti laippakontaktissa pääsemättä pois sieltä. Laippakontakti syntyy vuoden 2017 tuloksissa suuremmalla sivuttaissiirtymällä kuin ideaalilla 60E1-kiskolla, koska analyyseissä on käytetty sivukuluminen myötä kuvasta 46 havaittavaa 2 mm suurempaa raidelevyettä.

GOST-pyörällä tilanne ei ole aivan näin dramaattinen, sillä selkeää ohjautumista alkaa muodostua kuitenkin jo 10,2 mm sivussiirtymän jälkeen ja laippakontakti syntyy tällä kapeammalla pyöräkerralla vasta noin 14,7 mm kohdalla. Pyöräkerta siirtyy siis merkittävästi sivusuunnassa, mutta se ei näiden analyysien mukaan aiheuta kuitenkaan automaattisesti laippakontaktia ja sivukulumista, vaan pysyy 10–13 mm sivuttaisasemassa koko kaarteen ajan. Tämäkään ei tietenkään ole toivottava tilanne, mutta se on silti parempi kuin S1002-pyörällä syntyvä täysi laippakontakti.

Vuonna 2020 mitatulla kiskoprofiililla vierintäsäde-erot ovat huomattavasti suurempia kuin vuonna 2017. Sekä ideaali S1002-pyöräkerta että todellinen GOST-pyöräkerta synnyttää tehokkaasti ohjaavaa vierintäsäde-eroa jo noin 5,3 mm sivuttaissiirtymällä ja kummallakin pyöräkerralla vierintäsäde-ero kasvaa vielä merkittävästi ennen laippakontaktia. Kumpikaan pyöräkerta ei siis todennäköisesti ajaudu tässä tilanteessa laippakontaktiin asti vaan ohjautuu tehokkaasti kohti keskiasemaa jo hyvissä ajoin.

Yhteenvedona pyörien vierintäsäde-erojen kuvaajista voidaan siis sanoa se, että tukikiskojen verrattain pienellä pystykulumisella on ollut aivan valtava merkitys pyörän ohjautuvuuden romahtamiseen ja tätä kautta kiskojen voimakkaalle sivukulumiselle. Sivukulumisen voidaan siis todeta olevan vain luonnollinen seuraus epäsuotuisasta pystykulumisesta. Vaihteiden asentamisen jälkeisinä vuosina 2016-2018 jokin pyöräkertatyyppi on todennäköisesti aiheuttanut sekä välikiskoalueelle että kielisovitusalueelle pystykulumista, joka on jatkunut myös kiskojen vaihdosta huolimatta. Lopulta vuonna 2018 vaihdetut välikiskot eivät kuitenkaan ole jostain syystä enää pystykuluneet, jolloin myös sivukuluminen on ohjautumisen parannuttua loppunut tältä alueelta. Kielisovitusalueella voimakas sivukuluminen on vuorostaan jatkunut aina tähän päivään asti, koska tällä alueella käytetään edelleen vanhoja pystykuluneita tukikiskoja. Pelkän kieliprofiilin vaihtaminen ei siis auta ohjautumisen parantamisessa aivan vaihteen kärjessä, jossa ohjautumisen määrää kontakti tukikiskon kulkupinnalla. Kielialueen sivukulumisongelman vähentämiseksi tulisikin koko kielisovituspari uusia sekä vaihteessa V330 ja V331, jotta päästään jälleen lähemmäksi ideaalia pyörä-kisko-kontaktia.

Täyttä varmuutta asian korjaantumiselle tälläkään vaihtotoimella ei kuitenkaan ole, sillä analyyseistä ei selviä edelleenkään se, miksi kiskoihin on alun perin syntynyt hyvinkin pienessä ajassa näin merkittävää pystykulumista ja miksi sitä samaa kulumista ei ole enää tapahtunut välikiskoalueella vuoden 2018 jälkeen. Yksi mahdollinen syy tälle voi olla täysin GOST-standardin mukainen uusi profiili, jossa on siis kulkupinnalla kuvan 22 mukaisesti pitkällä matkalla vakio 1:10 kartiokkuus. Tämä vakio kartiokkuus luo tilanteen, jossa pyörällä on siis kaikilla sivuttaissiirtymillä sama  $\lambda = 0,1$  ohjautuvuus. Kontaktikohta liikkuu pyörän kulkupinnalla jatkuvasti, mutta pysyy kiskon kulkupinnalla koko ajan täysin paikallaan pisteessä, jossa kiskon tangenti on pyörän kulkupinnan suuntainen, eli sen kulmakerroin on 0,1. Tämä liikkumaton kontakti kuluttaa kiskoa hyvin nopeasti juuri pystykulumisena ja kisko alkaa kulumaan tähän samaan 1:10 muotoon. Tämä muoto kiskossa voi vuorostaan aiheuttaa epäsuotuisaa nollaohjautuvuutta muilla pyöräprofileilla, juuri kuten kuvissa 44 ja 47 on esitetty.

## 7.2 Pyörän laippojen voitelulaite ja melun määrä vaihdealueella

Oulun Nokelan vaihdealueella havaittujen sivukulumisongelmien vuoksi Väylävirasto päätti asentaa keväällä 2020 pyörän voitelulaitteen vaihteiden V330 ja V331 välittömään läheisyyteen. Tämä laitteen tarkoituksena on siis sivellä voiteluaineena käytettävää rasvaa ylikulkevien pyörien laippoihin, jotka kuljettavat sitä edelleen ongelmallisten vaihteiden poikkeavan reitin kulkureunalle vähentämään pyörän laippakontaktista johtuvaa kitkavoimaa ja tätä kautta pienentämään sivukulumista. Kuva 48 havainnollistaa voitelulaitteen rakennetta ja harjoja, jotka levittävät voiteluaineen pyörän laippoihin.



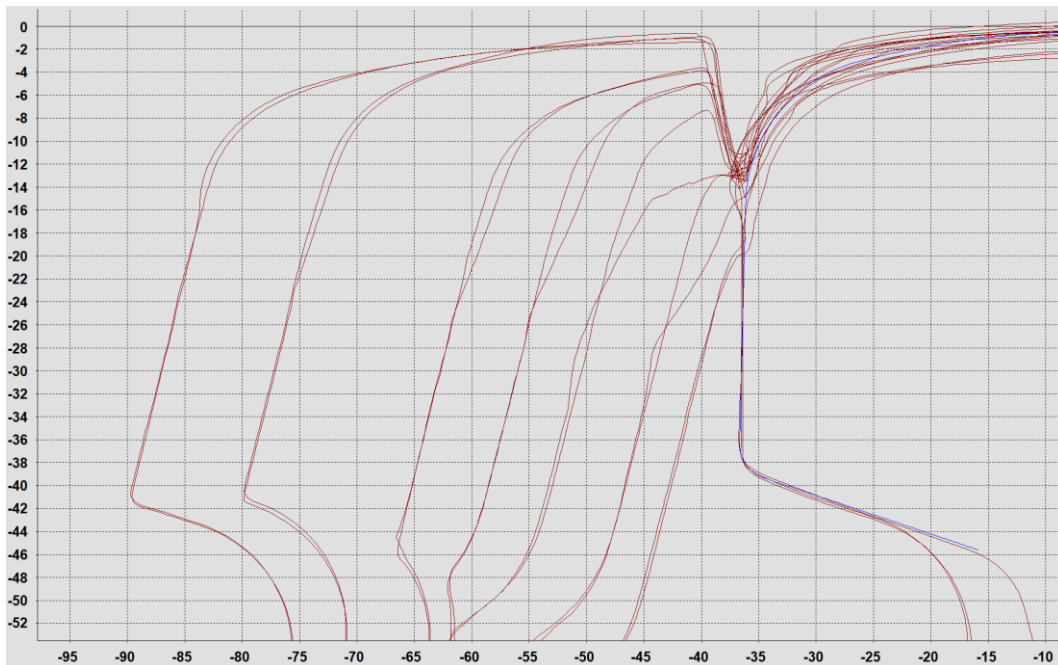
*Kuva 48. Pyörän laipan voitelulaitteen rakenne.*

Kuvan 48 mukaisia voitelulaitteita asennettiin vaihteen V330 kärjen eteen kumpaankin kiskoon sekä vaihteen V331 takajatkosalueelle vaihteen poikkeavan reitin kaaren ulkokiskon puolelle. Näin ollen on mahdollista siis voidella kaikkia Oulun suunnasta Nokelan alueelle tulevien vaunujen pyöriä. Laitteisto pystyy havaitsemaan yliajavat pyörät ja se pystytään ohjelmoimaan siten, että se ruiskuttaa voiteluainetta vaan tiettyihin pyöriin, jotta sitä ei tulisi liikaa. Liika voiteluaine saattaisi kulkeutua ei-toivotusti varsinaiseen kiskon kulkupinnan kontaktiin ja lisäksi liata maastoa valuessaan ylimääräisenä pois kiskon kulkureunalta. Kuva 49 osoittaa, että voiteluainetta on siirtynyt pyörien mukana hyvinkin runsaasti vaihteiden kieli- sovitusalueelle, jossa se pienentää laippakontaktin kitkavoimia.



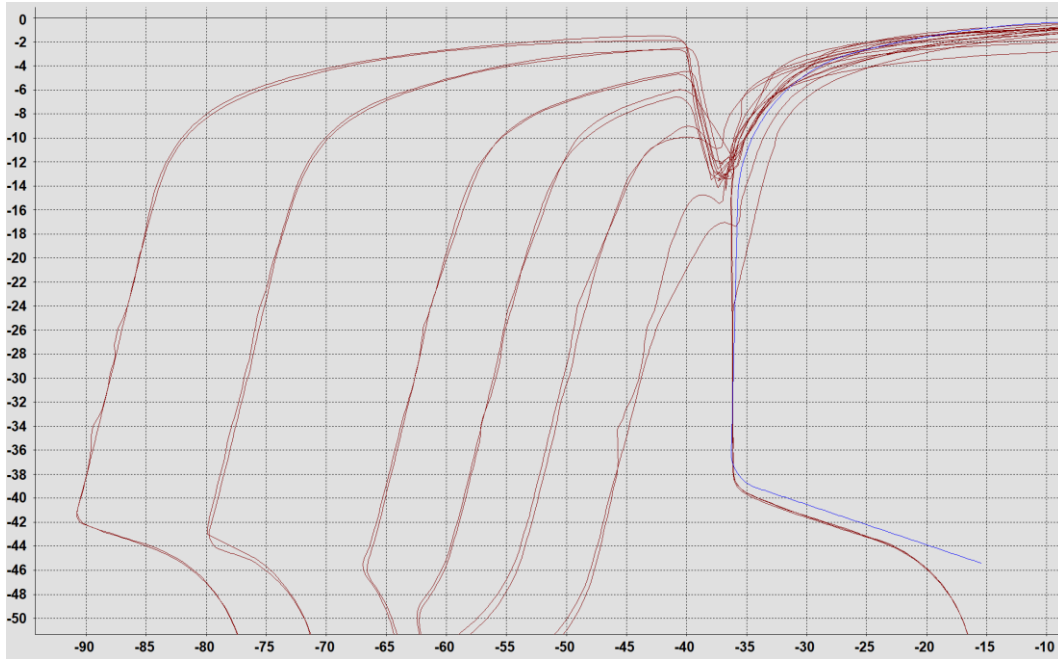
*Kuva 49. Vaihteen V330 suoran tukiksiko ja käyrä kieli, joiden kulkureunalla näkyy pyörien laippojen kuljettama voiteluaine.*

Kuten aiemmassa luvussa 7.1 mainittiin, kuluminen on ollut vuosien 2020 ja 2021 aikana huomattavasti vähäisempää kuin aiempina vuosina 2016–2019. Tähän vähäiseen kulumiseen todettiin olevan ainakin merkittävänä osasyynä viime vuosina säilynyt kiskojen parempi kulkupinnan muoto välikiskoalueella, joka on parantanut pyörien ohjautuvuutta ja tätä kautta vähentänyt laippakontaktien syntymistä. Tämän parantuneen ohjautumisen myötä on hyvin vaikea arvioida, mikä on voitelulaitteen merkitys kulumisen vähentymisessä tällä alueella. Tuloksien pohjalta voidaan kuitenkin sanoa, että kielisovitusalueella tukikiskon kulkupinnan profiili ei ole parantunut viime vuosienkaan aikana, joten tällä alueella voiteluaineesta on voinut olla suurempaa hyötyä. Kielikisko on tosin vaihdettu voitelulaitteen asennuksenkin jälkeen heti syksyllä 2020. Tähän on tietenkin suurena syynä se, että vaihteiden kielialueet olivat varsinkin kielen kärkialueelta jo melko kuluneita siinä vaiheessa, kun voitelulaite keväällä 2020 asennettiin. Tämä kulumisen näkyminen näkyy kuvassa 50, jossa on vertailtu vaihteen V330 kulumattoman suoran kielen ja sivukulumiselle alttiin käyrän kielen poikkileikkausprofiileja pölkkyjen 3, 5, 8, 10, 12, 15 ja 17 kohdalta huhtikuussa 2020.



*Kuva 50. Vaihteen V330 suoran ja käyrän kieliprofiilin poikkileikkaukset pölkkyjen 3, 5, 8, 10, 12, 15 ja 17 kohdalta huhtikuussa 2020.*

Varsinainen voitelulaitteen merkityksen arviointi voidaan siis oikeastaan aloittaa vasta lokakuussa 2020 tehtyjen kielten vaihdon jälkeen. Poikkileikkausprofiilit mitattiin tässä projektissa viimeisen kerran helmikuussa 2021, jolloin voidaan siis tarkastella sitä, kuinka paljon kulumista on muodostunut tuon noin reilun 4 kuukauden aikana. Vastaavat suoran ja poikkeavan kielen poikkileikkausprofiilit helmikuun 2021 mittauksesta on esitetty kuvassa 51.



*Kuva 51. Vaihteen V330 suoran ja käyrän kieliprofiilin poikkileikkaukset pölkkyjen 5, 8, 10, 12, 15 ja 17 kohdalta helmikuussa 2021.*

Kuva 51 osoittaa, että kielen vaihtamisen jälkeen kuluminen on ollut pölkyn 5 kohtaa lukuun ottamatta hyvin maltillista. Laippakontaktiin johtavaa ohjautumista on siis edelleen tukikiskon kulkupinnan muodon perusteella olemassa V330 kärjessä, mutta kuluminen ei ole ainakaan syksyn ja talven aikana kehittynyt silti mitenkään merkittävän nopeasti. Voiteluaineen käytöllä voi siis näiden tulosten valossa olla positiivinen merkitys sivukulumisen vähentymiseen laippakontaktin aikana.

Toinen sivukulumiseen vahvasti liittyvä ongelma tällä alueella oli pyörä-kisko-kontaktista syntyvä melu vaihteissa. Vaihteiden välittömässä läheisyydessä on asutusta ja näissä taloissa asuvat ihmiset ovat tuoneet ilmi, että junat aiheuttavat kulkiessaan korkeataajuisia kirskuntaa. Tämä ääni viittaa siis laippakontaktin synnyttämään meluun, jossa kiskon kulkureunan ja pyörän laipan välillä tapahtuu jatkuvasti luistoa. Tästä syystä vaihdealueelle asennettiin syksyllä 2019 vaihteiden risteysalueiden läheisyyteen desibelimitaus, joka mittasi noin puolitoista kuukautta junien synnyttämän melun määrää kiskon korkeustasolta 2,5 metrin etäisyydeltä ulommaisesta kiskosta. Tällä ajanjaksolla (24.10.2019–11.12.2019) melun määrä oli junan ohituksen aikana toistuvasti 115-120 dB välillä, eli vaihteiden laippakontakti aiheutti hyvin häiritsevää melua, joka ylittää jo esimerkiksi Euroopan parlamentin ja Euroopan neuvoston direktiivissä 2003/10/EY (2003) asetettujen päivittäisten melutasojen raja-arvot lyhyelläkin altistumisajalla.

Voitelulaitteen asennuksen jälkeen melumittaus toistettiin täysin samalla tavalla kesäkuussa 2020 ja melun maksimiarvot kasvoivat tällöin enää noin 85 dB tasolle junan ohituksen aikana. Melun määrä on siis vähentynyt aivan merkittävästi. Tämän alhaisemman melutaso havaittiin johtuvan täysin normaalista pyörä-kisko-kontaktista ja junan moottorin äänistä, joka pystytään toteamaan sen perusteella, että samansuuruisia arvoja mitattiin pistemäisesti myös vaihdealueen ulkopuolella täysin suoralla rataosuudella. Tätä matalammalle tasolle ei ole käytännössä siis edes mahdollista päästä radan välittömässä läheisyydessä kyseisellä tavaravaunukalustolla.

Voiteluaineen käytöllä on siis kulumisen vähentymisen ohella ollut positiivisia vaikutuksia myös melun määrän merkittävään laskemiseen tutkittujen vaihteiden alueella.

## 8 Johtopäätökset

Tässä vaihteiden kehitystyö -projektin loppuraportissa on koottu yhteen sekä tämän työn aikana tehtyjen kirjallisuusselvitysten, seurantamittausten ja laskennallisten tarkastelujen tulokset että vähän pidemmän aikavälin seurantamittausten ja kehitystyön havainnot mm. pohjaimiin ja aiheettomiin aukiajoihin liittyen.

Tulevaisuudessa junien ajonopeudet kasvavat myös Suomessa suurnopeusluokkaan 250 km/h. Suurempi ajonopeus edellyttää aikaisempaa tasaisempaa kulkua myös vaihteissa. Kirjallisuusselvityksen perusteella lienee välttämätöntä siirtyä käyttämään kääntyväkärkisiä risteyskiä, jotka mahdollistavat lähes iskuttoman pyörän siirtymisen risteysalueen yli. Liikenteen tarpeista riippuen, suurempia ajonopeuksia saatetaan tarvita ainoastaan suoraan ajettaessa. Jos poikkeavalle raitteelle halutaan ajaa myös lujaa, tarvitaan pidempiä vaihteita ja suurempia kaarresäteitä nykyisen pienentämiseksi. Kääntyväkärkisellä risteyksellä pystytään osaltaan yksinkertaistamaan vaihderakennetta, koska vastakiskoja ei välttämättä tarvita lainkaan. Ajonopeuksien kasvaessa myös pyöräkerran ohjautumiseen tulee kiinnittää aikaisempaa enemmän huomiota.

Laskennallisten tarkastelujen perusteella nykyisen kaltainen vaihderakenne kestäää suuremman ajonopeuden tuomat kuormitukset helposti, jos vaihderakenne on ns. elastinen eli sisältää välilevyn ja pohjaimet. Laskentojen perusteella kiskon rasiustaso tulisi olemaan lähimpänä kriittistä tasoa, mutta kuitenkin selkeästi varmalla puolen. Pohjaimien avulla pystytään vähentämään tukikerrokseen kohdistuvaa kuormitusta merkittävästi.

Kehäradalla tehtyjen pohjaimellisten ja pohjaimettomien perinteisellä kiskonkiinnityksellä toteutettujen vaihteiden seurantamittausten mukaan pohjaimelliset vaihteet säilyttävät geometriansa radantarkastustulosten valossa hieman paremmin. Pysyvän painuman mittausten perusteella pohjaimen vaikutus ei ole muutaman vuoden tarkasteluvälillä kovin suuri, mutta mittaustulosten perusteella pysyvän painuman kehittyminen on voimakkaammin hidastuvaa kuin ilman pohjainta olevissa vaihteissa. Pohjaimen hyödyt tulevat esiin siten vasta pidemmän ajan kuluessa ja siksi vaihteen asennuksen jälkeinen tuenta tulisi tehdä mahdollisimman hyvin. Hyväksi saatettu geometria säilyy pohjaimellisessa vaihteessa hyvänä pidempään kuin ilman pohjainta olevissa vaihteissa.

Perusteettomille aukiajoilmaisuille löydettiin todennäköinen syy vaihteen liian väljistä ja valvonnan kannalta epäkeskeisistä säätöarvoista. Pitkissä vaihteissa käytettävä sormikosketin valvoo kielen asentoa molempiin suuntiin. Lumivälillä joutuessa, kosketintangot säädetään nykyisellään hieman epäkeskeisesti siten, että aukiajo tapahtuu helpommin kielen liikkeestä kohti tukikiskoa. On todennäköistä, että juna työntää kieltä hieman kohti tukikiskoa ja varsinkin tavarajunien telit saattavat myös kulkea vinossa suurentaen kieleen kohdistuvia rasituksia. Havainnon perusteella säätöarvoja ehdotetaan muutettavaksi siten, että lumiväliä pienennetään 1 mm, jonka seurauksena kosketintankojen valvontarullat tulevat myös lähemmäksi valvontaloven keskiosaa. Luumäellä tehdyn testisäädön perusteella ehdotettu säätötapa on vähentänyt perusteettomia aukiajoilmaisuja.

Oulun Nokelaan asennettujen elastisten vaihteiden kielten kulumisen on ollut merkittävää asennuksesta alkaen. Kielet on vaihdettu lähes vuosittain kulumisen seurauksena. Mitatuilla pyöräprofiileilla tehdyillä ohjautumisen tarkasteluissa pyörien

---

ohjautuminen on kuluneilla kielillä käytännössä olematonta, mikä johtaa voimakkaaseen laippakontaktiin. Havaintojen mukaan kielten voimakas sivukuluminen voi olla seurausta tukikiskon pystykulumisesta, mikä pienentää merkittävästi ohjautumista. Suositus onkin vaihtaa aina sekä tukikisko että kielikisko samalla kertaa, jotta pyörien ohjautuminen ei pääse heikkenemään olemattomaksi. Nokelaan asennetun kiskonvoitelulaitteen vaikutus kielten kulumiseen ei täysin selvinnyt, sillä kulumisen vähentyi alueella muutenkin merkittävästi kiskojen vaihdon takia. Kuitenkin melutaso vaihdealueella on laskenut merkittävästi voitelulaitteen asennuksen jälkeen, joten sillä on ollut selkeitä hyötyjä.



## Lähdeluettelo

Agico Group. The turnout of high-speed railway in foreign countries I. www-sivusto. <http://www.agicorailfasteners.com/news/high-speed-railway-turnout-part-one.html>

Viitattu 6.4.2021 (a)

Agico Group. The turnout of high-speed railway in foreign countries II. www-sivusto. <http://www.agicorailfasteners.com/news/high-speed-railway-turnout-part-two.html>

Viitattu 6.4.2021 (b)

Brustad, T. F., Dalmo, R. 2020. Railway Transition Curves: A Review of the State-of-the-Art and Future Research. Infrastructures 2020, Volume 5. 20 p.

Bugarin, M. R., Garcia Diaz-de-Villegas, J-M. 2002. Improvements in railway switches. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. pp. 275-286.

Esveld, C. 2001. Modern Railway Track. Second Edition. MRT-Productions. Zaltbommel. 653 p.

Euroopan komissio. 2014. Komission asetus N:o 1299/2014, Euroopan unionin rautatiejärjestelmän infrastruktuuriolosuhteita koskevasta yhteentoimivuuden teknisestä eritelmästä. Euroopan unionin virallinen lehti. L354. 109 s.

Euroopan parlamentti ja Euroopan neuvosto. 2003. Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2003/10/EY, terveyttä ja turvallisuutta koskevista vähimmäisvaatimuksista työntekijöiden suojelemiseksi altistumiselta fyysisistä tekijöistä (melu) aiheutuville riskeille. Euroopan unionin virallinen lehti. L042. 7 s.

European Railway Agency. 2018. Interfaces between control-command and signaling trackside and other subsystems. ERTMS/ETCS UNIT. 37 p.

Getzner. 2016. Behaviour of a track with padded sleepers, comparison GETZNER-types SLB3007 / SLB2210 / SLB1510. 5 p.

GOST 10791-2011. 2011. Interstate standard. All-rolled wheels, Specifications. Group B41. 47 p.

International Union of Railways. 2005. UIC Code 518. Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour - Safety - Track fatigue - Ride quality. 3rd edition. 43 p. + app. 30 p.

Lawrence, M., Bullock, R., Liu, Z. 2019. China's High-Speed Rail Development. The World Bank. Washington. 101 p.

Li, Y. J., Dai, Q., Zhang, Y., Wang, H., Chen, Z., Sun, R. X., Zheng, J., Deng, C. Y., Deng, Z. G. 2016. Design and analysis of an electromagnetic turnout for the superconducting Maglev system. Physica C: Superconductivity and its Applications, Volume 528, pp. 84-89.

Liikennevirasto. 2012. Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 4 Vaihteet. Helsinki. Liikenneviraston ohjeita 22/2012. 47 s. + liitt. 14 s.

Liikennevirasto. 2014. Technical specifications for 54E1 and 60E1 railway turnouts. Helsinki. 4754/068/2014. 45 p.

Liikennevirasto. 2014. Technical specifications for 54E1 and 60E1 railway turnouts. Helsinki. 4754/068/2014. 45 p.

Liikennevirasto. 2016. Vaihdekäsikirja. Helsinki. Liikenneviraston ohjeita 23/2016. 48 s.

Liikennevirasto. 2017. Rautateiden verkkoselostus 2019. Helsinki. Liikenneviraston väylätietoja 2/2017. 74 s. + liitt. 148 s.

Loponen, T. R., Salmenperä, P., Nurmikolu, A. 2016. Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus. Helsinki. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 14/2016. 155 s. + liitt. 26 s.

Miura, S., Takai, H., Uchida, M., Fukada, Y. The Mechanism of Railway Tracks. Railway Technology Today 2. Japan Railway & Transport Review, March 1998. 8 p.

NBS. 2000. Banans vertikal belastning. NBS-raportti R 32. Julkaisematon luonnos.

Oy VR-Rata Ab. 2012. Linjakuvio YV60-900-1:18-0. 4022-165-079D. Kalusto- ja Materiaalipalvelut.

Pulliainen, P. 2020. Luumäki raportti. 8 s.

Ratahallintokeskus. 2001. Raidetutkimus 250 kN:n ja 300 kN:n akselipainot. Ratahallintokeskuksen julkaisu A 372001. Helsinki. 91 s.

Ratahallintokeskus. 2005. Raiteentarkastustulokset ja niiden tulkinta. 22 s. + liitt. 4 s.

Ruhanen. E. 2021. Radan eristys- ja välikerroksen luonnonmateriaalin rakeisuuden vaikutus kantavuuteen. Tampere. Diplomityö. Tampereen yliopisto. 123 s. + liitt. 25 s.

Ruhanen. E. 2021. Radan eristys- ja välikerroksen luonnonmateriaalin rakeisuuden vaikutus kantavuuteen. Tampere. Diplomityö. Tampereen yliopisto. 123 s. + liitt. 25 s.

Salmenperä, P., Varis, R., Luomala, H., Nurmikolu, A. 2014. Vaihteiden perusteetomat aukiajoilmaisut. Tutkimusprojektin loppuraportti. Tampereen teknillinen yliopisto. 37 s. + liitt. 8 s.

SFS-EN 13232-2:2003+A1. 2011. Railway applications. track. Switches and crossings. Part 2: requirements for geometric design. CEN. Brussels. 21 p.

SFS-EN 13232-3:2003+A1. 2011. Railway applications. Track. Switches and crossings. Part 3: requirements for wheel/rail interaction. CEN. Brussels. 20 p.

- SFS-EN 13232-5:2005+A1. 2011. Railway applications. Track. Switches and crossings. Part 5: switches CEN. Brussels. 30 p.
- SFS-EN 13232-7:2006+A1. 2011. Railway applications. Track. Switches and crossings. Part 7: crossings with moveable parts. CEN. Brussels. 67 p.
- SFS-EN 13232-9:2006+A1. 2011. Railway applications. Track. Switches and crossings. Part 9: layouts. CEN. Brussels. 79 p.
- SFS-EN 13715:2006+A1. 2010. Railway applications – Wheelsets and bogies – Wheels – Tread profile. CEN. Brussels. 28 p.
- SFS-EN 13803. 2017. Railway applications. Track. Track alignment design parameters. Track gauges 1 435 mm and wider. CEN. Brussels. 85 p.
- SFS-EN 13848-5. 2017. Railway applications. Track. Track geometry quality. Part 5: Geometry quality levels. Plan line., switches and crossings. CEN. Brussels. 24 p.
- Siemens. 2016. Tutkimusraportti, Vaihdejärjestelmät Suomi Bsg 9, S700K, ELP 319. 5 s.
- Taimela. R. 2012. Raidegeometria. Helsinki. Liikennevirasto. 181 s.
- The world's first high-speed maglev turnout passed the factory acceptance. Seetao.com. 11.10.2020. www-sivusto. <https://www.seetao.com/details/41526.html> Viitattu 17.6.2021.
- Trafikverket. 2019. Teknisk systemstandard för En ny generation järnväg, version 4.1 revision A. TRV 2019/40102. 117 p.
- Varis, R. 2017. Vaihderakenteiden pystysuuntaiseen jäykkyyteen liittyvät ongelmat ja niiden ratkaisuvaihtoehdot. Helsinki. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 9/2017. 86 s. + liitt. 3 s.
- Varis, R., Luomala, H. 2017. Kouvolan elastisten vaihteiden monitorointi. Helsinki. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 54/2017. 54 s. + liitt. 1 s.
- Varis, R. 2018. Kehäradan pohjaimellisten vaihteiden monitorointi. Helsinki. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 66/2018. 46 s. + liitt. 2 s.
- Varis, R., Luomala, H. 2019. Oulun elastisten vaihteiden seurantamittaukset. Helsinki, Väyläviraston tutkimuksia 18/2019. 87 s. + liitt. 2 s.
- Vossloh Cogifer SA. 2017. Wang 2015, kaupallinen PowerPoint presentaatio. Ranska. 4 s.
- Väylävirasto. 2020a. Junaliikenteen ja vaihtotyön turvallisuussäännöt (Jt). Helsinki. Väyläviraston ohjeita 11/2020. 62 s. + liitt. 43 s.
- Väylävirasto. 2020b. Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 21 Liikkuva kalusto. Helsinki. Väyläviraston ohjeita 42/2020. 29 s. + liitt. 10 s.
- Väylävirasto. 2021a. Koneellisessa radantarkastuksessa sovellettavien raidegeometriavirheiden raja-arvojen koekäyttö. Helsinki. Päätös. 2 s.

---

Väylävirasto. 2021b. Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 2 Radan geometria. Helsinki. Väyläviraston ohjeita 22/2021. 71 s. + liitt.11 s.

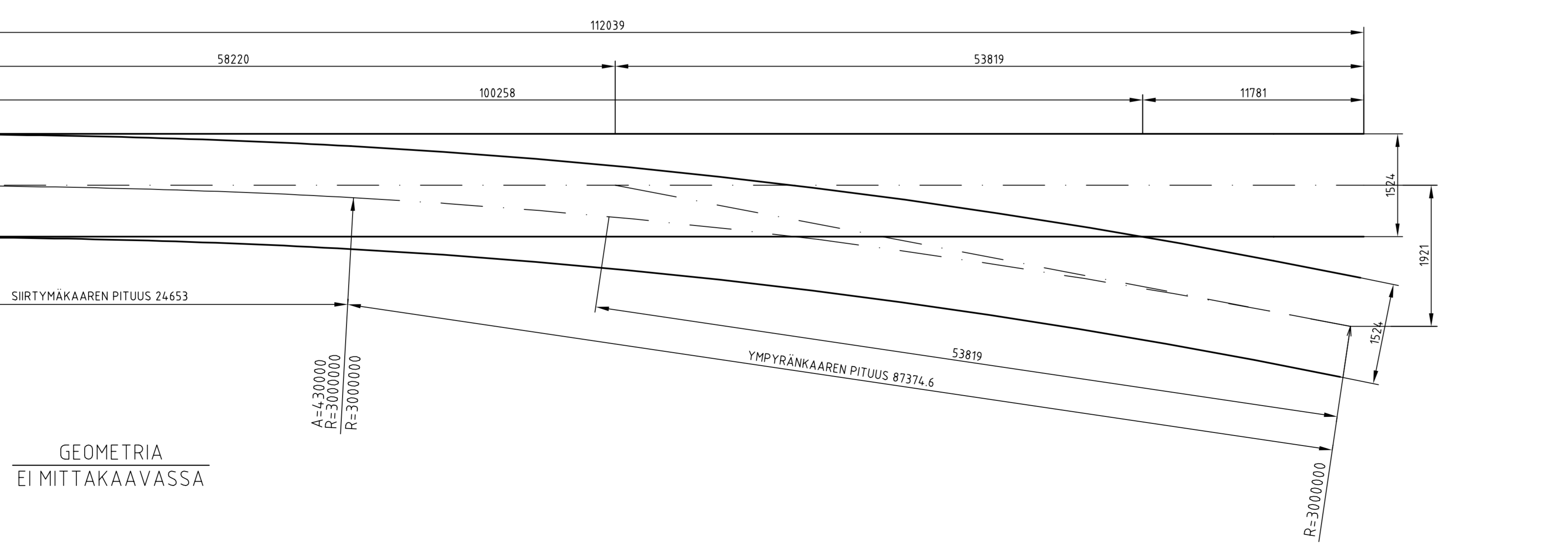
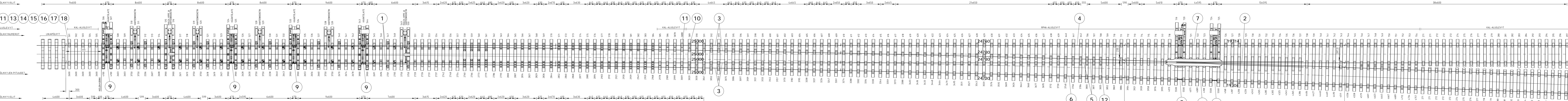
Väylävirasto. 2021c. Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 11 Radan päällysrakenne. Helsinki. Väyläviraston ohjeita 29/2021. 60 s. + liitt. 15 s.

Wang, P. 2015. Design of High-Speed Railway Turnouts, Theory and Applications. Academic Press. Elsevier Inc. ISBN 978-0-323-39617-2. 464 p.

Xu, J., Wang, P., Ma, X., Gao, Y., Chen, R. 2016. Stiffness Characteristics of High-Speed Railway Turnout and the Effect on the Dynamic Train-Turnout Interaction. Shock and Vibration, Vol. 2016. Hindawi Publishing Corporation. 14 p.

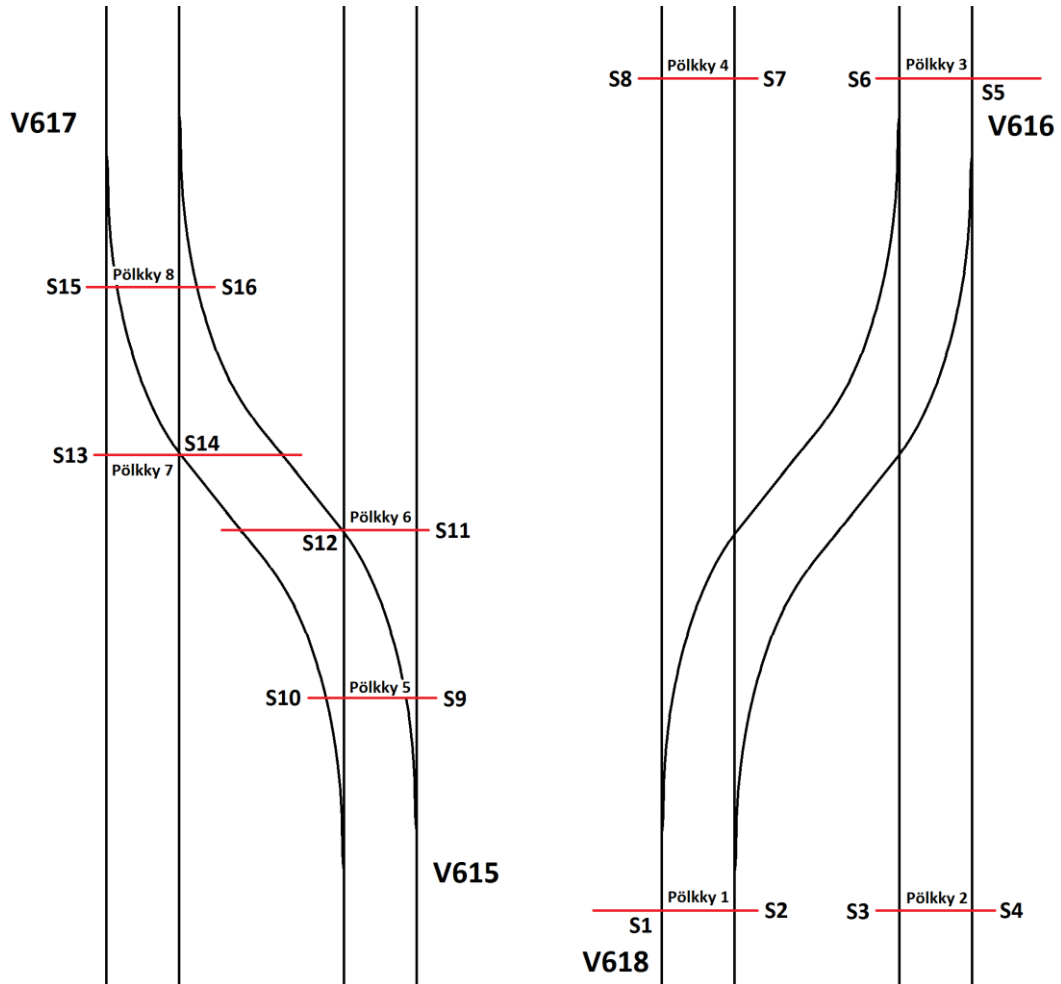
Xu, J., Wang, P., Wang, J., An, B., Chen, R. 2018. Numerical analysis of the effect of track parameters on the wear of turnout rails in high-speed railways. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F, Journal of Rail and Rapid Transit 2018, Vol. 232 (3), pp. 709–721

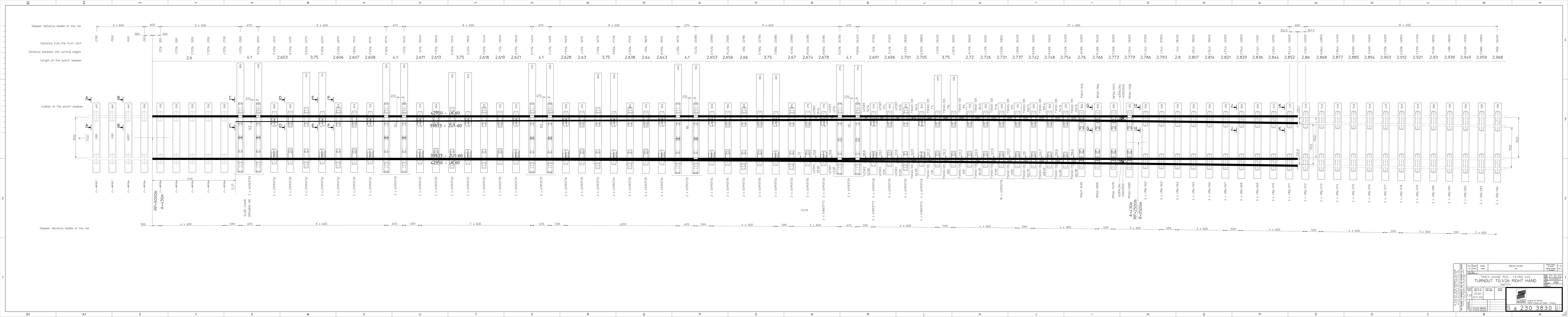
Zhu, J. Y. 2006. On the effect of varying stiffness under the switch rail on the wheel–rail dynamic characteristics of a high-speed turnout. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F, Journal of Rail and Rapid Transit 2006, Vol. 220, pp. 69–75



18	KUUSIOMUTTERI M22	2/1-450	57763-5	892	
17	ALUSLATTIA ULS6	1-451	76288-0	892	
16	ERIKOISKANTARUUVIHS32x65	1/1-450	57763-5	892	
15	KINNITYS JUUSTI SKL12	161-066	104875-0	892	
14	VÄLILEVY	161-034	76749-1	2464	
13	RAIDERUUVI RT10-P	1-501	76599-0	2464	
12	VAIHDEALUSLEVY KAL6,LOVETTU			4	
11	VAIHDEALUSLEVY KAL6	165-016	129788-6	106	
10	VAIHDEALUSLEVY RPH6	161-060	76663-4	34,0	
9	YHDYSLEVY BETONIPOLKYLLE	162-088	106411-2	12	
8	KISKO			l=19306 1	
7	KISKO			l=19314 1	
6	VALIKISKO			l=24730 1	
5	VALIKISKO			l=24780 2	
4	VALIKISKO			l=24760 1	
3	VALIKISKO			l=25000 4	
2	KIANTYVÄKARKKINEN RISTEYS	165-102		1	
1	KIELISIVUTUKSET	165-101		1	
OSA	OSAN TAI KOKOONPANON NIMI	PIR.NO	TAV.NO	HUOK	RPL
		<b>LINJAKUVIO</b> 60E1-5000/3000-1:28 BETONIVAIHDEPOLKYLLE 1:44 KALLISTUS			
RYV.		REVISSA	REVISSOKKAA	1:50	
RYV.	Oy VR-Rata Ab Kalusto- ja Materiaalipalvelut	LETTYV.			
PIIRIT.	05.11.04 J.ASIALA	PAKKA	LEK	PIIRINNO	MUUTOS
SUUNN.	10.06.04 J.POLLARI				
RYV.		<b>4022, 165, - 100</b>			

## Anturointisuunnitelma radan pystysuuntaisen painuman mittaamiseen Kehäradalla







Väylävirasto  
Trafikledsverket

ISSN 2490-0745  
ISBN 978-952-405-085-2  
[www.vayla.fi](http://www.vayla.fi)