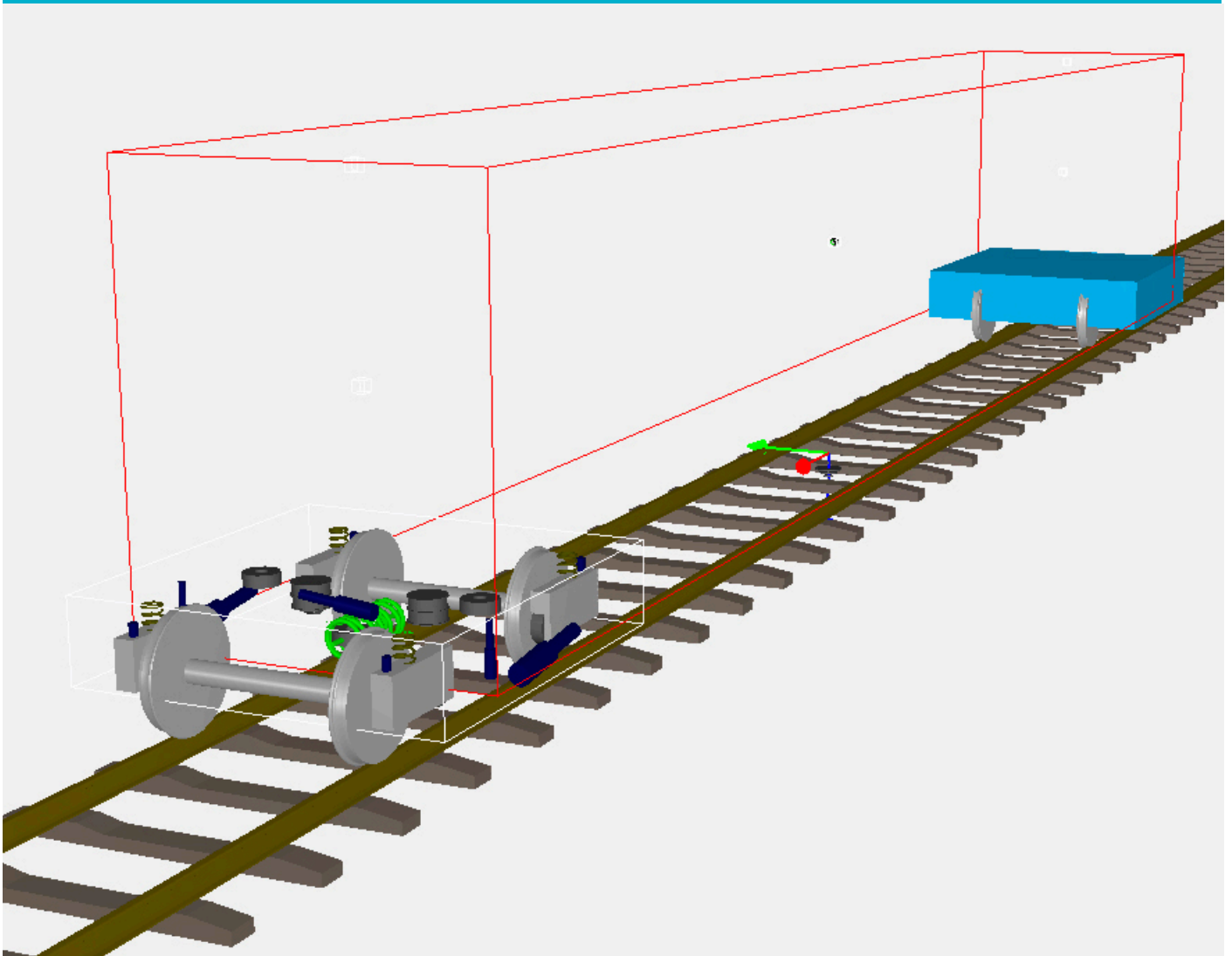


# MONIKAPPALE- DYNAMIIKKAAN PERUSTUVIEN KALUSTO- MALLIEN VERIFIOINTI





Tiia-Riikka Loponen, Pekka Salmenperä  
Ida Sangi, Antti Nurmikolu

# **Monikappaledynamiikkaan perustuvien kalustomallien verifiointi**

Väyläviraston julkaisuja 10/2020

Väylävirasto  
Helsinki 2020

*Kannen kuva: Tiia-Riikka Lopenen*

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

ISSN 2490-0745  
ISBN 978-952-317-753-6

Väylävirasto  
PL 33  
00521 HELSINKI  
Puhelin 0295 34 3000

**Tiia-Riikka Loponen, Pekka Salmenperä, Ida Sangi ja Antti Nurmikolu: Monikappaledynamiikkaan perustuvien kalustomallien verifiointi.** Väylävirasto. Helsinki 2020. Väyläviraston julkaisuja 10/2020. 71 sivua. ISSN 2490-0745, ISBN 978-952-317-753-6.

**Avainsanat:** kalusto, mallit, verifiointi, mittaukset, dynamiikka, värähtelyt

## Tiivistelmä

Kalustomalleja voidaan hyödyntää sekä radan että kaluston käyttäytymisen arvioinnissa. Mallien tulee kuitenkin riittävällä tarkkuudella vastata käytökseltään oikeaa kalustoa, jotta simulointien tuloksia voidaan pitää luotettavina. Projektin tarkoituksena oli selvittää luotettavuuden toteamiseen eli verifiointiin sopiva mittaussuomenetelmä ja tämän mittaussuomenetelmän avulla verifioida Tampereen teknillisellä yliopistolla (TTY) aiempien projektien yhteydessä rakennetut kalustomallit. Verifiointin jälkeen malleja voidaan tietyllä tarkkuudella pitää yhtenevinä oikean kaluston kanssa, jolloin simulointituloksista voidaan tehdä luotettavammin päätelmiä oikean kaluston käyttäytymisestä erilaisissa kaluston ja radan välisissä vuorovaikutustilanteissa.

Kalustomallien verifiointiin on maailmalla käytetty useita erilaisia menetelmiä. Useimmiten verifiointi suoritetaan mittaamalla oikean kaluston käyttäytymistä joko staattisesti tai dynaamisesti ja vertaamalla mittaustuloksia kalustomallien simulointituloksiin. Parhaiten mallin toimivuus selviäisi käyttämällä useita erilaisia menetelmiä rinnakkain, mutta verifiointinissa on myös syytä resurssien puitteissa arvioida, millaisen tarkkuuden saavuttaminen on tarpeellista. Tässä projektissa sopivaksi verifiointimenetelmäksi todettiin paikallaan suoritettava moodianalyysi, jonka tuloksena saadaan selville kaluston ominaisvärähtelymuotoja vastaavat taajuudet ja vaimennukset.

Moodianalyysimittaukset suoritettiin Ed-vaunulle, Ex-vaunulle ja Sp-vaunulle. Tämän jälkeen mitattujen ominaistajuuksien ja -vaimennuksien arvoja verrattiin vastaavien kalustomallien ominaismuotoanalyysien tuloksiin. Vertailun perusteella mallien parametreja muokattiin iteratiivisesti, kunnes simulointitulokset vastasivat riittävällä tarkkuudella mittaustuloksia.

Verifiointin jälkeen kalustomalleja voidaan paremmin hyödyntää kaluston ja radan välisen vuorovaikutuksen tutkimisessa. Kalustomallien avulla voidaan selvittää esimerkiksi erilaisten ratageometrioiden ja geometriavirheiden, pyörä- ja kiskoprofiilijohdistelmien ja tehollisen kartiokkuuden sekä radan jäykkyyden ja jäykkyyksmuutosten vaikutusta rataa kohdistuviin dynaamisiin kuormituksiin.

**Tiia-Riikka Lopenen, Pekka Salmenperä, Ida Sangi och Antti Nurmikolu: Verifiering av materielmodeller som baserar sig på flerkroppsdynamik.** Trafikledsverket, Helsingfors 2020. Trafikledsverkets publikationer 10/2020. 71 sidor. ISSN 2490-0745, ISBN 978-952-317-753-6.

## Sammanfattning

Materielmodeller kan utnyttjas i bedömningen av såväl banans som materielens beteende. Modellerna ska dock vad gäller beteende med tillräcklig precision motsvara riktig materiel, så att simuleringsresultaten ska kunna anses vara tillförlitliga. Syftet med projektet var att utreda en mätmetod som lämpar sig för att konstatera, det vill säga verifiera, tillförlitligheten och att med denna mätmetod verifiera de materielmodeller som byggts i samband med tidigare projekt vid Tammerfors tekniska universitet. Efter verifiering kan modellerna till en viss precision anses vara förenliga med riktig materiel, då det är möjligt att utifrån simuleringsresultaten dra mer tillförlitliga slutsatser om hur riktig materiel beter sig i olika interaktionssituationer mellan materielen och banan.

Flera olika metoder har använts i världen för verifiering av materielmodeller. Oftast utförs verifieringen genom att mäta riktig materiels beteende antingen statistiskt eller dynamiskt och genom att jämföra mätresultaten med resultaten av simulering med materielmodellerna. En modells funktion skulle bäst klarna genom parallell användning av flera olika metoder, men i verifieringen finns det också skäl att inom ramen för resurserna bedöma hurudan precision det är nödvändigt att uppnå. I detta projektet konstaterade man att en lämplig verifieringsmodell är en modalanalys som utförs på plats och som redogör för de frekvenser och dämpningar som motsvarar materielens egensvängningsmoder.

Modalanalysmätningar utfördes på en Ed-vagn, en Ex-vagn och en Sp-vagn. Därefter jämfördes de uppmätta värdena för egenfrekvenser och -dämpningar med resultaten av elementarmodalanalyser för motsvarande materielmodeller. Utifrån jämförelsen redigerades parametrarna för modellerna iterativt, fram till dess att simuleringsresultaten med tillräcklig precision motsvarade mätresultaten.

Efter verifiering kan materielmodellerna bättre utnyttjas i studier av interaktionen mellan materielen och banan. Med materielmodeller är det möjligt att utreda till exempel hur olika bangeometrier och geometrifel, hjul- och rälsprofilkombinationer, ekvivalent konicitet, styvhet i banan och ändringar i styvheten påverkar de dynamiska belastningar som riktar sig mot banan.

---

**Tiia-Riikka Loponen, Pekka Salmenperä, Ida Sangi and Antti Nurmikolu: Verification of vehicle models based on multibody dynamics.** Finnish Transport Infrastructure Agency. Helsinki 2020. Publications of the FTIA 10/2020. 71 pages. ISSN 2490-0745, ISBN 978-952-317-753-6

## Abstract

Multibody vehicle models can be exploited when estimating the behaviour of the track and rolling stock. However, the models should correspond to the actual rolling stock vehicles with sufficient accuracy so that the results of the simulations can be considered reliable. The purpose of this project was to determine a suitable measuring method to help verifying the vehicle models that were made in the previous projects at Tampere University of Technology (TUT). After the verification, the models can be held coherent, with a certain accuracy, with the real rolling stock. Also more reliable conclusions can be made from the simulation results of how the rolling stock should behave in different cases of interactions with the track.

There are several different methods used around the world to verify multibody vehicle models. Most common method of verification is to measure either the static or dynamic behaviour of actual rolling stock and to compare these results to those done by simulation. The best way to find out the functionality of the model would be to apply several different methods simultaneously, but it should be evaluated in the verification process, what kind of accuracy of the results are necessary within the resources. In this project, it was established that the suitable method of verification should be modal analysis of stationary rolling stock vehicles, from which the corresponding frequencies and damping values for eigenmode of vibration would be gotten.

The modal analysis measurements were executed for Ed, Ex and Sp wagons. Afterwards the results of the measured eigenmode frequencies and damping values were compared to the corresponding results of the multibody vehicle models. On the grounds of the comparisons, the parameters of the models were edited by iterative methods, until the simulation results corresponded the measurements with adequate accuracy.

After the verification, the multibody vehicle models can be exploited when researching the interactions between railway vehicles and tracks. With the help of the vehicle models, the dynamic loads caused by for example track geometries and geometry errors, different combinations of wheel and rail profiles, equivalent conicity and track stiffness and changes in stiffness can be determined.

## Esipuhe

Tämä liikkuvan kaluston ja radan väliseen vuorovaikutukseen liittyvä tutkimus kertoo kalustomallien verifiointimenetelmistä ja kolmen monikappaledynamiikkaan perustuvan kalustomallin verifiointiprosessista. Näitä verifioituja kalustomalleja voidaan jatkossa hyödyntää esimerkiksi rataan kohdistuvien kuormitusten tutkimisessa. Tutkimus on tehty Väyläviraston toimeksiannosta Tampereen teknillisen yliopiston (TTY, nykyinen Tampereen yliopisto) Maa-, pohja- ja rata-rakenteiden yksikössä osana Elinkaaritehokas rata (TERA) -tutkimusohjelmaa vuosien 2015–2017 aikana.

Tämän raportin ovat laatineet DI Tiia-Riikka Loponen, TkT Pekka Salmenperä ja tutkimusapulainen Ida Sangi. Työn ohjaajina ovat toimineet professori Antti Nurmikolu Tampereen teknillisestä yliopistosta ja Väyläviraston puolesta Tuomo Viitala.

Helsingissä helmikuussa 2020

Väylävirasto  
Tekniikka ja ympäristö



## Sisällysluettelo

1	JOHDANTO .....	8
2	JUNIEN VÄRÄHTELYMEKANIIKAN PERUSTEITA .....	9
3	KALUSTOMALLIEN VERIFIOINTIMENETELMÄT .....	12
3.1	Kalustomallin parametrien selvittäminen .....	12
3.2	Kalustomallin hyväksyntämenetelmät maailmalla .....	12
3.3	Mallin tarkastuksessa käytettävät mittausmenetelmät kalustossa .....	18
3.4	Mallin ja oikean kaluston käyttäytymisen vertailukriteerit .....	19
4	KALUSTOMALLIEN VERIFIOINTIIN SOVELTUVAT MITTAUKSET .....	21
4.1	Mittausmenetelmät liikkeessä .....	21
4.2	Moodianalyysi .....	22
1.1.1	Anturointi .....	24
1.1.2	Heräte .....	27
1.1.3	Moodianalyysin tulokset .....	27
4.3	Mittausmenetelmän valinta .....	28
5	VERIFIOITAVAT KALUSTOMALLIT .....	30
5.1	Ed-vaunun ensimmäisen vaiheen malli .....	30
5.2	Ex-vaunun ensimmäisen vaiheen malli .....	33
5.3	Sp-vaunun ensimmäisen vaiheen malli .....	36
6	VERIFIOINTIMITTAUKSET .....	39
6.1	Ed-vaunun mittaukset .....	39
6.1.1	Mittausmenetelmät ja laitteistot .....	40
6.1.2	Mittausten tulokset .....	41
6.2	Ex -vaunun mittaukset .....	43
6.2.1	Mittausmenetelmät ja laitteistot .....	44
6.2.2	Mittausten tulokset .....	45
6.3	Sp-vaunun mittaukset .....	46
6.3.1	Mittausmenetelmät ja laitteistot .....	46
6.3.2	Mittausten tulokset .....	48
7	KALUSTOMALLIEN VERIFIOINTIPROSESSI .....	50
7.1	Ed-vaunun verifiointi .....	51
7.2	Ex-vaunun verifiointi .....	54
7.3	Sp-vaunun verifiointi .....	59
8	VERIFIOIDUT KALUSTOMALLIT .....	64
8.1	Ed-vaunun verifioitu malli .....	64
8.2	Ex-vaunun verifioitu malli .....	65
8.3	Sp-vaunun verifioitu malli .....	67
	LÄHTEET .....	69

# 1 Johdanto

Mallinnus on tehokas työkalu sekä radan että kaluston käyttäytymisen arvioinnissa, ja simulointien avulla tuloksia on mahdollista saada nopeammin ja edullisemmin kuin mittaamalla. Mallinnuksen avulla voidaan tutkia esimerkiksi erilaisten kalusto- ja rataparametrien vaikutuksia kaluston kulkuominaisuuksiin, pyörän ja kiskon välissä vaikuttaviin kontaktivoimiin ja siten myös rataan kohdistuviin kuormituksiin. Rataan kohdistuvien kuormitusten vaikutustekijöiden tunteminen auttaa ennustamaan esimerkiksi kiskojen kulumista. Myös kalustosuunnittelussa monikappaledynamiikkaan perustuvat kalustomallit ovat nykyisin tärkeä osa-alue, sillä mallien avulla päästään tarkastelemaan erilaisten kalustoratkaisujen käyttäytymistä jo ennen ensimmäisten prototyyppien rakentamista. Jo useamman vuoden ajan on vaikuttanut siltä, että kalustomalleilla tehtävillä simulaatioilla voitaisiin lähitulevaisuudessa korvata uusille kalustoille tehtäviä hyväksymistestauksia (Funfschilling et al. 2012; Bruni et al. 2011; Jönsson et al. 2008). Nykyään standardin EN 14363 (2016) uusi päivitetty versio ohjeistaakin, missä tilanteissa kalustomalleilla tehtävät simuloinnit voivat korvata hyväksymistestauksia.

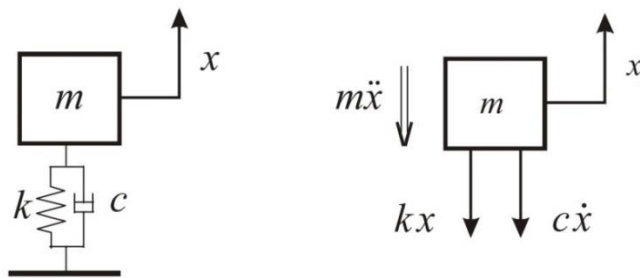
Kalustomallin rakentamisessa on löydettävä sopiva kompromissi mallilta vaaditun tarkkuuden ja käytettävissä olevan ajan suhteen. Mallin käyttötarkoitus vaikuttaa mallilta vaadittavaan tarkkuuteen, ja esimerkiksi uuden kaluston hyväksymistestauksessa käytettävältä mallilta on luontevaa vaatia hyvää tarkkuutta. Nämä vaatimukset eivät ole enää pelkästään mallintajan itsensä arvioitavissa, sillä standardissa EN 14363 (2016) on esitetty yleiset määräykset kalustomallin tarkkuuden suhteen. Standardissa annetaan jonkinlaiset suuntaviivat siihen, miten hyvin kalustomallien simulointituloksien pitäisi vastata samanlaisella kalustolla saatavia mittaustuloksia. Jotkut maat, kuten Australia (Spiryagin et al. 2012), ovat laatineet omat ohjeensa kalustomallin hyväksymistestaukseen liittyen jo aiemmin.

Tämän projektin tarkoituksena on todentaa aiemmin rakennettujen monikappaledynamiikkaan perustuvien kalustomallien luotettavuus. Verifioitavia kalustomalleja ovat 1-kerroksinen IC-vaunu (Ex), 2-kerroksinen IC-vaunu (Ed), raaka-puuvaunu (Sp) sekä venäläinen avovaunu (Vok). Raportin teoriaosassa käydään läpi erilaisia mittauksiin perustuvia mallien verifiointimenetelmiä ja niiden soveltuvuutta mallien luotettavuuden toteamiseen. Teoriaselvityksen perusteella tehdään valinta projektissa käytettävästä verifiointimenetelmästä ja samalla myös kalustomalleilta vaaditusta tarkkuudesta.

## 2 Junien värähtelymeکانiikan perusteita

Monikappaledynamiikka perustuu erilaisiin massoihin, jotka on yhdistetty toisiinsa jousituksilla ja vaimentimilla. Monikappaledynamiikkaan perustuvien kalustomallien toimintaan vaikuttaakin merkittävästi kaluston jousitusjärjestelmän mallinnustapa. Tässä luvussa käydään läpi junien värähtelymeکانiikan perusteita, jotka on hyvä tietää kalustomallien toimintaperiaatteiden ymmärtämiseksi.

Massan värähtelymallia voi yksinkertaisimmillaan kuvata yhden vapausasteen mallilla, jossa massa värähtelee pystysuunnassa jousen ja vaimentimen varassa (kuva 2.1).



Kuva 2.1 Yhden vapausasteen värähtelymalli ja sen vapaakappalekuva.

Kuvan 2.1 tapauksessa systeemin liikeyhtälö on kaavan 2.1 mukainen:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.1)$$

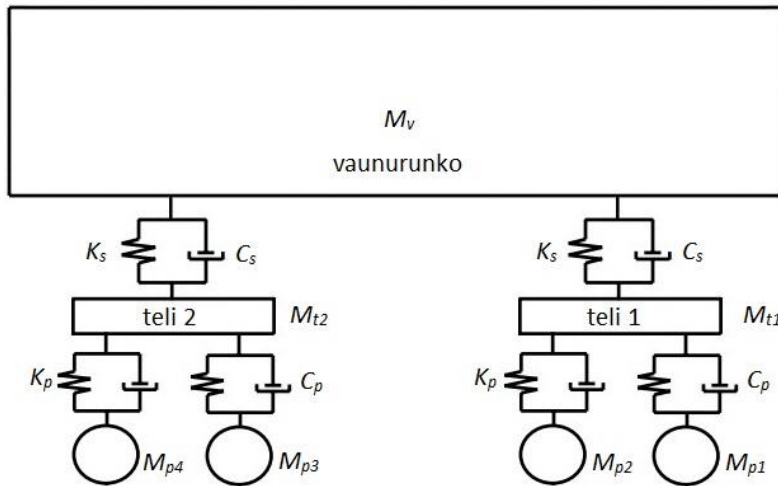
jossa

$m$  on massa  
 $c$  on vaimennuskerroin  
 $k$  on jousivakio  
 $x$  on siirtymä

Jos systeemi poikkeutetaan tasapainoasemastaan, eli esimerkiksi kuvan 2.1 tapauksessa massaa liikutetaan matkan  $x$  verran ylöspäin, systeemi pyrkii vapaasti liikkeessään palaamaan takaisin tasapainoasemaan. Yleensä systeemi ei kuitenkaan pysähdy heti päästessään tasapainoasemaan, vaan massa jää heilahtelemaan tasapainoaseman molemmiin puolin. Tätä toistuvaa liikettä kutsutaan systeemin ominaisvärähtelyksi. Ominaisvärähtely kuvaa siis mekaanisen systeemin liikettä silloin, kun se liikkuu ilman ulkoisten voimien vaikutusta. Yhden vapausasteen systeemissä vaimentamaton ominaistaajuus  $f$  määräytyy systeemin massa- ja jousitusparametreista (kaava 2.2):

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.2)$$

Kalustomalleissa systeemissä on mukana useita massoja, jousituksia ja vaimentimia kuvan 2.2 esimerkin tapaan.



Kuva 2.2 Yksinkertaistettu esimerkki kalustomallista, jossa on mukana pyöräkerran ja telin välinen primäärijousitus sekä telin ja vaunurungon välinen sekundäärijousitus.

Jos mukana on useita massoja ja jousitussesteemeitä, kuten kuvan 2.2 esimerkissä, liikeyhtälöt voidaan muodostaa massa-, jäykkyys- ja vaimennusmatriisien avulla kaavan 2.3 mukaan:

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = F(t) \quad (2.3)$$

jossa

$[M]$  on massamatriisi

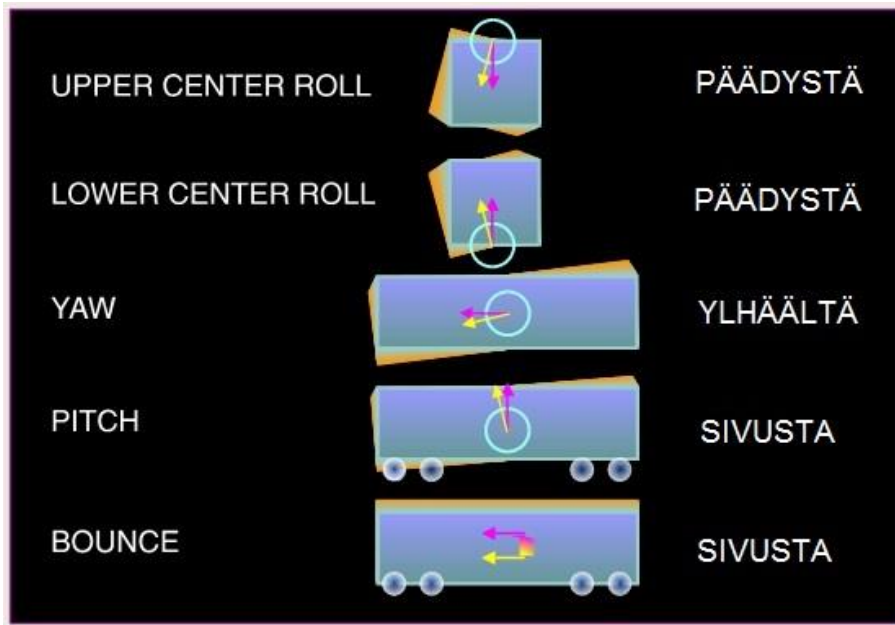
$[C]$  on vaimennusmatriisi

$[K]$  on jäykkyysmatriisi

$F(t)$  on ulkoista kuormitusta kuvaava voimavektori

Liikeyhtälöryhmässä (kaava 2.3) on tällöin systeemin vapausasteiden mukainen määrä liikeyhtälöitä. Tällaisen monimutkaisemman systeemin ominaisuudet ja niitä vastaavat ominaistajuudet saadaan ratkaistua ominaismuotoanalyysillä. Monikappaledynamiikkaan perustuvien kalustomallien ominaismuotojen laskeminen perustuu kaavan 2.3 mukaisiin liikeyhtälöihin. Ominaisvärähtelyssä systeemiin ei vaikuta ulkoisia kuormituksia, jolloin  $F(t)=0$ .

Tässä raportissa junakaluston värähtelyä on tarkasteltu ainoastaan yksittäisen vaunun tapauksessa. Kokonaisen nivelöidyn junakaluston värähtelykäyttäytyminen on kuitenkin monimutkaisempi ilmiö, ja toisiinsa kytketyillä vaunuilla myös ominaisvärähtelymuodot voivat poiketa yksittäisen vaunun ominaisvärähtelymuodoista. Kuvassa 2.3 on esitetty yksittäisellä vaunurungolla yleensä esiintyvät ominaisvärähtelymuodot ja niiden nimitykset.



Kuva 2.3 Vaunurungon ominaisvärähtelymuotojen nimitykset (Transportation Technology Center Inc. 2010).

Kahdessa erityyppisessä roll-värähtelymuodossa vaunu kiertyy edestakaisin vaunun pitkittäissuuntaisen akselin ympäri. Nämä värähtelymuodot on esitetty ylimpinä kuvassa 2.3. Seuraavassa kohdassa yaw-värähtelymuodossa vaunu värähtelee edestakaisin pystysuuntaisen akselinsa ympäri. Kuvan 2.3 toiseksi alimmassa kohdassa vaunu värähtelee vaaka-akselin ympäri, jolloin kyseessä on pitch-värähtelymuoto. Alimmassa kohdassa kuvassa 2.3 vaunu värähtelee bounce-muodossa eli pystyakselin suuntaisesti.

Mallinnusohjelmissa on olemassa omat työkalut systeemin ominaismuotoanalyysia varten. Ominaismuodot voidaan selvittää myös mittaamalla oikeaa systeemiä, jolloin mallien ominaistuuksia voidaan vertailla mittauksilla selvitettyihin junakaluston todellisiin ominaistuuksiin. Tällöin on kuitenkin hyvä muistaa, että oikeiden systeemien ominaismuodot ovat tapauskohtaisia ja esimerkiksi vaunun jousituksen kulumisen ja muut yksilölliset tekijät vaikuttavat kaluston ominaismuotoihin.

Liiketytöissä 2.3 on mukana myös ulkoiset kuormitukset, joita on kuvattu vektorilla  $F(t)$ . Näitä systeemiin kohdistuvia ulkoisia kuormituksia kutsutaan herätteiksi. Heräte  $F(t)$  aiheuttaa systeemiin vasteen, jolla tarkoitetaan systeemin ajasta riippuvia siirtymä-, nopeus- ja kiihtyvyyssarvoja. Systeemin vasteen ja herätteen välinen yhteys selviää taajuusvastefunktion avulla, joka kertoo systeemin vasteen herätteen taajuuden funktiona. Junakaluston herätteenä voi toimia esimerkiksi erilaiset radan epätasaisuudet. Myös herätteen ja vasteen välistä yhteyttä voidaan selvittää mittaamalla esimerkiksi kalustoon ajon aikana kohdistuvia kiihtyvyyksiä. Tällöin tulee kuitenkin tietää tarkasti radan geometria- ja epätasaisuustiedot, jotta systeemiin kohdistuvaa herätettä pystytään arvioimaan. Toisaalta joissakin tutkimuksissa systeemiin ajon aikana kohdistuvaa herätettä on arvioitu yksinkertaistettuna vain valkoisena kohinana, joka sisältää kaikkia taajuuksia (Hanson et al. 2008, Sichani et al. 2006). Tarkkojen ratatietojen perusteella ajon aikana tehtyjä mittauksia vastaava tilanne voidaan myös simuloida ja vertailla simulointituloksia mittauksissa saatuihin vasteisiin.

## 3 Kalustomallien verifiointimenetelmät

Kalustomallien tarkastus ja verifiointi on oleellinen vaihe mallien käyttöön-otossa. Kalustomallien tulee vastata riittävällä tarkkuudella oikean kaluston käyttäytymistä, jotta malleilla suoritettujen simulointien tuloksia voidaan pitää luotettavina. Kalustomallien verifiointiin on käytössä useita erilaisia menetelmiä, mutta useimmiten verifiointi suoritetaan mittaamalla oikean kaluston käyttäytymistä ja vertaamalla mittaustuloksia kalustomallien simulointituloksiin.

### 3.1 Kalustomallin parametrien selvittäminen

Kalustomallissa käytetyt parametrit yhdessä mallinnusmenetelmien kanssa määrittävät kalustomallien tarkkuuden. Kalustomallin rakentamisen alkuvaiheessa tuleekin selvittää kalustomallin parametrit mahdollisimman tarkasti, jotta malli saadaan vastaamaan oikeaa kalustoa. Parametreihin kuuluvat kaluston massojen ja mittojen lisäksi erilaiset jousitukseen liittyvät tiedot. Usein parametreihin liittyvää tietoa ei kuitenkaan ole saatavilla, jolloin parametrit voidaan pyrkiä selvittämään erilaisten mittausten avulla. Vaikka valmistuksessa käytetyt parametritiedot saataisiin suoraan kalustovalmistajalta, nimelliset tiedot voivat poiketa oikeista arvoista tai ne on saatettu esittää mallinnukseen epäsovivassa muodossa. Siksi parametreja on hyvä arvioida joka tapauksessa esimerkiksi kaluston hyväksymismittauksista (Aizpun et al. 2014).

Eniten kalustomallin tarkkuuteen vaikuttavat pyörä-kisko-kontaktin ja kaluston jousitusjärjestelmän mallintaminen (Bruni et al. 2011). Pyörä-kisko-kontaktin mallintamista on tutkittu viime vuosina paljon ja viimeisimpänä erilaisia kontaktimalleja on vertailtu esimerkiksi Sichanin et al. (2014) tutkimuksessa. Monikapaledynamiikkaan perustuvan kalustomallin rakentamisessa mallintaja vaikuttaa kuitenkin itse lähinnä kaluston jousituksen mallinnusratkaisuun. Bruni et al. (2011) esittivät kaluston jousituksen mallintamisperiaatteita ja parametrien määrittämistä yleisimmille jousitusratkaisuille. Parametrien selvittämiseksi on myös kehitetty metodi, joka kertoo kaluston hyväksymistestauksessa tehtyjen mittausten soveltuvuudesta parametrien arviointiin (Aizpun et al. 2014).

### 3.2 Kalustomallin hyväksyntämenetelmät maailmalla

Kalustomallin tarkastuksessa hyödynnetään usein uuden kaluston hyväksymisprosessissa käytettyjä raja-arvoja. Uuden kaluston hyväksymistestauksen säännöt on määritelty juuri päivitettyssä standardissa EN 14363 (2016), ja hyväksymistestaukseen kuuluvat sekä staattiset että dynaamiset testit. Jönsson et al. (2008) esittivät vuonna 2008, että kalustomalleilla tehtävillä simulaatioilla voitaisiin ainakin osittain korvata uusille kalustoille tehtäviä hyväksymistestauksia. Toisaalta Funfschillingin et al. (2012) mukaan vuoteen 2012 mennessä simulointia ei oltu lainkaan hyödynnetty kaluston sertifiointiprosessissa. Standardin EN 14363 uudessa päivitettyssä versiossa on kuitenkin käsitelty myös simulointituloksien käyttöä osana uusien kalustojen hyväksymistestausta. Simulointituloksien monipuolisempi hyödyntäminen onkin tällä hetkellä hyvin ajankohtainen asia. Kun simulointituloksien käyttö osana sertifiointiprosessia otetaan käyt-

töön, on syytä kiinnittää huomiota esimerkiksi erilaisten rata- ja kalustoparametrien vaihtelevuuteen. Funfschilling et al. (2012) esittivät metodin, jolla parametrien vaihteluväli voidaan huomioida. Kaluston ja radan muodostama kokonaisuus sisältää useita erilaisia parametreja, joiden arvot voivat normaalissa käyttötilanteessa vaihdella merkittävästi. Esimerkiksi kaluston ja radan iän ja käyttöasteen vaihtelu aiheuttavat merkittäviä eroja kaluston ja radan kuluneisuuteen. Myös samaa tyyppiä olevien kalustojen jousitusparametreissa voi kaluston kulumisen myötä olla huomattavia eroja. Tämän takia kalustomallia on hyvä testata vaihtelevissa rataolosuhteissa ja vaihtelevilla kalustoparametreilla (Funfschilling et al. 2012).

Australian rautatiestandardissa (RISSB) on käsitelty jonkin verran simulointituloksien käyttöä uuden kaluston hyväksymistestauksessa, mutta niissä ei ole kerrottu tarkempia määritelmiä kalustomallin hyväksymiselle. Asiaa on kuitenkin käsitelty yksityiskohtaisemmin erillisessä tutkimuksessa, jossa on kehitetty Australian nykyisten standardien kanssa käytettävä monikappaledynamiikkaan perustuvan kalustomallin hyväksymismenettely (Spiryagin et al. 2012). Kalustomallin hyväksymismenettely on tässä ehdotuksessa jaettu kahteen eri osioon, joiden vaiheet on esitetty taulukoissa 3.1 ja 3.2.

*Taulukko 3.1 Kalustomallin hyväksymismenettely Australiassa, ensimmäinen osio (Spiryagin et al. 2012).*

Test	Description	Track conditions
1. Automatic syntax error checking	Wagon model code is checked using an automatic syntax checking program such as RUNF_INFO (GENSYS) [9, 10]	1km ideal tangent
2. Visual model check	Create a 3D plot of the wagon model to observe any geometry errors (not observable by syntax checking programs) [10]	
3. Quasistatic analyses: a) Vertical car-body deflection b) Lateral car-body deflection	Observe effects on suspension components, bogie movements and wheel loads when applying a) downward and b) rightward displacements on the car body [10]	
4. Modal (eigenvalue) analysis	Calculate eigenvalues at zero speed for the wagon model. Errors include negative damping and high absolute eigenvalues (~5000 rad/s) [10, 11].	
5. Time-stepping analysis – numerical instabilities	Run the wagon model at high speed and check for unexpected motions. Check effects of altering time-step on instabilities [10].	
6. Critical speed	Apply an initial car-body disturbance and decelerate the empty wagon from a high speed to determine when hunting stops [10]	3km ideal tangent

**Taulukko 3.2 Kalustomallin hyväksymismenettely Australiassa, toinen osio (Spiryagin et al. 2012).**

	Tests	Measurements	Acceptance criteria
AS 7508.2 [8]	Axle load and overall vehicle mass	Wheel and axle loads	Total mass can't exceed limits Individual wheel load $\leq 52.5\%$ max. axle load
	P/D ratio	Average wheel load to worn wheel diameter	$P/D \leq 125$ kN/m
	P2 forces	Unsprung vehicle mass	Limits depend on track
	Lateral track shifting forces	Wheelset lateral acceleration	$S_{max} = 0.85 \times (10 + A/3)$
	Lateral wheel-rail forces for each wheel	Maximum L/V ratios, wheelset forces over various curve radii	Wheelset forces $\leq 84$ kN for ISGN, $\leq 50$ kN for other track Max. Bogie side L/V $\geq 0.6$
AS 7509.2 [1]	Hunting [1, 4]	Lateral acceleration at bogie centres, maximum L/V ratios	Lateral acceleration $\leq \pm 0.35$ g over 5 s Individual wheel L/V ratios $\leq 1.0$
	Transition curve negotiation 1. Twist test 2. Bogie rotational resistance 3. L/V ratios for wheels and axles	1. Wheelset loads 2. Bogie X-factor 3. Wheel and axle L/V ratios	1. Wheel unloading $\leq 60\%$ 2. X-factor $\leq 0.205$ for 3-piece bogies 3. Wheel L/V over 0.05 s $\leq 1.0$ , sum axle L/V over 0.05 s $\leq 1.5$
	Rollover	Vertical wheel to rail force	Average vertical wheel load $\geq 40\%$ of static wheel load
	Isolated track irregularities - Vertical (flat hump, curved dip) - Lateral (curve kink)	Vertical and lateral acceleration at bogie centres	Lateral acceleration $\leq \pm 0.5$ g, Vertical acceleration $\leq \pm 0.8$ g Wheel unloading $\leq 90\%$ Sum axle L/V over 0.05 s $\leq 1.5$
	Cyclic track irregularities - Harmonic roll - Pitch and bounce - Curve entry irregularity		
	Wind load consideration	Drag coefficients for different yaw angles	Wheel unloading $\leq 90\%$ for bogie side

Tässä ehdotuksessa kalustomallin hyväksymismenettely koostuu monista erilaisista mittauksista. Menetelmässä on pyritty huomioimaan erilaiset mahdolliset ongelmakohdat kalustomallissa, ja kattavat testit mahdollistavat monen tyyppisten ongelmien havaitsemisen. Menetelmässä on huomioitu sekä staattiset että dynaamiset testit. Ensimmäinen osio koostuu perustesteistä, joiden avulla varmistetaan, että mallin koodissa ei ole virheitä. Toisen osion testit ovat vastaavat kuin standardin mukaiset uuden kaluston hyväksymistestit Australiassa ja niiden avulla tarkastetaan, että malli toimii järkevällä tavalla. (Spiryagin et al. 2012)

Australian ohjeissa kalustomallin hyväksymiseksi ei kuitenkaan ole kerrottu, kuinka hyvin kalustomallien simulointituloksien pitäisi vastata samanlaisella kalustolla saatavia mittaustuloksia. Sen sijaan Polach & Böttcher (2013) ovat tehneet ehdotuksen siitä, millaisia raja-arvoja kalustomallin hyväksymistestauksessa voitaisiin käyttää nimenomaan mittaus- ja simulointituloksien eroavuuksille. Nämä kriteerit on otettu lähes sellaisenaan mukaan myös standardin EN 14363 päivitettyyn versioon, joten ne ovat tällä hetkellä käytössä kaikissa CENin jäsenmaissa Euroopassa, myös Suomessa. Standardissa määritetyt raja-arvot on esitetty taulukossa 3.3.



Taulukko 3.3 Mallin hyväksymisprosessin raja-arvot eri parametreille standardissa EN 14363 (2016).

Quantity	Notation	Unit	Filtering	Processing	Definition of $S_v, M_v$	Validation limit for standard deviation <sup>a</sup>
Quasi-static guiding force	$Y_{qst}$	kN	Low-pass filter 20 Hz	50 %-value (median)	$S_v, M_v = Y_{qst}$	5
Quasi-static vertical wheel force	$Q_{qst}$	kN	Low-pass filter 20 Hz	50 %-value (median)	$S_v, M_v = Q_{qst}$	4 (1 + 0,01 $Q_0$ ) $Q_0$ - static vertical wheel force in kN
Quasi-static quotient $Y/Q$	$(Y/Q)_{qst}$	-	Low-pass filter 20 Hz	50 %-value (median)	$S_v, M_v = (Y/Q)_{qst}$	0,07
Quasi-static sum of guiding forces	$\Sigma Y_{qst}$	kN	Low-pass filter 20 Hz	50 %-value (median)	$S_v, M_v = \Sigma Y_{qst}$	6
Guiding force, maximum	$Y_{max}$	kN	Low-pass filter 20 Hz	0,15 %/99,85 %-value <sup>b</sup>	$S_v, M_v =  Y_{max} $	9
Vertical wheel force, maximum	$Q_{max}$	kN	Low-pass filter 20 Hz	99,85 %-value <sup>b</sup>	$S_v, M_v =  Q_{max} $	6 (1 + 0,01 $Q_0$ ) $Q_0$ - static vertical wheel force in kN
Quotient $Y/Q$ , maximum	$(Y/Q)_{max}$	-	Sliding mean (2 m window, step 0,5 m)	0,15 %/99,85 %-value <sup>b</sup>	$S_v, M_v =  (Y/Q)_{max} $	0,10
Sum of guiding forces, maximum	$\Sigma Y_{max}$	kN	Sliding mean (2 m window, step 0,5 m)	0,15 %/99,85 %-value <sup>b</sup>	$S_v, M_v =  \Sigma Y_{max} $	9
Vehicle body lateral acceleration, rms-value	$\ddot{y}_{rms}^*$	m/s <sup>2</sup>	Band-pass filter 0,4 to 10 Hz	rms-value	$S_v, M_v = \ddot{y}_{rms}^*$	0,15 $k_a$ <sup>c</sup>
Vehicle body vertical acceleration, rms-value	$\ddot{z}_{rms}^*$	m/s <sup>2</sup>	Band-pass filter 0,4 to 10 Hz	rms-value	$S_v, M_v = \ddot{z}_{rms}^*$	0,15 $k_a$ <sup>c</sup>
Vehicle body lateral acceleration, maximum	$\ddot{y}_{max}^*$	m/s <sup>2</sup>	Band-pass filter 0,4 to 10 Hz	0,15 %/99,85 %-value <sup>b</sup>	$S_v, M_v =  \ddot{y}_{max}^* $	0,40 $k_a$ <sup>c</sup>
Vehicle body vertical acceleration, maximum	$\ddot{z}_{max}^*$	m/s <sup>2</sup>	Band-pass filter 0,4 to 10 Hz	0,15 %/99,85 %-value <sup>b</sup>	$S_v, M_v =  \ddot{z}_{max}^* $	0,40 $k_a$ <sup>c</sup>

<sup>a</sup> Validation limit for mean of differences simulation-measurement is 2/3 of the limit for standard deviation.  
<sup>b</sup> Absolute values of simulated value  $S_v$  and measured value  $M_v$   
<sup>c</sup>  $k_a$  - coefficient in regard to vehicle design:  
 Freight vehicles and vehicles without bogies or without secondary suspension, respectively:  $k_a = 2$ , other vehicles:  $k_a = 1$ .

Taulukon 3.3 sarakkeissa kerrotaan, miten erilaiset mittaus- ja simulointitulokset kuuluisi standardin EN 14363 mukaan suodattaa ja prosessoida. Tämän jälkeen tuloksia verrataan toisiinsa, ja viimeisestä sarakkeesta katsotaan kullekin suurelle määritelty mallin hyväksymisen raja-arvo. Arviointimenetelmä perustuu siis mittaus- ja simulointitulosten matemaattiseen vertailuun. Mittaus- ja simulointituloksia tulee arvioida vähintään 12 erityyppisellä rataosuudella, jotka on määritelty tarkemmin standardissa. Myös matemaattiselle vertailulle on annettu standardissa tarkemmat reunaehdot.

---

Standardissa EN 14363 on esitetty myös toinen menetelmä, jolla voidaan arvioida mittaus- ja simulointituloksien eroavuuksia. Tämän menetelmän raja-arvot on esitetty taulukossa 3.4. Menetelmä perustuu simulointi- ja mittaustulosten vertailuun ja ulkopuoliseen tarkastajaan, joka arvioi tulokset. Osa taulukon 3.4 parametririveistä esittävät mittauksia ja vertailuja, jotka vaaditaan suoritettavaksi, mikäli malli halutaan täysimittaiseen käyttöön. Jos osa näistä vaadituista vertailuista jätetään tekemättä, mallin käyttöä tulee rajata. Loput taulukon arviointimenetelmistä ovat suositeltavia. Taulukon 3.4 perusteella välttämättömille arviointimenetelmille on yleensä määrätty raja-arvot mittaus- ja simulointitulosten sallituille eroavuuksille. Sen sijaan suositellut arviointimenetelmät ovat useimmiten sellaisia, joiden raja-arvoja ei ole toistaiseksi määritelty.

Tässä menetelmässä yksi suositelluista arviointitavoista on kaluston rungon ominaistajuuksien mittaaminen. Simulointi- ja mittaustulosten sallittuun eroavaisuuteen ominaistajuuksien osalta ei kuitenkaan ole otettu kantaa.

Taulukko 3.4 Mallin hyväksymisprosessille ehdotetut parametrit standardissa EN 14363 (2016).

Parameter		Maximum deviation between simulation and measurement		Application for a successful validation		Remark
		Maximum deviation	Average deviation of all wheelsets, bogies, etc.	Required <sup>b</sup>	Recommended (informative)	
Static wheelset force	$P_{F0}$	6 %	3 %	X		Based on [16]
Static bogie force	$Q_{B0}$	3 %	3 %	X		Based on [16]
Static side force	$Q_{S0}$	3 %	3 %	X		Based on [16]
Wheel force in twist	$Q_t$	15 %	7 %		X	Based on [16]
Wheel unloading in twist	$\Delta Q_t$	10 %			X	
displacement characteristics		not specified	not specified		X	
Lateral forces in 150 m curve (or in a similar tight curve)	$Y_a, Y_i$	8 %	not specified		X <sup>a</sup>	
Bogie rotational resistance	X-Factor	not specified	not specified		X <sup>a</sup>	
Roll coefficient (and spring deflections)	$s$	not specified	not specified		X	Based on measurement of roll coefficient
Eigenfrequencies of the rigid body movements of vehicle body	$f_0$	not specified	not specified		X	Identified e.g. by wedge tests
Quasi-static lateral forces	$Y_{qst}$	max.{10 % or 4 kN}	not specified	X		Measured on on-track tests; Check of all measured wheels required!
Quasi-static wheel force	$Q_{qst}$	8 %	not specified	X		Measured on on-track tests; Check of all measured wheels required!
Lateral forces	$Y$	Assessment of the time histories and FFT results	not specified	X		
Vertical wheel force	$Q$	Assessment of the time histories and FFT results	not specified	X		
Vehicle body accelerations	$\ddot{y}, \ddot{z}$	Assessment of the time histories and FFT results	not specified	X		
Bogie accelerations	$\ddot{y}, \ddot{z}$	Assessment of the time histories and FFT results	not specified		X	

<sup>a</sup> At least one or the other.

<sup>b</sup> In case any of the required parameters is not evaluated, the application of the model should be limited accordingly.

Radalla tehtäviin mittauksiin perustuva simulointi- ja mittaustulosten vertailu on ollut yhtenä osa-alueena myös eurooppalaisessa DynoTRAIN-tutkimusprojektissa. Projektin tarkoituksena on ollut kehittää sopiva menetelmä ja arviointikriteerit kalustomallien verifiointille. Verifiointiin soveltuviksi mittauksiksi on valittu pyöräkuormitusten ja kaluston kiihtyvyyksien mittaaminen. Projektissa määritetään sopiva raja-arvo jokaiselle arviointisuurelle keskihajonnan ja keskimääräisen poikkeaman avulla ilmoitettuna. Tutkimusprojektissa kehitetty menetelmä on ollut pohjana standardin EN 14363 uuden version päivitystyössä. (DynoTRAIN 2014)

USA:ssa tietyille uusille kalustotyypeille tulee ennen käyttöönottoa tehdä simuloitteja kaluston dynaamisen käyttäytymisen selvittämiseksi. Uusien kalustotyyppien simuloinnit tulee tehdä MCAT-mallilla (Minimally Compliant Analytical Track), ja simuloinneissa tulee huomioida pahimmat olosuhteet erilaisilla radoilla (Polach & Evans 2013).

### 3.3 Mallin tarkastuksessa käytettävät mittausmenetelmät kalustossa

Kalustomalli voidaan tarkastaa monella tapaa, mutta yleisesti ottaen tarkastus tehdään aina vertailemalla kalustosta saatuja mittaustuloksia ja mallilla saatavia tuloksia keskenään. Parhaiten mallin toimivuus selviäisi käyttämällä useita erilaisia menetelmiä rinnakkain, mutta aina se ei ole mahdollista tai järkevää. Nykyään mallin tarkastus tehdään pääosin staattisista testeistä, kuten esimerkiksi pyörän keventämistesteistä, saatujen tulosten perusteella (Erviti & Gimenez 2014). Tällöin tarkastuksessa ei oteta lainkaan huomioon kaluston dynaamista käyttäytymistä, ja tiettyjen epälineaaristen elementtien käyttäytymisen arviointi ei ole mahdollista. Nämä epälineaariset elementit liittyvät kaluston jousitusjärjestelmään, jonka mallintamistapa vaikuttaa oleellisesti kalustomallin tarkkuuteen. Kaluston jousitusparametrien määrittäminen on tärkeä vaihe kalustomallin rakentamisessa, ja näiden parametrien tarkastuksen kannalta nimenomaan dynaamiset testit ovat tärkeitä. Dynaamiset testit mahdollistavat mallin parametrien tarkemman kehittämisen mallin tarkastusvaiheessa.

Yksi tapa tarkastaa mallin toimivuus on todellisen kaluston ominaistajuuksien vertaaminen mallin ominaistajuuksiin. Kaluston ominaistajuudet määräytyvät kaluston jousituksen ja massojen mukaan, joten kaluston ominaistajuuksien mittaus ja niiden vertaaminen mallilla saatuihin arvoihin voi antaa selvyyttä mallin jousitusparametrien oikeellisuudesta ja mallin kehittämistarpeesta. Yksi tapa kaluston ominaistajuuksien selvittämiseksi on aiheuttaa kalustoon värähtelyä esimerkiksi keinuttamalla paikallaan olevaa vaunua eri suuntiin. Kaluston värähtelyä mitataan useista pisteistä samanaikaisesti, ja tulosten perusteella voidaan tehdä päätelmiä kaluston ominaistajuuksista (Tunna 2008). Toisaalta kaluston ominaisvärähtelymuodot ja niitä vastaavat ominaistajuudet on mahdollista selvittää myös kalustossa ajon aikana mitatusta värähtelykäyttäytymisestä (Erviti & Gimenez 2014).

Ominaistajuuksien lisäksi mallin tarkastuksessa voidaan käyttää esimerkiksi kaikkia taulukossa 3.3 mainittuja dynaamista käyttäytymistä kuvaavia suureita. Yleisintä ja kenties mittausteknisesti helpointa on mitata vaunurungon värähtelyä, jolloin mittausdatasta voidaan tarkastella esimerkiksi erisuuntaisten kiihtyvyyksien maksimi- ja RMS-arvoja. Mittauksista ja simuloinneista saadut tulokset

suodatetaan ja prosessoidaan samalla tavalla, jonka jälkeen niitä verrataan toisiinsa. Näin saadaan selville tuloksien eroavuuksien keskihajonta.

### 3.4 Mallin ja oikean kaluston käyttäytymisen vertailukriteerit

Kalustomallin simulointituloksien vertaaminen mittaamalla saatuihin tuloksiin on erittäin tärkeää mallin oikeellisuuden toteamiseksi. Junakaluston ja radan muodostama systeemi on epälineaarinen, joten kalustomallia tulee vertailla oikean kaluston käyttäytymiseen sekä ajan että taajuuden suhteen (Funfschilling et al. 2012). Simulointituloksissa on käytännössä mahdotonta päästä täysin samoihin tuloksiin kuin oikealla kalustolla tehdyissä mittauksissa, sillä mallin kalustoparametreja ja ajo-olosuhteita ei koskaan saada täysin vastaamaan oikeata tilannetta. Mittaustuloksissa tulee erilaisten ajo-olosuhteiden vuoksi eroja jo ajettaessa samalla kalustolla samaa rataosuutta useaan kertaan (Funfschilling et al. 2012). Riittävän hyvä yhdenmukaisuus simulointituloksien ja mittaustuloksien välillä täytyy kuitenkin saavuttaa, jotta kalustomallia voidaan turvallisesti käyttää simuloinneissa (Polach & Böttcher 2013). Vaikeinta on arvioida, mitä riittävän hyvällä yhdenmukaisuudella tarkoitetaan.

Myös DynoTRAIN-projektin yhteydessä kalustomallin parametreja on säädetty mittaustuloksien avulla. Taulukossa 3.5 on esitetty erään projektissa mukana olleen kalustomallin verifiointianalyysin alkuperäiset simulointitulokset, parannelulla mallilla saadut simulointitulokset sekä mittaustulokset.

*Taulukko 3.5 DynoTRAIN-projektissa tehty matkustajavaunun simulointi- ja mittaustulosten vertailu. Tulokset on saatu nopeudella 74 km/h kaarteesta, jonka kaarresäde on 278 m ja kallistus 150 mm. (Götz 2014)*

Nomenclature		Simulation		Measurement	
		initial model	adjusted model		
Y1 right quasistatic	Filtering: Low-pass filter 20 Hz	24.42 kN	24.95 kN	24.83 kN	
Y1 left quasistatic		-14.81 kN	-15.86 kN	-19.40 kN	
Y2 right quasistatic		1.67 kN	1.90 kN	3.68 kN	
Y2 left quasistatic		0.08 kN	0.46 kN	-0.82 kN	
Q1 right quasistatic		50 <sup>th</sup> percentile (median) out of full curve section	62.32 kN	59.95 kN	57.26 kN
Q1 left quasistatic			37.78 kN	40.06 kN	43.32 kN
Q2 right quasistatic			56.96 kN	54.91 kN	54.30 kN
Q2 left quasistatic			42.60 kN	45.50 kN	45.32 kN
Car body lateral acceleration above bogie 1	Filtering: Band-pass filter 0.4 to 10 Hz	0.21 m/s <sup>2</sup>	0.19 m/s <sup>2</sup>	0.11 m/s <sup>2</sup>	
Car body lateral acceleration above bogie 2		0.23 m/s <sup>2</sup>	0.22 m/s <sup>2</sup>	0.12 m/s <sup>2</sup>	
Car body vertical acceleration above bogie 1		RMS-value out of full curve section	0.21 m/s <sup>2</sup>	0.21 m/s <sup>2</sup>	0.18 m/s <sup>2</sup>
Car body vertical acceleration above bogie 2			0.20 m/s <sup>2</sup>	0.19 m/s <sup>2</sup>	0.20 m/s <sup>2</sup>

---

Oikean kaluston ja sitä vastaavan kalustomallin mittaus- ja simulointitulokset voidaan esittää esimerkiksi taulukon 3.5 mukaisesti. Kuvasta havaitaan, että simulointitulokset ovat tässä tapauksessa mallin muokkauksen jälkeen lähes poikkeuksetta lähempänä mittaustuloksia. Kaikkien tuloksien kohdalla muutos ei ole kuitenkaan tapahtunut parempaan suuntaan. Mallin parametreja muokattaessa onkin hyvä pohtia myös sitä, kuinka suuria muutoksia huonompaan suuntaan voidaan sallia.

Kalustomallin hyväksymismenettely on nykyään määritelty standardilla myös Suomessa, ja standardissa määritetyt raja-arvot on esitetty taulukoissa 3.3 ja 3.4. Kyseiset raja-arvot on siis suunniteltu virallisten hyväksymistesteissä käytettävien kalustomallien kriteereiksi ja ovat senkin suhteen vasta alustavia, kokeiluluonteisia arvoja, joita tullaan päivittämään kokemuksen perusteella jatkossa. Standardissa määritetyt mallin hyväksymistestit eivät ole ehdottomia, vaan vastaava luotettavuus voidaan, ja on sallittua, saavuttaa myös muiden menetelmien avulla. Taulukoiden 3.3 ja 3.4 tietoja voidaan kuitenkin käyttää apuna tämän projektin kalustomallien ja oikean kaluston riittävää yhdenmukaisuutta arvioitaessa.

## 4 Kalustomallien verifiointiin soveltuvat mittaukset

Kalustomalleja voidaan verifioida esimerkiksi yksittäisillä kiihtyvyyksimittauksilla sekä voimaa mittaavilla pyöräkerroilla. Tällöin on tärkeää, että mittaukset suoritetaan tunnetulla rataosuudella, jota voidaan käyttää simulaatiossa herätteenä. Taulukot 3.3 ja 3.4 sisältävät kalustomallien hyväksymismenettelyssä suoritettavia mittauksia sekä niiden käsittelymenetelmiä, joita voidaan hyödyntää kalustomallien verifiointissa. Mittauksia voidaan kuitenkin suorittaa myös taulukoiden 3.3 ja 3.4 ulkopuolelta.

Kalustomallien verifiointissa voidaan käyttää myös kaluston moodianalyysia, jonka tuloksena saadaan selvitettyä rakenteen värähtelymuodot taajuuksineen ja vaimennuksineen. Moodianalyysissä systeemin ominaisvärähtelymuodot havaitaan antureiden muodostamalla pisteverkolla rakenteessa. Moodianalyysia varten tarvittavat herätteet saadaan aikaan esimerkiksi hydraulisen täristimen avulla. Raskaan kaluston ominaisvärähtelymuotojen herättäminen voi kuitenkin olla hankalaa (Cai et al. 1992, Jenkins et al. 1974, Dong 1994). Käytönaikaiseksi moodianalyysiksi (Operational Modal Analysis, OMA) kutsutaan sellaista moodianalyysia, jossa heräte syntyy mittauskohteen normaalista käytöstä. Tässä tapauksessa käytönaikainen moodianalyysi tarkoittaisi sitä, että moodianalyysi tehdään junan ollessa liikkeessä.

Mallien verifiointissa voidaan tarvittaessa säätää mallien vähiten tunnettuja parametreja, jotta ne saadaan sovitettua optimaalisesti mittaustuloksiin (Ewins 2000). Tätä voidaan tehdä riippumatta siitä, suoritetaanko moodianalyysia vai yksittäisiä mittauksia. Moodianalyysin etuna on varmempi tieto siitä, että jokin havaittu taajuus on nimenomaan jonkun ominaismuodon värähtelyä. Muutoin mallin verifiointissa joudutaan tekemään tiettyjä oletuksia värähtelyjen luonteesta.

Luvussa 4.1 käsitellään erilaisten verifiointiarvojen mittauksia liikkeessä tunnetulla rataosuudella ja luvussa 4.2 käsitellään moodianalyysin mittausta ja sen mittausteknisiä vaatimuksia. Mittausmenetelmän valintaan vaikuttavat asiat esitellään luvussa 4.3.

### 4.1 Mittausmenetelmät liikkeessä

Malleja voidaan verifioida erilaisilla yksittäisillä mittauksilla. Kiihtyvyyksimittaus on yleisesti ottaen helposti toteutettava mittaustapa, jolla kalustodynamiikkaa voidaan havainnoida. Lisäksi voidaan käyttää voimaa mittaavia pyöräkertoja, mutta tämän tyyppinen mittaus vaatii erikoisjärjestelyjä kaluston suhteen. Mittaavilla pyöräkerroilla saadaan mitattua kalustosta rataan aiheutuvat voimat ja samalla voidaan määrittää myös liukuvoimat (Mihai et al. 2012). Liukuvoimien määrittämiseen on käytetty myös pyörän muodonmuutoksia mittaavia etäisyysantureita, mutta menetelmän tarkkuus on huonompi (Matsumoto et al. 2008).

Verifiointissa pyritään sovittamaan mittaustulokset ja simulaatiotulokset yhdenmukaisiksi. Liikkeessä tehtävät mittaukset tulee aina suorittaa mahdollisimman tarkasti tunnetulla radalla, jota voidaan käyttää myös simulaatiossa herätteenä. Tämä edellyttää kuitenkin mittausdatan paikkaan sitomista, jotta mallin ja mittauksen tulokset ovat vertailukelpoiset. Helpoiten tämä onnistuu GPS-laitteistolla, mutta ainakin lyhyillä matkoilla on käytettävissä myös monia muita kohdistusmenetelmiä, kuten kellonajan kirjaaminen ratakilometrin välein tai vaihteiden aiheuttamien iskujen avulla tapahtuva kohdistus. Lisäksi mittauskaluston nopeusvaihteluita on hankala jäljentää simulointiohjelmistoon, toisin sanoen kaluston toteutunut nopeusprofiili pitäisi onnistua siirtämään simulointiohjelmistoon mahdollisimman tarkasti. Mikäli siirto ei täysin onnistu, mittauksen ja mallinnuksen tulokset ovat eri skaalassa, jolloin saman matkan tuloksena saadaan eripituinen signaali ja suoraa aikataason vertailua on haastavaa tehdä.

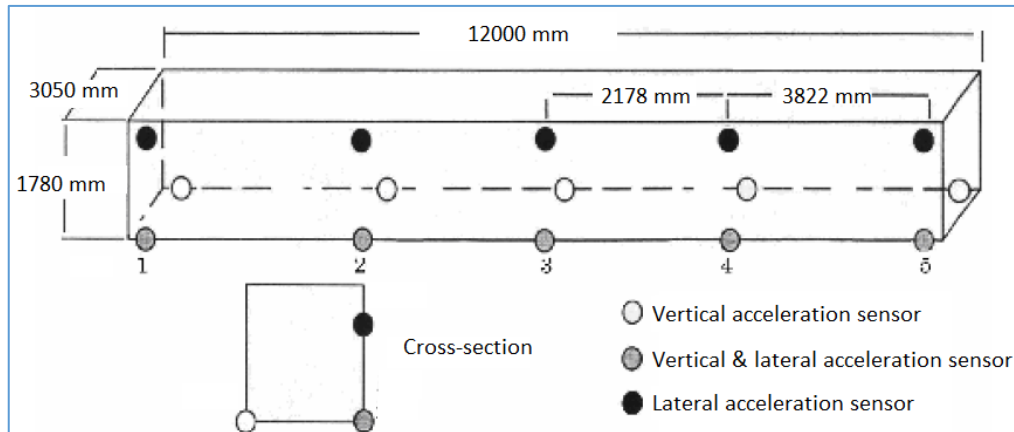
Vaunuvalmistajat suorittavat mallien verifiointia standardiin UIC 518:2009 pohjautuen, ja standardi EN14363 sisältää nykyään myös nämä ominaisuudet (Polach & Böttcher 2013). Raja-arvot on esitetty aiemmin taulukossa 3.3. Taulukon 3.3 arvoista neljä alinta käsittelee kiihtyvyyssmittauksia, kun taas muut raja-arvot on määritetty voimia mittaavalle pyöräkerralle. Kiihtyvyyssmittauksien mittauspisteet on sijoitettu vaunujen sisälle lattialle keskelle telikeskiöitä. Kiihtyvyyssmittauksissa asetetaan kaistanpäästösuodatus alueelle 0,4 Hz ... 10 Hz, ja tuloksista lasketaan taulukon mukaisia tunnuslukuja, kuten RMS-arvo ja muita tilastollisia arvoja. Tilastollisista arvoista lasketaan keskihajonta, jonka jälkeen simuloituja ja mitattuja tuloksia verrataan keskenään. Standardin EN14363 raja-arvoista saadaan kiihtyvyyssmittauksiin suuntaa antavat raja-arvot, jotka esitettiin taulukossa 3.3. Nämä raja-arvot on kuitenkin tarkoitettu hyväksymistestauksessa käytettäville kalustomalleille, eikä yhtä suuri tarkkuus ole tämän projektin kalustomalleille tarpeellinen.

## 4.2 Moodianalyysi

Moodianalyysissä mitataan ulkoisen herätteen synnyttämiä kappaleen värähtelyvasteen värähtelymuotoja sekä niiden taajuuksia ja vaimennuksia usealla anturilla. Heräte voi olla parametrinen, jolloin heräte voidaan ilmoittaa matemaattisen funktion avulla, tai satunnainen. Parametrinen heräte voidaan valita siten, että se on lähellä esimerkiksi rakenteen ominaistaajuutta, jolloin se voidaan herättää pienellä energialla. Tässä projektissa rakenteen ominaistaajuuksia ei kuitenkaan etukäteen tiedetä, joten herätteen tulisi olla laajakaistainen, jotta se saa mahdollisimman laajalta alueelta värähtelymuodot herätettyä.

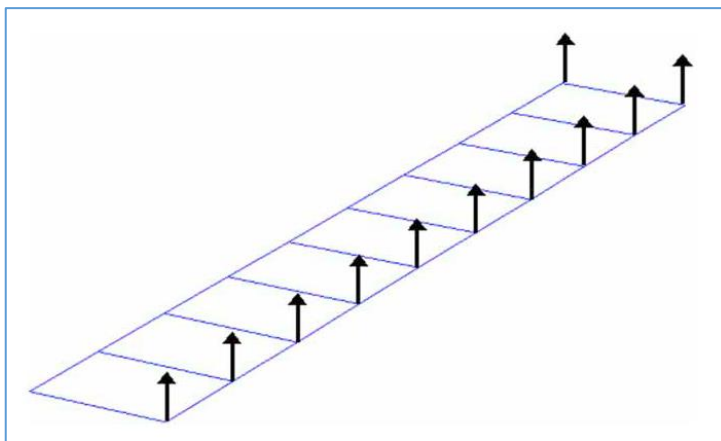
Jos käytönaikaisessa moodianalyysissä halutaan mitata myös telien värähtelyä, kaluston anturointi tulee tehdä osittain langattomilla kiihtyvyyssantureilla, sillä modernit vaunut ovat ilmatiiviitä ja johtojen veto teleihin on liki mahdotonta. Langattomien antureiden data voi kuitenkin olla hankala synkronoida ja yhdistää moodianalyysiohjelmistoon. Toisaalta mallin verifiointissa pelkän vaunurungon jäykät moodit riippuvat voimakkaasti siitä, miten telien jousitus ja vaimennus on mallinnettu, joten telien anturointi ei ole välttämätöntä. Mallien verifiointissa onkin toisinaan käytetty vain vaunurungon anturointia (Hanson et al. 2008, Sichani et al. 2006). Kuvassa 4.1 on esitetty yksi ratkaisu vaunurungon anturointiin moodianalyysia varten. Tässä suunnitelmassa moodianalyysi on tehty 20 kiihtyvyyssanturia käyttäen.





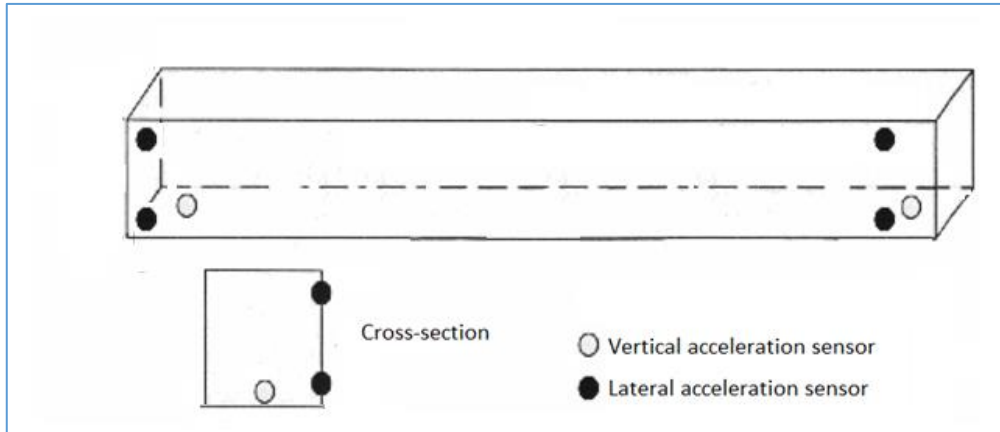
Kuva 4.1 Vaunurungon anturointi moodianalysissä Sichani et al. 2006 mukaan.

Kuvassa 4.2 on esitetty toisen tyyppinen ratkaisu vaunurungon anturointiin. Tässä tapauksessa moodianalyysi on tehty 11 anturilla.



Kuva 4.2 Vaunurungon anturointi moodianalysissä Hanson et al. 2008 mukaan.

Jäykän vaunurungon ominaismuotojen mittaamiseen riittää kuitenkin vain kuusi anturia kuvan 4.3 mukaisesti. Kummatkin roll-ominaismuodot sekä yaw-ominaismuoto erottuvat vaakasuorista antureista. Roll-muodossa antureiden signaalit ovat samassa vaiheessa ja yaw-muodossa vastakkaisessa vaiheessa vaunun eri päissä. Eri roll-muodot voidaan havaita sen mukaan, onko värähtely voimakkaampaa ylemmässä vai alemmassa vaakasuorassa anturisignaalisissa. Pitch- ja bounce-muodot havaitaan pystysuorilla antureilla samassa tai vastakkaisessa vaiheessa tapahtuvana värähtelynä. Tarvittaessa anturimäärää voidaan kuitenkin lisätä, jos sille nähdään tarvetta. Kaikkien pisteiden värähtely ei välttämättä ole niin voimakasta, että sitä voidaan käyttää moodianalysissä. Mittauspisteiden sijoittaminen vaunujen sisälle lattialle keskelle telikeskiöitä on kuitenkin perusteltua, sillä kyseisissä pisteissä vaunurungon taivutusmuodot eivät todennäköisesti häiritse mittausta.

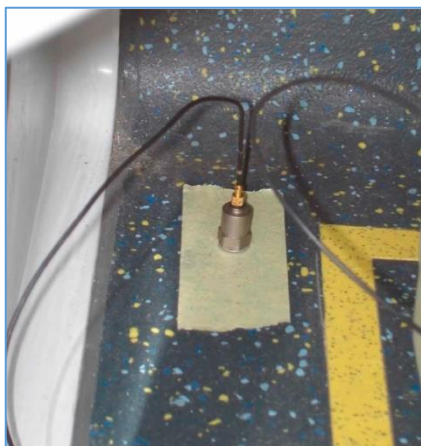


Kuva 4.3 Jäykän kappaleen moodien mittaamiseen tarvittava vähimmäisanturointi.

Koska junassa vaunujen kiinnitykset toisiinsa vaikuttavat ominaistajuuksiin, vaunun mittaaminen antaa totuudenmukaisimmat tulokset, jos vaunu on irti toisista vaunuista. Lisäksi Vampire-simulointiohjelmiston vaunumalli on erillinen, joten myös se puoltaa yksittäisen vaunun mittausta irrallaan toisista vaunuista. Tämä luonnollisesti tarkoittaa sitä, että vaunu ei ole liikkeessä. Tällöin moodianalyysi suoritetaan jollakin ulkoisella herätteellä, kuten hydraulitärstimellä.

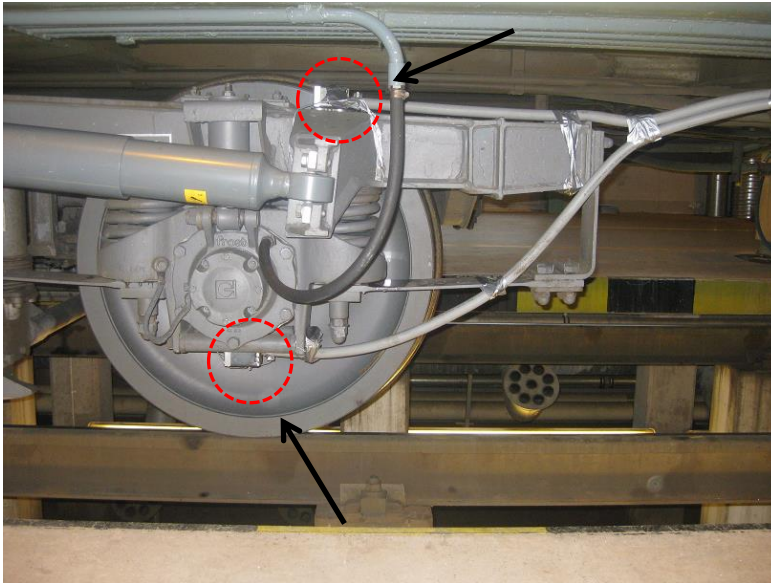
### 1.1.1 Anturointi

Anturit voidaan kiinnittää vaunun sisällä esimerkiksi teipinpalaan liimaamalla, jolloin ne saadaan irrotettua helposti ja vahinkoa tuottamatta. Teippi toimii alipäästösuotimena, mutta vaunun ominaismuodot ovat niin alhaisilla taajuuksilla, ettei tämä häiritse mittausta. Kuvassa 4.4 on esitetty anturin kiinnitys matkustajavaunuun teipin avulla.



Kuva 4.4 Matkustajavaunun vaunurungon anturin kiinnitys liimaamalla teippiin (Hanson et al. 2006).

Tarvittavat telin ja pyöräkertojen mittaukset voidaan hoitaa magneettikiinnitteillä kiihtyvyyssantureilla. Kuvassa 4.5 on esitetty yhden telirakenteen anturointi primäärijousituksen molemmiin puolin, pyöräkerrasta ja telirakenteesta. Jotkut vaunutyyppit ovat ilmatiiviitä, jolloin johtojen veto kuvan 4.5 mukaisesti ei onnistu ilman erillistä läpivientä.



Kuva 4.5 Telirakenteen anturointi magneettikiinnitteisillä kiihtyvyydentureilla. Antureiden sijoitus pyöräkertaan (alempi) ja telirakenteeseen (ylempi) on esitetty nuolilla.

Näytteistystaajuutena vaunurungon moodianalyysissä on käytetty taajuuksia väliltä 2000 Hz ... 4096 Hz (Sichani et al. 2006, Hanson et al. 2008). Antureiden herkkyys tulee valita kohteen mukaan. Todellisessa ajonaikaisessa tilanteessa värähtelytasot kasvavat suuriksi erityisesti pyöräkerroissa ja teleissä. Paikallaan tehdyissä moodianalyysissä herkkyyden tulee olla suurempi. Herkkyyden käännteislukuna puhutaan usein antureiden g-arvoista, joilla tarkoitetaan maan vetovoiman aiheuttamaa kiihtyvyyttä. Esimerkiksi 10 g:n anturi kykenee mittaamaan enintään  $\pm 10$  g suuruisia värähtelyä. Yleensä anturin sietoalue, jolla anturi pysyy ehjänä, on tätä selkeästi korkeampi. Ajonaikaisissa mittauksissa TTY:n tutkijaryhmässä on käytetty nyrkkisääntönä antureiden herkkyyksistä ajon aikana 1 g vaunukorin mittauksiin, 10 g telirakenteen mittauksiin ja 100 g pyöräkerran mittauksiin. Aiemmin suoritetuista mittausvaunu A17:n värähtelymittauksista tiedetään, että pyöräkerrassa tyypilliset värähtelyn voimakkuudet ovat pystysuuntaan noin 10 g ja vaakasuuntaan noin 20 g. Telirakenteen tyypilliset värähtelyvoimakkuudet ovat pystysuuntaan noin 2 g, vaakasuuntaan noin 1 g ja radan suuntaan 3 g. Vaunurungon tyypilliset värähtelyvoimakkuudet ovat alle 0,1 g kaikkiin suuntiin. (Heinonen 2013) Käytännössä pyöräkerran mittaukset suoritetaan yleensä laakeripesistä, sillä itse pyöräkerran mittaaminen edellyttäisi langatonta anturointia.

Vaunun kuormitus vaikuttaa sen massaan ja ominaistajuuksiin suoraan yksinkertaistetun kaavan 4.1 mukaan:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.1)$$

jossa  $k$  on jousivakio  
 $m$  on massa  
 $f$  on vaimentamaton ominaistajuus

Vaunun massan kasvaminen pienentää siis aina jonkin verran ominaistaajuutta. Yksinkertaistetun kaavan 4.1 avulla arvioitaessa vaunun massan nelinkertaistuksessa ominaistaajuus puolittuu. Taulukossa 4.1 on esitetty esimerkki vaunun massan vaikutuksesta moodianalyysin tuloksiin. Tyhjällä tavaravaunulla ominaistaajuudet ovat selvästi suuremmat kuin kuormatulla tavaravaunulla, eli kuorman lisääminen on pienentänyt ominaistaajuuksia.

*Taulukko 4.1 Erään laskennallisen moodianalyysin tulokset tyhjälle ja täydelle tavaravaunulle (TTCI 2010)*

Mode of Vibration	Loaded Wagon	Empty Wagon *
Bounce	2.31 Hz	7.01 Hz
Pitch	2.55 Hz	7.06 Hz
Yaw	1.76 Hz	4.46 Hz
Lower Center Roll	1.16 Hz	3.55 Hz
Upper Center Roll	3.74 Hz	7.93 Hz

Koska vaunun massan vaikutus ominaistaajuuksiin on ilmeinen, vaunun massa halutaan saada ajonaikaisessa analyysissä vastaamaan todellista tilannetta. Moodianalyysia on kuvan 4.6 mukaisesti suoritettu vaunuille liikkeessä tekeväällä matkustajia vastaava kuorma vesisäiliöillä (Hanson et al. 2008). Kyseisessä mittauksessa säiliöihin kaadettiin yhteensä 12 m<sup>3</sup> vettä.



*Kuva 4.6 Vesisäiliöillä tehty kuormitus ajonaikaisessa moodianalyysissä (Hanson et al. 2008).*

Monimutkaisessa rakenteessa massan lisäys ei kuitenkaan aina laske ominaistaajuuksia vaan voi jopa nostaa niitä. Lisäksi massan lisäys saattaa vaihtaa ominaismuotojen järjestystä taajuustasossa (Ellis et al. 1994, Hanson et al. 2008). Tämä mielenkiintoinen ilmiö johtuu siitä, että ihmiset tai ihmisiä vastaavat vesisäiliöt eivät kuormituksena vastaa yksinkertaista massan lisäystä, vaan muodostavat omia jousi-massa-vaimennin-värähtelijöitä systeemin sisälle. Tästä syystä verifiointimittauksissa moodianalyysi tulisi suorittaa ilman lisäkuormaa. Vampire-simulointiohjelmistossa mallin kuormitus voidaan määrittää itse, jolloin mittauksissa saatuja tuloksia voidaan verrata malliin, jossa ei ole mukana lisäkuormitusta.

### 1.1.2 Heräte

Moodianalyysissa tutkitaan värähtelyherätteen ja vasteen välistä siirtofunktiota, joka voi olla esimerkiksi taajuusvastefunktio. Taajuusvastefunktio kertoo systeemin vasteen herätteen taajuuden funktiona. Moodianalyysissä käytettävää siirtofunktiota voidaan tutkia vain silloin, kun sekä systeemiin kohdistuva heräte että systeemin vaste tunnetaan. Heräte voidaan saada aikaan esimerkiksi tärstimellä, jolla tehdään laajakaistainen heräte kaikkien ominaistaajuuksien herättämiseksi. Rautatiekaluston värähtelymuotoja on mitattu myös käytön aikaisella moodianalyysillä, jossa herätettä ei pyritä mittaamaan, vaan se oletetaan valkoiseksi kohinaksi (Hanson et al. 2008, Sichani et al. 2006). Myös muita keinoja on käytetty, esimerkiksi TTCI on käyttänyt eri tapoja eri värähtelymuotojen herättämiseen. Roll-muoto herätettiin paikallaan vaunuhallissa ryhmällä ihmisiä, jotka työnsivät vaunua kyljestä. Yaw-muodon herättämiseksi vaunuun sidottiin köysi, joka kiristettiin trukilla ja sitten katkaistiin (TTCI 2010). Yleisimmin paikallaan suoritettussa staattisessa moodianalyysissä käytetään herätteenä anturoitua vasaraa tai tärstimä. On kuitenkin havaittu, että ominaistaajuudet ja vaimennukset ovat erilaisia staattisessa ja käytön aikaisessa moodianalyysissä (Hanson et al. 2008, Sichani et al. 2006). Lisäksi jäykän kappaleen muodot eivät välttämättä herää staattisessa moodianalyysissä herätteen heikon voiman johdosta (Lianyou et al. 2007, Sichani et al. 2006). Herätteenhän tulee tällöin saattaa koko vaunurunko liikkeeseen. Staattisessa moodianalyysissä käytetyt vasarat ovat erikokoisia kohteen mukaan. Joissakin tutkimuksissa rautatiekaluston osalta on käytetty n. 1,5 kg painoista vasaraa, ja joissakin tutkimuksissa painavia, tarkentamatta arvoa (Lianyou et al. 2007, Hanson et al. 2008). Käytön aikaisessa moodianalyysissä junalle on käytetty tyypillisesti nopeuksia 80–100 km/h.

### 1.1.3 Moodianalyysin tulokset

Moodianalyysin tulokset voidaan esittää eri värähtelymuodoille taulukoituina taajuuksina ja vaimennuksina, graafisesti värähtelymuotoina tai liikkuvana kuvana, josta värähtelymuodot erottuvat korostetusti.

Tyypillisen 4-akselisen vaunun tapauksessa 6 alinta ominaistaajuutta kuvaavat yleensä jäykän kappaleen värähtelymuotoja vaunurungolle. Näistä yksi muoto kuvaa vaunun radansuuntaista liikettä ja loput kuvan 2.3 mukaisia vaunurungon yleisiä värähtelymuotoja. Vampire-simulointiohjelmistossa vaunurungot kiinnitetään kyseisen ohjelmiston toimintaperiaatteisiin liittyvistä syistä radansuuntaisella jousielementillä rataan. Siksi simulointiohjelmiston moodianalyysissä ilmenevä radansuuntainen värähtelymuoto on ohjelmistoon liittyvä ominaisuus, ei todellinen värähtelymuoto.

Kun ominaisvärähtelymuodot on saatu selville, mitattuja ja simuloituja tuloksia verrataan keskenään. Standardissa EN14363 ominaistajuuksien mittaaminen on esitetty yhdeksi suositeltavaksi osuudeksi mallin verifiointissa. Standardi ei kuitenkaan esitä raja-arvoja sille, kuinka yhteneviä ominaistajuuksien tulisi mitta- ja mallinnustuloksissa olla. Ominaisajuuksien vertailussa mallintajalla on siis suuri merkitys sekä ominaistajuuksien riittävän selkeyden että mittaus- ja mallinnustulosten riittävän yhtenevyyden arvioinnissa.

## 4.3 Mittausmenetelmän valinta

Kalustomallien verifiointi suoritetaan vertaamalla oikealla kalustolla tehtyjen mittauksien tuloksia malleilla tehtyjen simulointien tuloksiin. Mittausmenetelmän valinnassa täytyy ottaa huomioon myös käytetyn simulointiohjelmiston rajoitteet. Kalustomallit on rakennettu Vampire-monikappaledynamiikkaohjelmistolla, ja verifiointisimuloinnit tullaan tekemään samalla ohjelmistolla. Siksi sopivaa mittausmenetelmää arvioitaessa pohditaan nimenomaan Vampiren soveltuvuutta mittauksia vastaaviin verifiointisimulointeihin.

Liikkeessä tehtävissä mittauksissa haasteena pidetään mittausdatan sitomista paikkaan sekä kaluston nopeusprofiilin siirtämistä simulointiohjelmistoon. Mikäli mittauskaluston nopeusvaihteluja ei saada kopioitua simulointiohjelmistoon, suoraa aikataason vertailua signaalien osalta on haastavaa tehdä. Lisäksi verifiointisimuloinneissa käytetyn rataosuuden pitäisi vastata mahdollisimman tarkasti mittauksissa käytettyä rataosuutta ratageometrian, radan epätasaisuuksien ja esimerkiksi todellisen kiskoprofiilin osalta. Kiskoprofiilin osalta ongelma voidaan kuitenkin minimoida valitsemalla mahdollisimman uusi rataosuus, jolloin kiskoprofiilin voi olettaa ideaaliksi.

Moodianalyysin tulokset riippuvat siitä, onko se suoritettu paikallaan vai liikkeessä (Hanson et al. 2008, Sichani et al. 2006). Myös Vampire-simulointiohjelmistossa valitaan, halutaanko moodianalyysi suorittaa paikallaan vai liikkeessä. Simulointiohjelmistossa näiden erot poikkeavat kuitenkin tosielämästä. Vampiressa on käytössä pyöräkerran kinemaattinen jäykkyys, joka on verrannollinen nopeuden käänteislukuun. Täten vaimennus kasvaa nopeuden hidastuessa. Vampire-ohjelmiston käyttösuositus on suorittaa moodianalyysi mahdollisimman hitaassa vauhdissa tai paikallaan. Tällöin pyöräkertojen ja telien kinemaattiset värähtelymuodot eivät sekoitu kaluston jäykän kappaleen värähtelymuotoihin. Jos Vampirella halutaan kuvata liikkuvan kaluston käyttäytymistä, tulee huomioida, että mallissa pyörät eivät pyöri eivätkä siten kehitä hitausmomenttia pyörimissuuntaan. Simulointiohjelmistossa tätä voidaan kompensoida asettamalla lisämassoja pyöräkertoihin. Ilman kompensointia Vampire-ohjelmiston moodianalyysi vastaa kuitenkin enemmän paikallaan olevaan kalustoon suoritettavaa moodianalyysia. Tämä puoltaisi paikallaan tehtävän moodianalyysin valintaa käytönaikaisen sijaan. Paikallaan tehtävässä moodianalyysissä kaikki ominaismuodot eivät välttämättä herää, mutta niitä voidaan tarvittaessa täydentää yksittäisillä mittauksilla, jotta mallin verifiointi saadaan suoritettua riittävällä tasolla.

---

Mitattavassa moodianalyysissä voidaan havaita jäykän kappaleen värähtelymuotoja, mutta myös erilaisia rakenteiden taivutusmuotoja. Taivutusmuotojen verifiointi monikappaledynamiikkaohjelmistolla ei kuitenkaan aina onnistu, sillä siinä kappaleet ovat yleensä jäykkiä. Vampire-dynamiikkaohjelmisto pohjautuu jäykkien kappaleiden simulaatioon, mutta siinä voidaan myös määrittää erilaisia taivutusvärähtelymuotoja erillisellä työkalulla. Aiemmin esitetyt vaunurungon jäykän kappaleen värähtelymuodot (kuva 2.3) voidaan määrittää myös telirakenteelle ja pyöräkerroille. Näiden värähtelymuotojen vertaaminen mittausten ja Vampirella suoritettun ominaismuotoanalyysin välillä on toteutettavissa ainakin paikallaan suoritettun moodianalyysin avulla.

Mittausmenetelmien haasteet huomioiden kalustomallien verifiointiin valittiin mittausmenetelmäksi moodianalyysi. Paikallaan suoritettussa moodianalyysissä pyörien pyörimisliikkeen kompensointia ei tarvitse huomioida simulointiohjelmistossa, jolloin tulokset ovat vertailukelpoisempia. Lisäksi mittaustekniset seikat, kuten tarve mitata nimenomaan yksittäistä vaunua, puolsivat paikallaan suoritettavan moodianalyysin valintaa. Herätteen energiasisällön pienyydestä johtuen paikallaan suoritettavassa moodianalyysissä kaikkia ominaismuotoja ei kuitenkaan välttämättä saada heräämään. Tästä huolimatta paikallaan suoritettu moodianalyysi arvioitiin etenkin näin verifiointin alkuvaiheessa paremmaksi vaihtoehdoksi ajon aikana suoritettavaan moodianalyysiin verrattuna.



## 5 Verifioitavat kalustomallit

Kalustomallien verifiointiprojektin tarkoituksena on varmentaa aiempien projektien yhteydessä rakennettujen kalustomallien riittävä yhteneväisyys oikean kaluston kanssa. Verifiointimenetelmänä käytetään paikallaan suoritettavaa moodianalyysiä, joka katsottiin luvun 4 kirjallisuusselvityksen perusteella tässä tapauksessa tehokkaimmaksi tavaksi verifioida mallit. Verifioitaviin kalustomalleihin kuuluvat matkustajavaunujen osalta 1-kerroksinen IC-vaunu (Ex) ja 2-kerroksinen IC-vaunu (Ed). Lisäksi tavaravaunujen osalta tarkoitettiin verifioida suomalaisen raakapuuvaunun (Sp) malli sekä venäläisen avovaunun (Vok) malli. Verifiointimittauksien tekeminen Vok-vaunulle ei kuitenkaan lopulta ollut mahdollista, sillä venäläinen vaunu ei ollut saatavilla mittauksia varten. Verifiointi tehtiin siis vain Ed-, Ex- ja Sp-vaunujen malleille, jotka esitellään tässä luvussa.

Ex-, Sp- ja Vok-vaunun mallien rakentamisesta ja malleissa käytetyistä parametreista on kerrottu tarkemmin Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä -julkaisusarjan osassa 14/2016, "Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus" (Loponen et al. 2016). Ed-vaunun ensimmäisen vaiheen malli on rakennettu TTY:llä osana Anne Pesosen diplomityötä "Radan epätasaisuuksien vaikutus kaluston kokemiin kiihtyvyyksiin" (Pesonen 2016). Kaikki mallit on rakennettu monikappaledynamiikkaan perustuvalla Vampire Pro -ohjelmalla.

### 5.1 Ed-vaunun ensimmäisen vaiheen malli

Kaksikerroksisen Intercity-matkustajavaunun perusmallia, jossa molemmat kerrokset on varusteltu matkustajaistuimilla, kutsutaan Ed-vaunuksi (kuva 5.1).



Kuva 5.1. Ed-vaunu (Transtech 2015).

Taulukossa 5.1 on esitelty perustietoja kaksikerroksisesta matkustajavaunusta. Vastaavia tietoja on hyödynnetty mallin rakentamisessa.



*Taulukko 5.1 Kaksikerroksisen vaunun parametreja. (Ratahallintokeskus 2005, Transtech 2015)*

Teli	TB201
Taarapaino	51 t
Paino kuormattuna	63 t
Suurin sallittu akselipaino	18,5 t
Vaunun massa	50,5 t
Telin massa	2981 kg
Pyöräkerran massa	1460 kg
Pyörän halkaisija	920 mm
Telikeskiöväli	19,80 m
Telin pyöräkertojen välinen etäisyys	2,50 m
Pituus	26,4 m
Leveys	3,2 m
Maksiminopeus	200 km/h

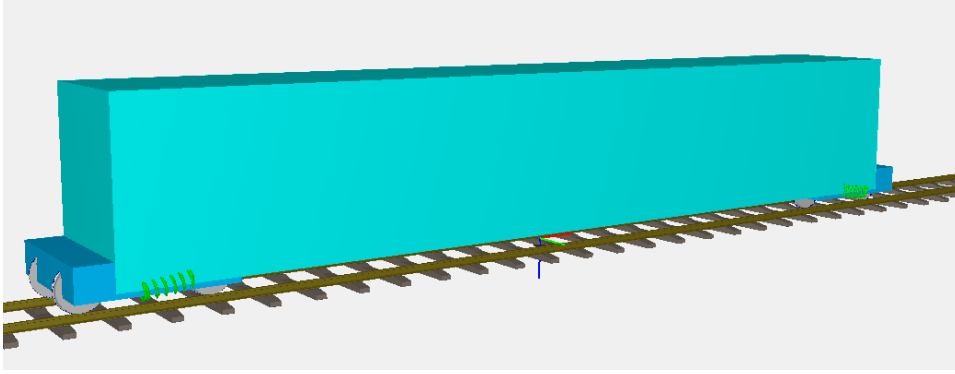
Kaksikerrosvaunun teli on ilmajousitettu TB201 (kuva 5.2), joka on suunniteltu 200 km/h maksiminopeudelle. Telin toiminta perustuu telin sivuissa keskellä oleviin ilmajousiin sekä anti-yaw-vaimentimiin. (Transtech 2015)



*Kuva 5.2 Kaksikerroksisen matkustajavaunun TB201-teli. Ilmajousi näkyy telin keskikohdassa tummanharmaana ja anti-yaw-vaimennin radansuuntaisena telin ulkoreunalla. (Transtech 2015)*

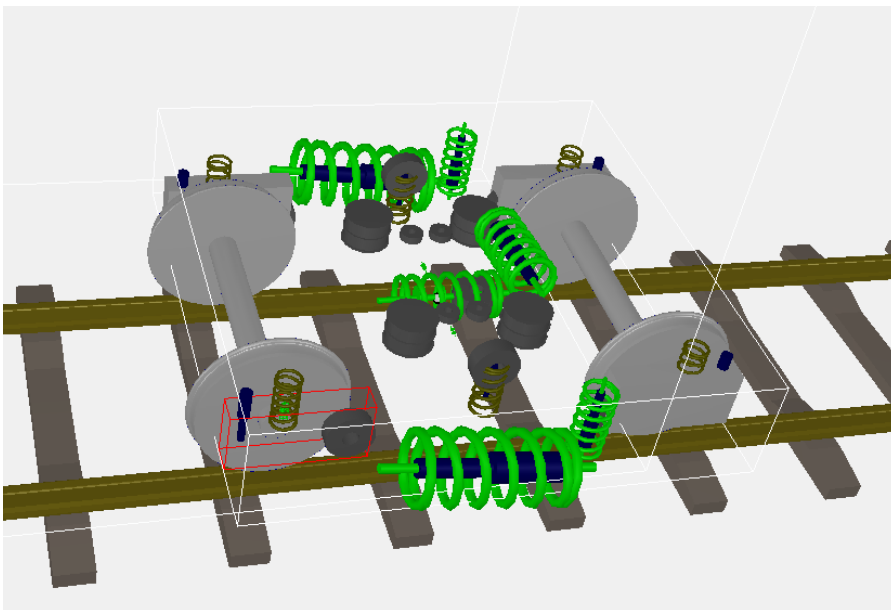
Kaksikerroksisen vaunun ensimmäisen vaiheen mallinnuksessa käytettiin pohjatietoina vaunun valmistajan Transtechin luottamuksellisesti luovuttamia tietoja, julkisesti saatavilla olevaa tietoa, muiden mallinnustapausten perusteella pääteltyjä ja kokeiltuja ratkaisuja sekä ohjelman valmistajan neuvomia käytäntöjä. Rakennettu malli on yksinkertaistettu versio oikeasta kaksikerroksisesta vaunusta.

Kuvassa 5.3 nähdään ensimmäisen vaiheen valmis malli sivusta. Kuvassa 5.3 vaaleansinisellä kuvattu osa on vaunurungon massa, joka peittää osin tummansinisellä kuvattujen telien massoja. Kuvasta havaitaan myös pyöräkerrat sekä vihreällä näkyvät telin ja vaunurungon väliset anti-yaw-jouset. Malli siis koostuu vaunurungosta, kahdesta telistä ja neljästä pyöräkerrasta.

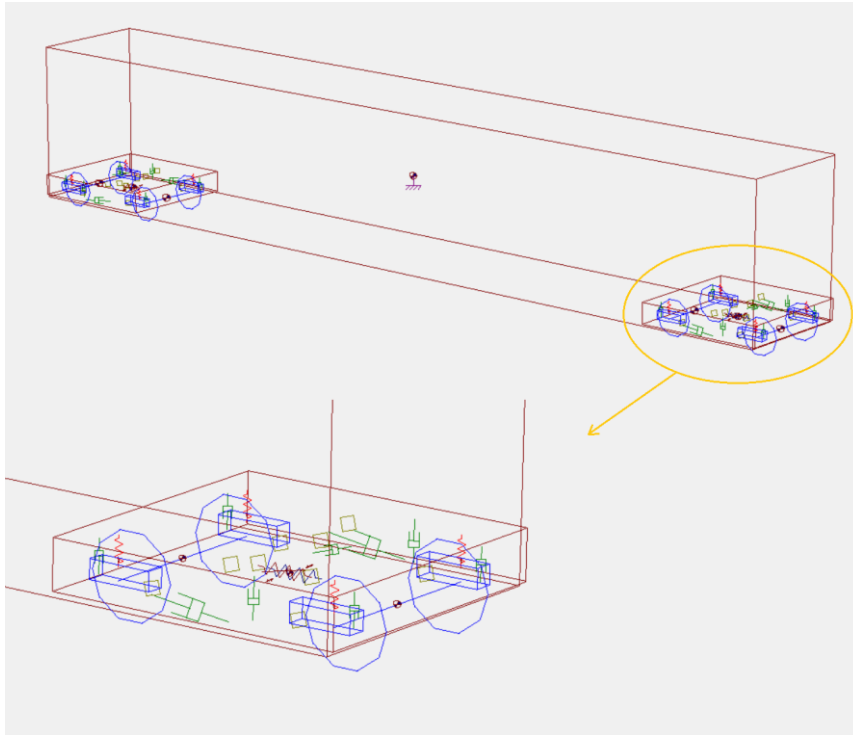


Kuva 5.3 Rakennettu kaksikerroksinen Ed-vaunumalli sivusta ja takaviistosta katsottuna.

Kuvissa 5.4 ja 5.5 on esitetty tarkemmin Ed-vaunun mallin rakenne.



Kuva 5.4 Ed-vaunumallin telin rakenne. Pilotetun laakeripesän ääriviivat kuvassa punaisella.



Kuva 5.5 Ed-vaunun mallin rakennekuva. Telin rakenne on esitetty suurennettuna kuvan alalaidassa.

Telin ja pyöräkertojen välillä oleva primäärijousitus näkyy kuvassa 5.4 punaisilla ääri viivoilla rajatun laakeripesän sisällä. Muut kuvassa 5.4 näkyvät elementit liittyvät vaunurungon ja telin väliseen sekundäärijousitukseen. Telin pyörien välissä on jousesta ja holkkielementistä muodostuva kokonaisuus, joka mallintaa telin ilmajousitusta. Alkuperäisen mallin rakentamisesta ja parametreista on kerrottu tarkemmin Anne Pesosen diplomityössä (Pesonen 2016).

## 5.2 Ex-vaunun ensimmäisen vaiheen malli

Matkustajavaunujen osalta projektissa verifioidaan myös Ex-vaunu, joka on yksikerroksinen IC-vaunu (kuva 5.6).



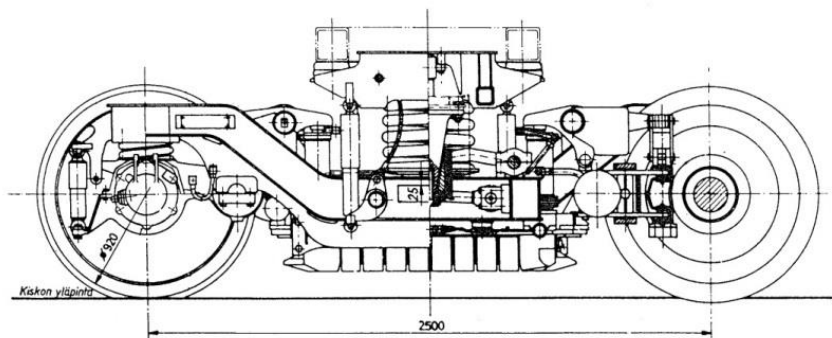
Kuva 5.6 Ex-vaunu.

Taulukossa 5.2 on esitetty Ex-vaunun perustietoja, joita on käytetty mallin rakentamisessa.

Taulukko 5.2 Ex-vaunun parametritietoja (Ratahallintokeskus 2005).

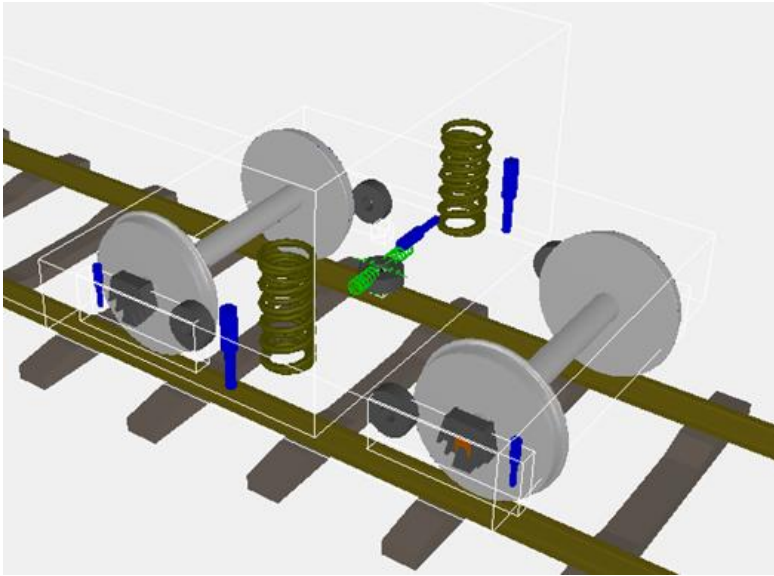
Teli	SIG-85
Taarapaino	46 t
Paino kuormattuna	52 t
Suurin sallittu akselipaino	14,5 t
Telin massa	6380 kg
Pyöräkerran massa	1250 kg
Pyörän halkaisija	920 mm
Telikeskiöväli	19 m
Telin pyöräkertojen välinen etäisyys	2,5 m
Pituus	26,5 m
Maksiminopeus	160 km/h

Ex-vaunuissa on itseohjautuvat SIG-85-telit (kuva 5.7).

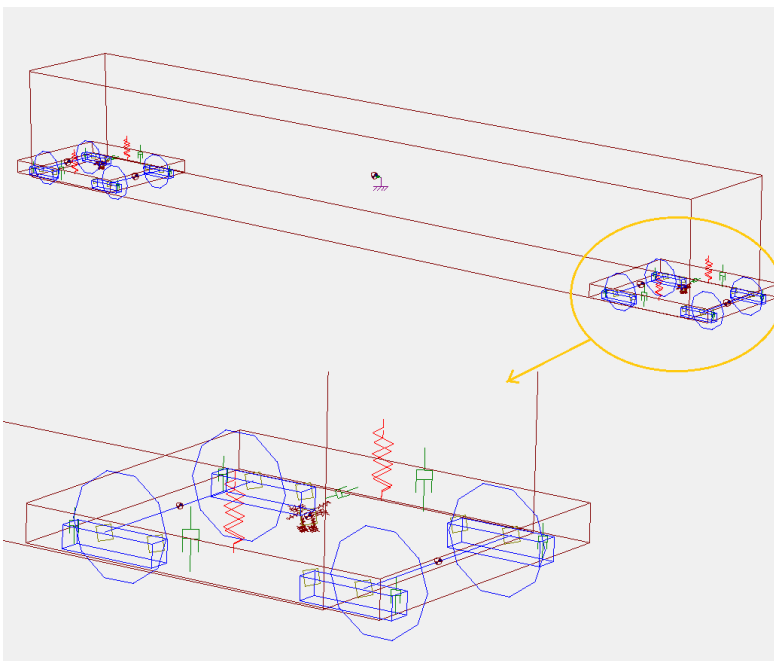


Kuva 5.7 SIG-85 -teli (VR Engineering, sähköpostitiedonannon liite 2010).

Matkustajavaunuissa on primäärijousitus pyöräkertojen ja telin välillä ja sekundäärijousitus telin ja vaunurungon välillä. Ex-vaunun primäärijousituksessa on jousitus jokaisen pyöräkerran keskiön ja telin välillä. Sekundäärijousitus koostuu telin reunoilla olevista sisä- ja ulkojousista, joita on teliä kohti yhteensä neljä kappaletta. Yhdessä SIG-85-telissä on telin ja vaunurungon välillä kaksi pystysuuntaista vaimenninta ja yksi vaakasuuntainen vaimennin. Ex-vaunun mallin rakenne on esitetty kuvissa 5.8 ja 5.9.



Kuva 5.8 Ex-vaunumallin telin rakenne.



Kuva 5.9 Ex-vaunun mallin rakennekuva. Telin rakenne on esitetty suurennettuna kuvan alalaidassa.

Pyöräkerran ja telin välillä on jokaisen pyöräkerran keskiön vieressä pystysuuntainen vaimennin. Vaunurunko on kiinnitetty teliin telikeskiön avulla. Vaunurungon ja telin välinen keskiötappi on mallinnettu neljällä kontaktipisteellä, joista jokaisessa on pystysuuntainen eli z-suuntainen jousitus sekä xy-tason kitkavaimennus. Ex-vaunun rakenteesta ja ensimmäisen vaiheen mallinnusratkaisuksista on kerrottu tarkemmin Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä -julkaisusarjan osassa 14/2016, "Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus" (Loponen et al. 2016).

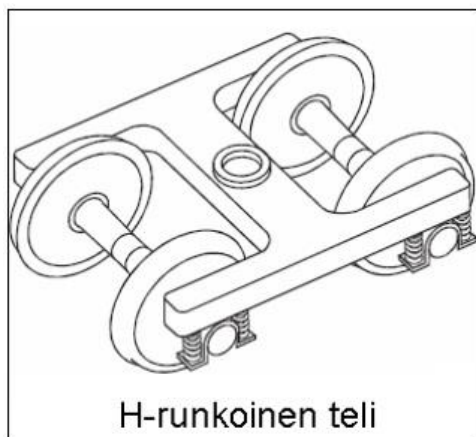
## 5.3 Sp-vaunun ensimmäisen vaiheen malli

Projektissa verifioidaan tavaravaunujen osalta neliakselinen Sp-raakapuuvaunu (kuva 5.10). Vaunu on valittu mallinnettavaksi alun perin siksi, koska se on yleisin Suomen rataverkolla rekisteröity tavaravaunu.



Kuva 5.10 Sp-raakapuuvaunu ja K14-teli.

Sp-vaunun telimalli on H-runkoinen K14-teli (kuva 5.11). H-runkoisella telillä on yksiosainen telirakenne, ja sen jousittamaton massa on pienempi kuin esimerkiksi 3-osaisella telillä, sillä jousittamaton massa muodostuu ainoastaan pyöräkerroista.



Kuva 5.11 H-runkoinen teli (Korkeamäki 2011).

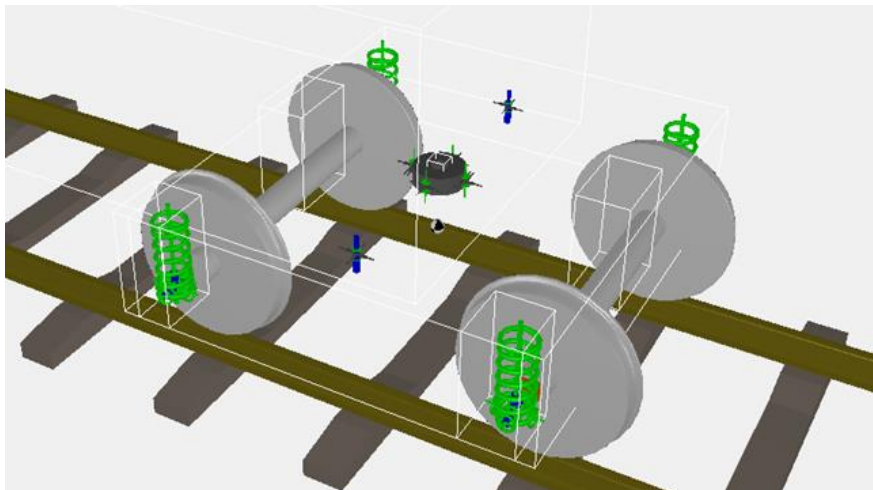
Sp-vaunun mallin rakentamisessa käytettyjä perustietoja on koottu taulukkoon 5.3.

Taulukko 5.3 Sp-vaunun parametreja (VR Transpoint 2017).

Teli	K14
Taarapaino	22,0 t
Paino kuormattuna	58,5 t
Suurin sallittu akselipaino	20 t
Telikeskiöväli	15,0 m
Telin pyöräkertojen välinen etäisyys	2,0 m
Pituus	20,6 m
Leveys	2,85 m
Korkeus kiskon pinnasta	4,092 m

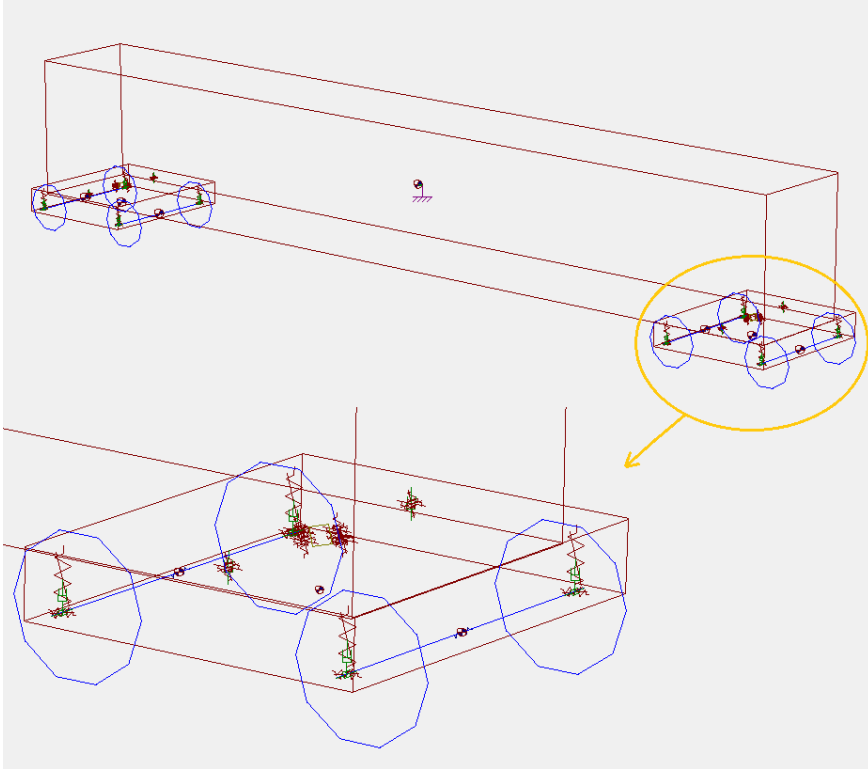
K14-teli kuuluu UIC-standardin mukaisiin linkkijousitettuihin teleihin, ja siinä toimii primäärijousituksena lehti- ja linkkijousitus, jotka näkyvät kuvassa 5.10 oikealla. Pyöräkerran ja telin välinen lehtijousitus toimii pystysuuntaisena jousituksena. Lehtijousitus on kiinnitetty teliin linkeillä, jotka toimivat heilurin tavoin sivuttaissuuntaisena ja radansuuntaisena jousituksena. Sekä lehtijousituksessa että linkkijousituksessa kitka vaimentaa telin liikettä, ja vaimennus pyöräkertojen ja telin välillä tapahtuu ainoastaan kitkan kautta. Vaunurungon ja telissä olevan telikeskiön välillä on puolipallon muotoinen kitkaliitos. Tämä lisäksi vaunu tukeutuu teliin joustavien sivuttaistukien avulla (Korkeamäki 2011). Telikeskiön ja vaunurungon välinen liitos on mallinnettu neljän kontaktipisteen avulla, eli vastaavasti kuin Ex-vaunulla.

Sp-vaunun malli on esitetty kuvissa 5.12 ja 5.13.



Kuva 5.12 Sp-vaunumallin telin rakenne.





Kuva 5.13 *Sp*-vaunun mallin rakennekuva. Telin rakenne on esitetty suurennettuna kuvan alalaidassa.

*Sp*-vaunun rakenteesta ja ensimmäisen vaiheen mallinnusratkaisuista on kerrottu tarkemmin Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä -julkaisusarjan osassa 14/2016, "Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus" (Loponen et al. 2016).



## 6 Verifiointimittaukset

Verifiointimittauksien mittausmenetelmänä päädyttiin käyttämään paikallaan suoritettavaa moodianalyysiä, jonka avulla saadaan selville vaunun ominaismuodot ja niitä vastaavat taajuudet ja vaimennukset. Näitä mittauksissa saatuja tietoja voidaan myöhemmin verrata Vampire-ohjelmistolla rakennettujen kalustomallien ominaismuotoihin, ja mallien verifiointi voidaan suorittaa mallin parametrien iteratiivisella muokkaamisella. Verifiointimittaukset suoritettiin ensimmäiseksi Ed-vaunulle, joka on 2-kerroksinen IC-vaunu. Tämän jälkeen mittaukset tehtiin 1-kerroksiselle IC-vaunulle (Ex-vaunu) sekä Sp-raakapuuvaunulle.

Vaunurungon ominaismuotojen nimitykset esitettiin luvun 2 kuvassa 2.3. Vaunun roll-värähtelymuodoissa värähtely tapahtuu edestakaisena kiertymisliikkeenä vaunun radansuuntaisen akselin ympäri kiertymispisteen ollessa joko vaunun ylälaidassa (upper center roll) tai alalaidassa (lower center roll). Yaw-värähtelymuodossa vaunu värähtelee pystyakselin ympäri tapahtuvalla edestakaisella värähtelyliikkeellä. Poikittaissuuntaisen akselin ympäri tapahtuvaa kiertymistä, eli ikään kuin vaunun nyökkäämistä, kutsutaan pitch-värähtelymuodoksi. Bounce-värähtelymuodossa vaunu värähtelee pystyakselin suuntaisesti ylös- ja alaspäin suuntautuvalla liikkeellä.

### 6.1 Ed-vaunun mittaukset

Verifiointimittaukset aloitettiin alkukesästä 2015 Ed-vaunulla, joka on 2-kerroksinen IC-vaunu (kuva 6.1). Vaunussa on primääri- ja sekundäärijousitus, ja telinä on ilmajousitettu TB201. Mittauksissa vaunu oli normaalissa ajokunnossa, joten ilmajouset olivat täynnä. Vaunussa ei ollut lastia.

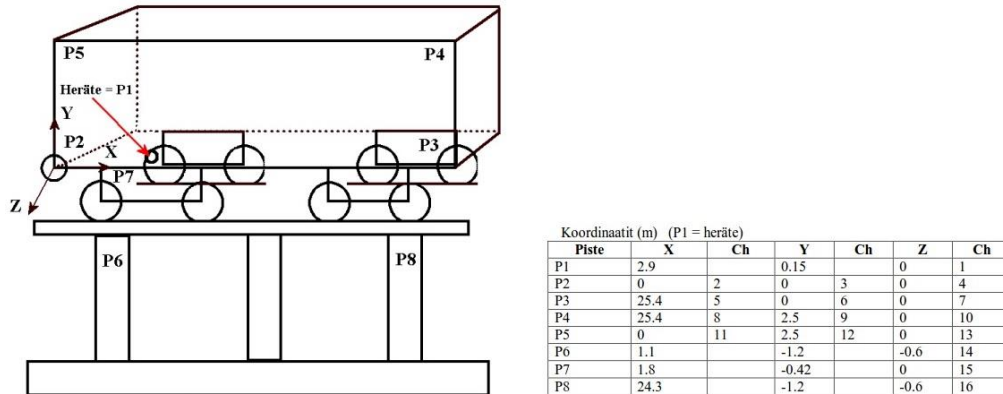


Kuva 6.1 Ed-vaunun verifiointimittaukset Ilmalan varikolla Helsingissä.

Verifiointimittauksissa suoritettiin moodianalyysi sekä vaunurungolle että telille. Mittaukset toteutettiin VR:n Ilmalan varikolla Helsingissä 9.-10.6.2015 välisenä yönä.

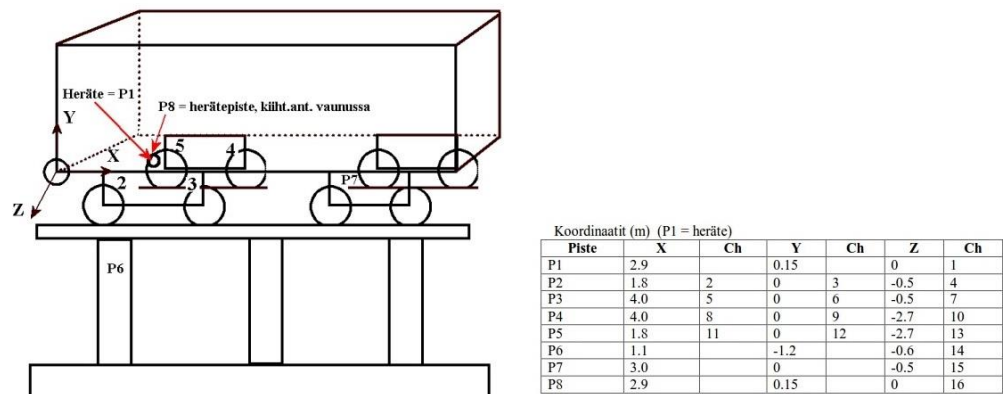
### 6.1.1 Mittausmenetelmät ja laitteistot

Vaunurungon ja telin värähtelymuodot herätettiin hydraulisella tärstimellä. Tärstimen voimaheräte kohdistettiin vaunurungon alaosaan keskellä olevaan nostotapin reikään, ja herätevoiman aiheuttamat vasteet mitattiin kiihtyvyyksinä ICP-kiihtyvyyssantureilla. Antureiden sijainnit vaunurungossa ja mittauksissa käytetty koordinaatisto on esitetty kuvassa 6.2.



Kuva 6.2 Antureiden sijoitus vaunurungossa Ed-vaunun moodianalyysimittauksissa.

Antureiden sijainnit telissä on esitetty kuvassa 6.3. Kuvissa 6.2 ja 6.3 on esitetty lisäksi voimaherätteen sijainti (P1).



Kuva 6.3 Antureiden sijoitus telissä Ed-vaunun moodianalyysimittauksissa.

Voimaherätteen vientiä varten nostotapin reikään tehtiin laippa ja nivelöity kiinnitys. Herätevoiman mittaamiseksi voiman vientiin kiinnitettiin venymäliuskatyyppinen voima-anturi. Ennen varsinaisia mittauksia mittauksissa käytettävälle voimalle haettiin sopivaa arvoa. Voimalle oli annettu raja-arvoksi noin 1000 N, jotta vaunu selviäisi varmasti mittauksista vahingoittumattomana. Tärstimen ohjauksessa käytettiin Keithley 3390 -signaaligeneraattoria ja mittalaitteena LMS Scadas 305 -analysointia. Analysointi suoritettiin LMS Test.Lab 11B -ohjelmistolla. Tärstin ja mittalaitteet on esitetty kuvissa 6.4–6.5.



Kuva 6.4 Hydraulinen täristin ja voima-anturi. Täristin kiinnitettiin silta-nosturin teräspylväeseen kiinnitysraudoilla (vas.). Herätevoima vietiin vaunurunkoon vaunurungon nostotapin kautta (oik.).



Kuva 6.5 Verifiointimittauksissa käytetyt mittalaitteet.

Täristintä ohjattiin signaaligeneraattorilla. Mittausjärjestely ei ollut takaisinkytketty, joten herätevoiman suuruus muuttui herätteen taajuuden noustessa. Mittauksissa käytetty heräte mitattiin voimana ja herätteen aiheuttama vaste kiihtyvyytenä. Heräte annettiin kaikissa mittauksissa samaan pisteeseen. Vaunun kori analysoitiin taajuuskaistalla 0,1 ... 5 Hz ja teli taajuuskaistalla 5 ... 25 Hz. Herätteenä käytettiin sinipyyhkäisyä.

Mittauksissa selvitettiin vaunurungon ja telin ominaistaajuudet ja niitä vastaavat vaimennukset. Analyysit suoritettiin kahdelle mittaukselle vaunun rungosta ja yhdelle mittaukselle vaunun telistä. Vaunurungon analyyseissä mittauspisteet olivat samat kummassakin mittauksessa. Ominaistaajuus- ja ominaismuotoanalyysit tehtiin LMS PolyMax -ohjelmistolla.

### 6.1.2 Mittausten tulokset

Mittaustulokset on esitetty kuvien 6.2 ja 6.3 mukaisessa koordinaatistossa: x-akseli on radansuuntainen, y-akseli pystysuuntainen ja z-akseli poikittaissuuntainen. Mittauksissa käytetyn koordinaatiston origo sijaitsi vaunurungon kulmassa.

Vaunurungolle tehtiin kaksi mittausta erilaisilla herätteen taajuuspyyhkäisyillä, joissa taajuutta kasvatettiin 0,1 Hz välein taajuusalueella 0,1 Hz ... 5 Hz. Toisella mittauskerralla herätteen taajuutta kasvatettiin alhaisilla taajuuksilla 0,1 Hz ... 3 Hz hitaammin kuin ensimmäisellä mittauksella. Mittauksissa selvitettyt vaunurungon ominaismuodot ja niitä vastaavat ominaistaajuudet sekä vaimennukset on esitetty taulukossa 6.1.

Junavaunun rakenne on hyvin epälineaarinen. Tämä vaikuttaa ominaisuotoanalyysissä siten, että kaikki ominaisuodot eivät ole kovin selkeitä.

Taulukko 6.1 Moodianalyysimenetelmällä mitatut Ed-vaunun ominaisuodot.

Tulokset mittauksesta 1			Tulokset mittauksesta 2		
taajuus (Hz)	vaimennus (%)	ominaismuodon kuvaus	taajuus (Hz)	vaimennus (%)	ominaismuodon kuvaus
0,816	11,97	Liike Z-suunnassa.	0,785	10,26	Liike Z-suunnassa.
			1,307	0,48	Epämääräinen. Betonitukien liikettä.
1,698	15,02	Kiertyminen Y-akselin ympäri. YAW-liike. Selkeä muoto.	1,602	14,23	Kiertyminen Y-akselin ympäri. YAW-liike. Selkeä muoto.
1,781	0,40	Yhdistetty Z-suuntainen liike ja kiertoliike Y-akselin ympäri. Z-translaatio + YAW.	1,797	2,19	Yhdistetty Z-suuntainen liike ja kiertoliike Y-akselin ympäri. Z-translaatio + YAW.
2,093	0,52	Vastaava kuin edellinen, mutta ei niin voimakas.	2,165	2,13	Epämääräinen.
			2,245	4,01	Epämääräinen.
			2,311	13,10	Epämääräinen.
2,504	0,51	Lähellä kiertymistä X-akselin ympäri. Epämääräinen muoto.			
3,394	4,78	Epämääräinen muoto.			
			3,480	9,58	Yhdistetty PITCH + lievä YAW-liike.
3,688	4,18	Liike Y-akselin suuntaan ja kiertoliike Z-akselin ympäri. Lähellä BOUNCE-liikettä.			
			3,816	1,06	Yhdistetty PITCH + lievä YAW-liike.
4,099	1,79	PITCH-liikkeen kaltainen muoto.			
			4,110	2,72	PITCH-liikkeen kaltainen muoto.
4,353	1,73	Yhdistetty PITCH- ja YAW-muoto.			
4,633	1,90	Kiertyy Z-akselin ympäri. PITCH-liike. Selkeä muoto.			

Telille tehtiin yksi mittaus, jossa taajuutta kasvatettiin 0,5 Hz välein taajuusalueella 5 Hz ... 25 Hz. Telin ominaismuodot ja niitä vastaavat ominaistajuuudet sekä vaimennukset on esitetty taulukossa 6.2.

*Taulukko 6.2 Verifiointimittauksissa moodianalyysimenetelmällä saadut telin ominaismuodot ja niitä vastaavat ominaistajuuudet sekä vaimennukset.*

Tulokset mittauksesta 1		
taajuus (Hz)	vaimennus (%)	ominaismuodon kuvaus
8,268	0,08	Kiertyminen X-akselin ympäri. Selkeä muoto.
8,973	1,74	Yhdistetty kiertyminen Z-akselin ympäri ja liike Z-suuntaan.
10,325	0,33	Yhdistetty kiertyminen X-akselin ympäri ja liike Y-suuntaan.
11,743	0,09	Yhdistetty kiertyminen Z-akselin ympäri ja liike Y-suuntaan.
12,573	0,75	Liike Y-suuntaan. Selkeä muoto.
13,231	0,72	Epämääräinen.
14,843	0,26	Yhdistetty kiertyminen X-akselin ympäri ja liike Y-suuntaan.
16,733	0,61	Kiertyminen X-Z-akselin suuntaan.
19,389	0,53	Kiertyminen Y-akselin ympäri.
20,181	0,15	Epämääräinen.
20,880	0,14	Kiertyminen Y-akselin ympäri.
21,135	0,5	Kiertyminen Y-akselin ympäri. Selkeä muoto.
22,548	0,82	Kiertyminen Z-X-akselin ympäri. Selkeä muoto.

Telin kaikissa ominaistajuuksissa vaimennuksen arvo on pieni. Tämä on oletettavaa, sillä kyseessä on jäykkä teräsrakenne, joka lepää teräksisten kiskojen päällä.

## 6.2 Ex –vaunun mittaukset

Verifiointimittaukset suoritettiin Ex-vaunun eli 1-kerroksisen IC-vaunun osalta 10.12.2015 Ilmalan varikolla (kuva 6.6). Ex-vaunussa on primääri- ja sekundäärijousitus, ja telinä on SIG-85.

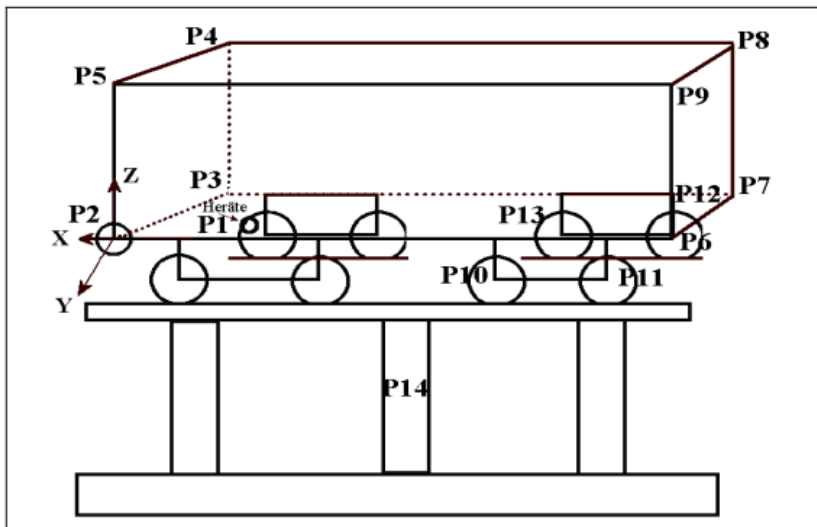


Kuva 6.6 Ex-vaunun moodianalyysimittaukset.

Verifiointimittaukset suoritettiin sekä vaunurungolle että telille. Mittauksissa vaunu oli normaalissa ajokunnossa ilman lastia.

### 6.2.1 Mittausmenetelmät ja laitteistot

Vaunurungon ja telin värähtelymuodot herätettiin hydraulisella tärstimellä samaan tapaan kuin Ed-vaunun kohdalla. Herätevoiman aiheuttamat vasteet mitattiin kiihtyvyyksinä ICP-kiihtyvyyssantureilla. Antureiden sijainnit ja mittauksissa käytetty koordinaatisto on esitetty kuvassa 6.7.



Kuva 6.7 Antureiden sijoitus Ex-vaunun moodianalyysimittauksissa.

Tärstimen voimaheräte kohdistettiin vaunurungon alaosaan keskellä olevaan nostotapin reikään vastaavalla tavalla kuin Ed-vaunun mittauksissa. Ex-vaunun ja Ed-vaunun nostotappien reiät ovat eri kokoisia, joten kiinnitys piti suunnitella Ex-vaunulle erikseen. Mittausmenetelmät, mittalaitteet ja analysoinnissa käytettävät ohjelmistot olivat samoja kuin Ed-vaunun mittauksissa.

Vaunurunko analysoitiin taajuuskaistalla 0,3 ... 6 Hz ja teli analysoitiin taajuuskaistalla 5 ... 25 Hz, perustuen alkuoletuksiin vaunun todennäköisistä ominaistaajuuksien kaistoista. Herätteenä käytettiin sinipyyhkäisyä, jonka taajuutta muutettiin 0,3 Hz askeleilla.

## 6.2.2 Mittausten tulokset

Vaunurungolle tehtiin yksi mittaus ja telille yksi mittaus. Mittauksissa selvitetty vaunurungon ominaismuodot ja niitä vastaavat taajuudet vaimennuksineen on esitetty taulukossa 6.3. Telin ominaismuodot on esitetty taulukossa 6.4.

*Taulukko 6.3 Ex-vaunun verifiointimittauksissa moodianalyysimenetelmällä saadut vaunurungon ominaismuodot ja niitä vastaavat ominaistaajuudet sekä vaimennukset.*

taajuus (Hz)	vaimennus (%)	ominaismuodon kuvaus
0,92	21,75	Lower center roll, keinuminen alapisteen ympäri, selkeä, myös Y-translaatiota
1,32	19,7	YAW muoto, kiertyminen Z-akselin ympäri, selkeä
1,8	1,5	PITCH muoto, keinuminen Y-akselin ympäri, selkeä
1,98	11,5	PITCH muoto, keinuminen Y-akselin ympäri, lisäksi Lower center roll
2,2	39,46	PITCH muoto, keinuminen Y-akselin ympäri, selkeä, mukana myös Bounce liike
2,4	2,99	Upper center roll, lievä
3,2	1,51	Elastinen muoto, kiertyminen X akselin ympäri
5,1	1,44	Upper center roll, keinuminen yläpisteen ympäri
5,4	0,85	Upper center roll, keinuminen yläpisteen ympäri, lievä
5,6	1,95	Upper center roll, keinuminen yläpisteen ympäri

Ex-vaunun tapauksessa kaikki ominaismuodot eivät myöskään ole selkeitä, ja yhdistyneitä kahden muodon taajuuksia löytyi myös analyysissä. Tämä johtuu junakaluston monista dynaamisista epälinearisuuksista.

*Taulukko 6.4 Ex-vaunun verifiointimittauksissa moodianalyysimenetelmällä saadut telin ominaismuodot ja niitä vastaavat ominaistaajuudet sekä vaimennukset.*

taajuus (Hz)	vaimennus (%)	ominaismuodon kuvaus
7,7	1,68	Keinunta X-akselin ympäri, selkeä
8,8	0,61	Translaatio X-akselin suuntaan, selkeä
12,7	1,32	Translaatio Y-akselin suuntaan, selkeä, myös keinumista X-akselin ympäri
18,6	1,68	YAW muoto, kiertyminen Z-akselin ympäri, selkeä
21,5	3,13	Bounce, lievä

Ed-vaunun tapaan myös Ex-vaunun telin ominaistaajuuksissa vaimennuksen arvo on pieni.



## 6.3 Sp-vaunun mittaukset

Verifiointimittaukset Sp-raakapuuvaunulle suoritettiin 24.–25.9.2015 VR:n Tampereen Viinikan varikolla (kuva 6.8). Mittauksissa tehtiin moodianalyysi junan tavara-vaunulle ja sen telille. Mittauksissa vaunu oli normaalissa ajokunnossa, ilman lastia. Analyysissä selvitettiin jäykän liikkeen ominaistaajuuksia ja vastaavat vaimennukset.



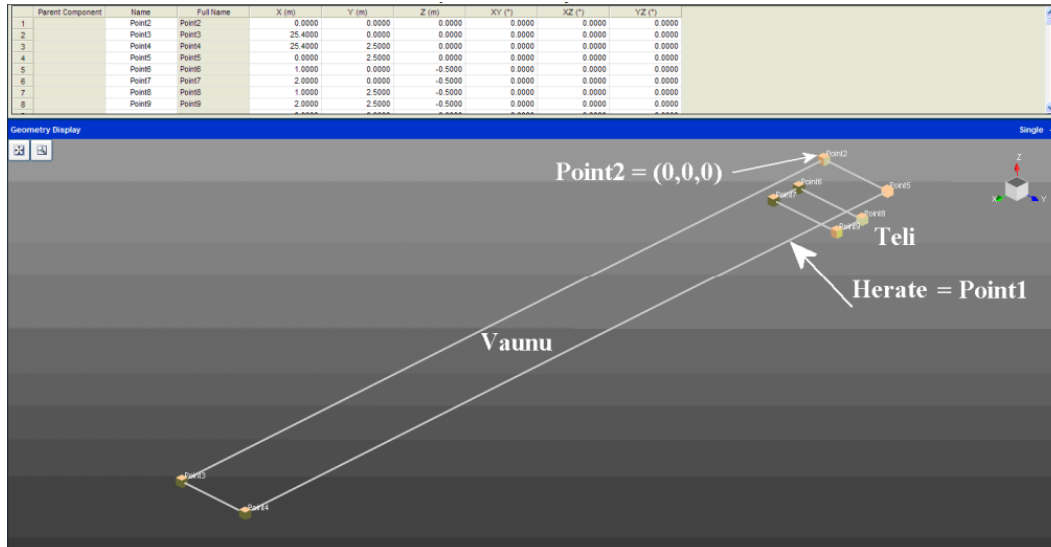
Kuva 6.8 Sp-raakapuuvaunu.

Sp-raakapuuvaunussa on K14-teli, joka kiinnittyy pyöräkertaan lehti- ja linkkijousituksen avulla. Jäykän liikkeen ominaistaajuuksilla vaimennus muodostuu lähinnä vaunun jousituksesta. Vaunun vaimennus koostuu jousituksen kitkavaimennuksesta.

### 6.3.1 Mittausmenetelmät ja laitteistot

Rakenne herätettiin sähköisellä tärstimellä kohdistamalla voimaheräte junanvaunussa olevaan laippaan. Herätevoima mitattiin voiman vientiin kiinnitetyllä venymäliuskatyyppisellä voima-anturilla. Mittalaitteet ja käytettävät ohjelmistot olivat samoja kuin Ed-vaunun mittauksissa, eli vasteet mitattiin jälleen ICP-kiihtyvyyssantureilla. Antureiden sijainnit on esitetty kuvassa 6.9.





Kuva 6.9 Antureiden sijoitus Sp-vaunun moodianalyysimitauksissa.

Täristin ja sen kiinnitys trukin sarviin on esitetty kuvassa 6.10. Kuvassa 6.10 näkyy myös vaunussa olevaan laippaan rakennettu nivelöity kiinnitys voiman viennille.



Kuva 6.10 Sähköinen täristin varressaan voima-anturi. Täristin kiinnitettiin trukin sarviin ja se oli liitetty vaunun pankon kumijoustimen kiinnitysreikään.

Täristintä ohjattiin signaaligeneraattorilla. Mittausjärjestely ei ollut takaisinkytketty, joten herätevoiman suuruus muuttui herätteen taajuuden noustessa. Heräte mitattiin voimana ja vaste kiihtyvyytenä. Mittaukset junarungolle suoritettiin taajuuskaistoilla 0,5 ... 10 Hz ja varmistukseksi vielä taajuuskaistalla 0,3 ... 3 Hz. Taajuuskaistalla 0,3 ... 3 Hz täristin tuettiin täristyssuunnassa tukevammin, jotta heräte saatiin suuremmaksi. Tulokset kaistalla 0,3 ... 3 Hz eivät eronneet tuloksista kaistalla 0,5 ... 10 Hz. Telin analysit suoritettiin kaistalla 0,5 ... 10 Hz.

### 6.3.2 Mittausten tulokset

Mittaustulosten koordinaatisto on kuvan 6.11 mukainen, eli vaunun pituussuunta vastaa x-akselia, pystysuunta z-akselia ja poikittaissuunta y-akselia.



Kuva 6.11 Sp-vaunun moodianalyysimittauksissa käytetty koordinaatisto.

Vaunurungolle tehtiin yksi mittaus ja telille yksi mittaus. Mittauksissa selvitetty vaunurungon ja telin ominaismuodot ja niitä vastaavat taajuudet vaimennuksiin on esitetty taulukoissa 6.5 ja 6.6.

Taulukko 6.5 Sp-raakapuuvaunun verifiointimittauksissa moodianalyysimenetelmällä saadut vaunurungon ominaismuodot ja niitä vastaavat ominaistaajuuksia sekä vaimennukset.

taajuus (Hz)	vaimennus (%)	ominaismuodon kuvaus
3,6	1,39	Translaatio Y-suunta, selkeä muoto
4,2	2,14	YAW muoto, keinuminen Z-akselin ympäri, selkeä muoto
4,6	1,73	YAW muoto, keinuminen Z-akselin ympäri, selkeä muoto
6,3	1,32	Twist liike X-Y tasossa, selkeä
6,6	0,64	BOUNCE muoto, liike Z-suuntaan, mukana myös twist liike
8,4	0,25	LOWER CENTER ROLL muoto, keinuminen X-akselin ympäri, selkeä muoto
9,5	1,24	PITCH muoto, keinuminen Y-akselin ympäri, selkeä muoto

*Taulukko 6.6 Sp-raakapuuvaunun verifiointimittauksissa moodianalyysimenetelmällä saadut telin ominaismuodot ja niitä vastaavat ominaistaajuudet sekä vaimennukset.*

<b>taajuus (Hz)</b>	<b>vaimennus (%)</b>	<b>ominaismuodon kuvaus</b>
3,6	1,09	Translaatio Y-suunta
4,2	0,99	Translaatio Y-suunta, keinunta Y-akselin ympäri
4,6	2,25	Keinuminen Z-akselin ympäri, lievä
6,3	0,57	Liike Y-akselin suuntaan
6,8	0,84	Translaatio X-suunnassa
7,3	2,37	Translaatio X-suunnassa
7,7	0,53	Kiertoliike Z-akselin ympäri (X ja Y akselien suuntainen liike)
8,4	0,52	Lievä keinuminen Y-akselin ympäri, myös X-akselin suuntainen liike
9,7	0,78	Keinuminen Y-akselin ympäri, myös X-translaatioliike

Sp-vaunun tapauksessa sekä telin että vaunurungon vaimennukset ovat pieniä, sillä erillisten vaimentimien sijaan vaimennus perustuu ainoastaan rakenteiden väliseen kitkaan. Vaunurungon taulukossa esiintyvä twist-liike ei ole jäykän kappaleen muoto, vaan edustaa rungon taipumisvärähtelyä. Siitä ei ole hyötyä vau-numallin verifiointin kannalta, sillä mallinnusohjelmalla on simuloitu vain jäykän kappaleen muotoja.

## 7 Kalustomallien verifiointiprosessi

Mallien verifiointi suoritetaan vertaamalla luvun 6 moodianalyysin mittaustuloksia vastaavien vaunujen malleilla saatuihin ominaismuotoanalyysin tuloksiin. Kalustomallien ominaismuodot saadaan selville suorittamalla malleille erillinen ominaismuotoanalyysi, joka kertoo mallien ominaistuuksia ja niitä vastaavat vaimennukset. Mallien parametreja muokataan tämän vertailun perusteella iteraatiivisesti, kunnes tulokset vastaavat riittävällä tarkkuudella toisiaan.

Malleissa voidaan käyttää lukuisia elementtejä kuvaamaan yksittäistä todellista elementtiä, sillä esimerkiksi jousilla on usein myös vaimennusominaisuuksia, joita malliin asetettu jousi ei luontaisesti sisällä. Myös epälineaaristen elementtien kuvaamiseen mallissa on monenlaisia vaihtoehtoisia tapoja. Esimerkiksi lehtijousitusessa jäykkyys riippuu amplitudista epälineaarisesti, ja lisäksi sillä on epälineaarisia vaimennusominaisuuksia. Epälineaaristen elementtien arvojen asettaminen voi olla hankalaa ja tulokset voivat vastata paremmin todellisuutta lineaarisilla elementeillä. Epälineaarisia elementtejä, kuten tässä tapauksessa lehtijousitusta, päädytäänkin usein kuvaamaan lineaarisilla elementeillä. Mallien verifiointissa käytettävä ominaismuotoanalyysi on lineaarinen analyysi, jossa mallin epälineaariset elementit eivät ole käytössä. Verifiointivaiheessa epälineaariset elementit täytyykin joka tapauksessa korvata malleissa lineaarisilla elementeillä. Sopivien epälineaaristen elementtejä kuvaavien lineaaristen parametrien valinta verifiointivaiheeseen on ensiarvoisen tärkeää. Ominaismuotoanalyysin valinta verifiointitavaksi johtaa siis väistämättä siihen, että malleissa olevia epälineaarisia elementtejä ei ole mahdollista verifioida. Malleihin jätetäänkin vain tarpeeksi luotettaviksi arvioituja epälineaarisia elementtejä, jotka on korvattu verifiointivaiheen ajaksi kyseistä elementtiä mahdollisimman hyvin kuvaavilla lineaarisilla elementeillä.

Kaikki todellisen vaunun elementtien ominaisuudet riippuvat sen kunnosta. Lisäksi myös mallinnusohjelmat antavat omat rajoitteensa elementtien kuvaamiseen. Näiden asioiden johdosta malleja saatetaan iteroida myös niiden elementtien osalta, joissa on saatu esimerkiksi vaunuvalmistajalta tarkat lähtöarvot. Iteroinnissa on kuitenkin koko ajan huomioitava, että parametrien pitää muokkauksen jälkeenkin säilyä realistisina. Mallinnustavan tai parametrin arvon muutoksia on syytä tehdä, jotta mittaus- ja simulointitulokset saadaan vastaamaan toisiaan paremmin. Muutosten pitää kuitenkin aina olla perusteltuja.

Alun perin kaikki TTY:llä rakennetut kalustomallit ovat vastanneet kuormattua tilannetta. Moodianalyysimittaukset tehtiin kuitenkin aina tyhjille vaunuille. Jotta simulointitilanne saatiin vastaamaan mittaustilannetta, kaikki mallit muutettiin aluksi taaramalleiksi, eli niiden massoista poistettiin kuorman osuus. Samalla myös muut massasta riippuvat parametrit muutettiin vastaamaan tyhjän vaunun tilannetta. Kun verifiointi on suoritettu tyhjille kalustomalleille, mallien jousitus- ja vaimennuselementtien voidaan olettaa riittävällä tasolla vastaavan oikeaa kalustoa ja mallit voidaan ottaa käyttöön erilaisiin simulointeihin myös kuormatussa tilanteessa.

Tämän luvun parametritaulukoissa on käytetty vastaavaa koordinaatistoa kuin mittauksissa: X-suunta kuvaa radansuuntaa, Y-suunta poikittaissuuntaa ja Z-suunta pystysuuntaa. Lisäksi kiertosuunnissa T-suunta kuvaa kiertymistä radansuuntaisen akselin ympäri, P-suunta kiertymistä poikittaissuuntaisen akselin ympäri ja W-suunta kiertymistä pystysuuntaisen akselin ympäri.

## 7.1 Ed-vaunun verifiointi

Projektissa verifioitiin ensimmäisenä Ed-vaunun malli, jossa on verifioitavista malleista eniten erilaisia elementtejä. Tämä tekee iteroinnista haastavaa, sillä taajuus- ja vaimennusarvojen parantamiseksi voi käyttää useita erilaisia keinoja. Toisaalta Ed-vaunun osalta lähtöarvot olivat parhaiten tiedossa jo etukäteen, joten oletuksena oli, että elementtien tai parametrien merkittävälle muuttamiselle ei välttämättä ole tarvetta.

Aiemmin luvun 6 taulukossa 6.1 lueteltiin mitatut ominaistaajuudet vaimennuksineen Ed-vaunulle kahdella eri mittauskerralla. Alla olevaan taulukkoon 7.1 on koottu ominaismuodoista keskimääräiset arvot, joita pidetään verifiointin tavoitteena.

Taulukko 7.1 Yhteenveto Ed-vaunun moodianalyysin mittaustuloksista.

Ominaismuodon kuvaus	Taajuus (Hz)	Vaimennus (%)
Lower center roll	0,801	11,12
Yaw	1,650	14,63
Bounce	3,688	4,18
Pitch	4,633	1,90

Ed-vaunu rakennettiin vaunuvalmistajalta saatujen tietojen pohjalta alun perin siten, että vaunu on kuormatussa tilanteessa. Moodianalyysimittauksissa vaunussa ei kuitenkaan ollut kuormaa, ja siksi Ed-vaunun malli muutettiin heti verifiointin alkuvaiheessa taaramalliksi eli vaunun massaan pohjautuvista parametreista poistettiin kuorman osuus. Tämän alustavan taaramallin ominaismuotoanalyysin tulokset on esitetty taulukossa 7.2. Taulukon 7.2 arvot toimivat lähtökohtana mallin verifiointille. Taulukossa 7.2 on esitetty myös mittausten sekä kalustomallien ominaismuotoanalyysin tulosten välinen erotus, jossa taajuuden yksikkö on hertsi (Hz) ja vaimennuksen prosenttiyksikkö (%-yksikkö). Mittaus- ja mallinnustulosten välistä eroa on pyritty havainnollistamaan värikoodilla. Värikoodit menevät siten, että vihreä tarkoittaa pientä erotusta ja erotuksen kasvaessa väri vaihtuu punaisemmaksi. Mittaus- ja mallinnustulosten ero ilmoitetaan aina erotuksen itseisarvona, eli erotuksen painoarvo on sama riippumatta siitä, kumpi arvoista on alun perin ollut isompi.

Taulukko 7.2 Alustavat Ed-vaunun mallin ominaismuotoanalyysin tulokset ennen verifiointia.

Ominaismuodon kuvaus	Mallinnettu taajuus (Hz)	Mitattu taajuus (Hz)	Ero taajuus (Hz)	Mallinnettu vaimennus (%)	Mitattu vaimennus (%)	Ero vaimennus (%-yksikkö)
Lower center roll	1.231	0.801	0.43	2.833	11.12	8.287
Yaw	6.812	1.65	5.212	43.239	14.63	28.609
Bounce	2.929	3.688	0.759	5.658	4.18	1.478
Pitch	3.537	4.633	1.096	6.862	1.9	4.962

Verifiointia edeltävän vaiheen taaramallilla tehdyssä ominaismuotoanalyysissä simulointitulokset erosivat mittaustuloksista eniten yaw-värähtelymuodon kohdalla. Yaw-värähtelymuodon osalta sekä kalustomallin ominaistajuus että sitä vastaava vaimennus poikkesivat selvästi mittaustuloksista. Tämän johdosta Ed-vaunun verifiointi aloitettiin muokkaamalla yaw-värähtelymuotoon vaikuttavia elementtejä siten, että värähtelymuoto saatiin ilmenemään mallissa todellisuutta paremmin vastaavalla taajuudella. Yaw-värähtelymuodon ominaistajuus saatiin laskettua lähemmäksi oikeaa muokkaamalla mallissa kallistuksenvakaajaa kuvaavaa elementtiä, joka yhdistää vaunun oikean ja vasemman puolen keinumisen estämiseksi. Tämä kallistuksenvakaajan parantaminen oli merkittävin malliin tehty muutos.

Malliin tehtiin lopulta mittaus- ja mallinnustuloksien eroavaisuuksien perusteella useita muitakin muutoksia, joiden myötä mallin arvoja pyrittiin saamaan paremmin todellisuutta vastaaviksi. Iteroinnissa taajuuksia painotettiin enemmän kuin vaimennuksia, eli tärkeimpänä pidettiin sitä, että mallin ominaistajuudet saatiin vastaamaan mahdollisimman hyvin mittaustuloksia.

Taulukossa 7.3 on esitetty kaikki Ed-vaunun mallin parametrit, joihin verifiointin aikana päädyttiin tekemään muutoksia. Parametrien arvot sisältävät Trans-technin luottamuksellisesti luovuttamaa tietoa, joten Ed-vaunun tapauksessa arvoja ei ole taulukoitu.

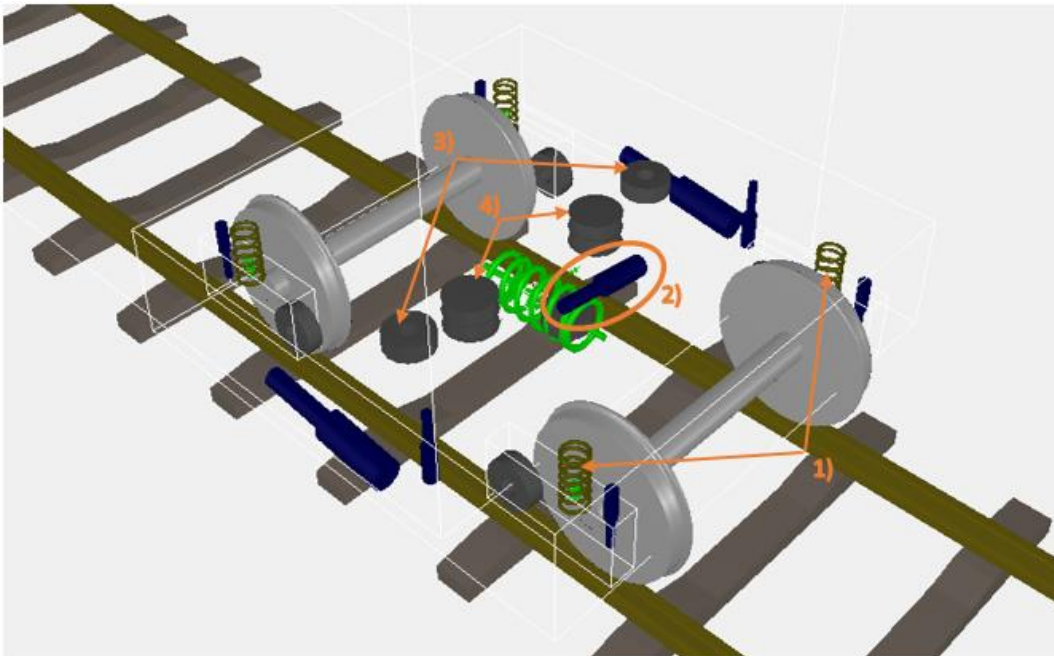
*Taulukko 7.3 Parametrit, joihin Ed-vaunun mallin verifiointin tehtiin muutoksia. Parametrien perässä olevat numeroinnit viittaavat kuvaan 7.1, jossa on esitetty muutetut elementit.*

Elementti	Parametri	Suunta	Yksikkö
<b>Primäärijousitus</b>	<i>Primäärijousitus</i> <sup>1)</sup>	X	MN/m
		Y	
<b>Yaw-värähtelyliikkeen vaimennin</b>	<i>Vaimentimen yhteyteen rinnan kytketty jousi</i> <sup>2)</sup>	X	MN/m
<b>Poikittaissuuntainen sekundäärivaimennin</b>	<i>Vaimentimen yhteyteen sarjaan kytketty jousi</i> <sup>2)</sup>	YZ	MN/m
	<i>Vaimentimen yhteyteen rinnan kytketty jousi</i> <sup>*)</sup>	YZ	
<b>Pystysuuntainen sekundäärivaimennin</b>	<i>Vaimentimen yhteyteen rinnan kytketty jousi</i> <sup>*)</sup>	Z	MN/m
<b>Ilmajousitus</b>	<i>Ilmajousitus</i> <sup>3)</sup>	X	MN/m
		Y	
		Z	
	<i>Ilmajousituksen vaimennus</i> <sup>3)</sup>	X	MN/m
		Y	
		Z	
		T	MNms/rad
		P	

<b>Kallistuksenvakaaja</b>	<i>Kallistuksenvakaajan jäykkyys <sup>**)</sup>4)</i>	X	MN/m
		Y	
		Z	
		T	MNm/rad
		P	
		W	
*) erillinen jousi jätetty pois			
**) arvot muutettu paremmin kallistuksenvakaajan toimintaa kuvaavaksi			

Suurimmat muutokset mallissa tehtiin erilaisten elementtien mallinnustapoihin. Esimerkiksi kallistuksenvakaajan kohdalla havaittiin, että erilainen mallinnustapa kuvasi kallistuksenvakaajan toimintaa realistisemmin, jolloin simulointitulokset saatiin paremmin vastaamaan mittaustuloksia. Useita vaimentimien yhteyteen rinnan kytkettyjä jousia jätettiin mallista pois, sillä verifiointivaiheessa huomattiin, että niiden osalta toisenlainen mallinnusratkaisu vastaa paremmin todellisuutta. Myös ilmajousituksen osalta mallin parametreja päädyttiin muokkaamaan iterointivaiheessa, sillä ilmajousitus vaikuttaa merkittävästi Ed-vaunun ominaisvärähtelyihin ja mittaustulokset puolsivat parametrien muuttamista.

Ed-vaunun malliin tehdyt muutokset on esitetty kuvassa 7.1. Kuvassa 7.1 olevat numerot viittaavat malliin tehtyihin muutoksiin, jotka on merkitty vastaavin numeroin taulukossa 7.3.



Kuva 7.1 Ed-vaunun telin malli. Verifiointissa tehdyt muutokset on esitetty numeroilla, joiden kuvaus on kerrottu taulukossa 7.3.



Ed-vaunun verifioidun mallin lopulliset tulokset ja vertailut todellisiin mittaustuloksiin on esitetty taulukossa 7.4. Värikoodit toimivat tässäkin yhteydessä samoin kuin taulukossa 7.2.

*Taulukko 7.4 Lopulliset Ed-vaunun mallin ominaisuotoanalyysin tulokset, niihin verrattavat mittaustulokset ja näiden väliset erotukset.*

Ominaisuodon kuvaus	Mallinnettu taajuus (Hz)	Mitattu taajuus (Hz)	Ero taajuus (Hz)	Mallinnettu vaimennus (%)	Mitattu vaimennus (%)	Ero vaimennus (%-yksikkö)
Lower center roll	0.687	0.801	0.114	3.9	11.12	7.22
Yaw	1.825	1.65	0.175	7.808	14.63	6.822
Bounce	2.564	3.688	1.124	4.382	4.18	0.202
Pitch	3.206	4.633	1.427	5.604	1.9	3.704

Taulukosta 7.4 huomataan, että Ed-vaunun mallin yaw-värähtelymuoto saatiin lopulta vastaamaan huomattavasti paremmin mittaustuloksia. Myös lower center roll – värähtelymuoto vastaa verifioidussa mallissa paremmin mittaustuloksia. Sen sijaan bounce- ja pitch-värähtelymuodot muuttuivat mallissa taajuuden osalta hieman huonompaan suuntaan. Vaimennuksien osalta näissäkin värähtelymuodoissa muutos oli kuitenkin parempaan suuntaan. Tämä kuvaa hyvin mallin parametrien iteroinnin luonnetta: toisten arvojen parantuessa toiset saattavat muuttua huonompaan suuntaan, ja lopullinen tulos on eräänlainen kompromissi. Ed-vaunun verifioidun mallin tapauksessa hyvään suuntaan tapahtuneet muutokset olivat kuitenkin selvästi merkittävämpiä kuin huonoon suuntaan tapahtuneet muutokset. Erityisesti yaw-värähtelymuodon saaminen lähemmäksi mittaustuloksia katsottiin tärkeäksi, sillä mittauksissa yaw-värähtelymuoto ilmeni hyvin selkeänä ja mittaustuloksia voidaan erityisesti sen osalta pitää luotettavana vertailukohtana.

## 7.2 Ex-vaunun verifiointi

Ex-vaunun malli on rakenteeltaan hieman yksinkertaisempi kuin Ed-vaunun malli ja siten muutettavia parametreja on verifiointissa vähemmän. Lähtötiedot eivät kuitenkaan Ex-vaunun mallin tapauksessa olleet yhtä hyvät kuin Ed-vaunulla, joten etukäteen arvioitiin, että parametrien arvoihin on mahdollista tulla verifiointin myötä melko suuriakin muutoksia. Taulukossa 6.3 on esitetty Ex-vaunun mallin mittaustulokset, joista valittiin verifiointin tavoitearvot. Tavoitearvot on esitetty taulukossa 7.5. Bounce-muodolle ei saatu mittauksissa selkeää tulosta, ja siksi mallin verifiointi muiden värähtelymuotojen osalta voidaan katsoa tärkeämmäksi.



Taulukko 7.5 Yhteenveto Ex-vaunun moodianalyysin mittaustuloksista.

Ominaismuodon kuvaus	Taajuus (Hz)	Vaimennus (%)
Lower center roll	0,92	21,78
Yaw	1,32	19,7
Pitch	1,98	11,5
Bounce	2,2	39,46
Upper center roll	2,4	2,99

Taulukossa 7.6 on esitetty Ex-vaunun alustavan mallin ominaismuotoanalyysitulokset verrattuna varsinaisiin mittaustuloksiin. Mittaus- ja mallinnustulosten välistä eroa on havainnollistettu jälleen värikoodeilla siten, että vihreä tarkoittaa pientä erotusta ja punainen suurta.

Taulukko 7.6 Alustavat Ex-vaunun mallin ominaismuotoanalyysitulokset ennen verifiointia, vertailu mitattuihin tuloksiin ja näiden erotus.

Ominaismuodon kuvaus	Mallinnettu taajuus (Hz)	Mitattu taajuus (Hz)	Ero taajuus (Hz)	Mallinnettu vaimennus (%)	Mitattu vaimennus (%)	Ero vaimennus (%-yksikkö)
Lower center roll	0.738	0.92	0.182	9.079	21.78	12.701
Yaw	5.445	1.32	4.125	37.589	19.7	17.889
Pitch	2.406	1.98	0.426	13.617	11.5	2.117
Bounce	2.097	2.2	0.103	11.791	39.46	27.669
Upper center roll	5.543	2.4	3.143	36.997	2.99	34.007

Ex-vaunussa lähtöarvot olivat taajuuksien osalta suhteellisen hyviä, lukuun ottamatta yaw- ja upper center roll -ominaismuotoja. Vaimennusprosentit olivat pääsääntöisesti huonoja. Verifiointissa keskityttiin siis etenkin vaimennuksien sekä yaw- ja upper center roll -ominaismuotoja vastaavien taajuuksien parantamiseen. Taulukossa 7.7 on esitetty ne Ex-vaunun parametrit, joihin verifiointin aikana kokeiltiin erilaisia arvoja.

Taulukko 7.7 *Ex-vaunun mallin elementit ja parametrit, joihin kokeiltiin tehdä verifiointissa muutoksia.*

<b>Elementti</b>	<b>Parametri</b>
<b>Primäärijousitus</b>	<i>Vaimennus</i> <ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>X, Y, Z</math></li> <li>• <math>T, P, W</math></li> </ul>
	<i>Jousitus</i> <ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>X, Y</math></li> </ul>
	<i>Jousi- ja vaimenninelementin kiinnityksen jäykkyys</i> <ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>Z</math></li> </ul>
<b>Telikeskiö</b>	<i>Jousitus</i> <ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>Y, Z</math></li> <li>• <math>T, P, W</math></li> </ul>
	<i>Vaimennus</i> <ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>X, Y, Z</math></li> <li>• <math>T, P</math></li> </ul>
<b>Telikeskiön X-Y-suuntainen kitkaelementti</b>	<i>Kitkatason jäykkyys</i>
	<i>Linearisessa analyysissä käytettävä kitkatason toimintaa vastaava vaimennin</i>
	<i>Kitkatason vaimennus</i>
<b>Telikeskiön reunan Y-suuntainen kitkaelementti</b>	<i>Kitkatason jäykkyys</i>
	<i>Linearisessa analyysissä käytettävä kitkatason toimintaa vastaava vaimennin</i>

Taulukossa 7.8 on esitetty kaikki muutokset, jotka lopulta iteroinnin jälkeen päätettiin tekemään Ex-vaunun malliin. Suurimmat muutokset poikittaissuuntaisen vaimentimen kallistuksen lisäksi liittyivät telikeskiön vaimennusarvoihin.

Taulukko 7.8 Ex-vaunun malliin tehdyt muutokset. Arvojen perässä olevat numeroinnit viittaavat kuvaan 7.2, jossa muutoselementit on ympyröity.

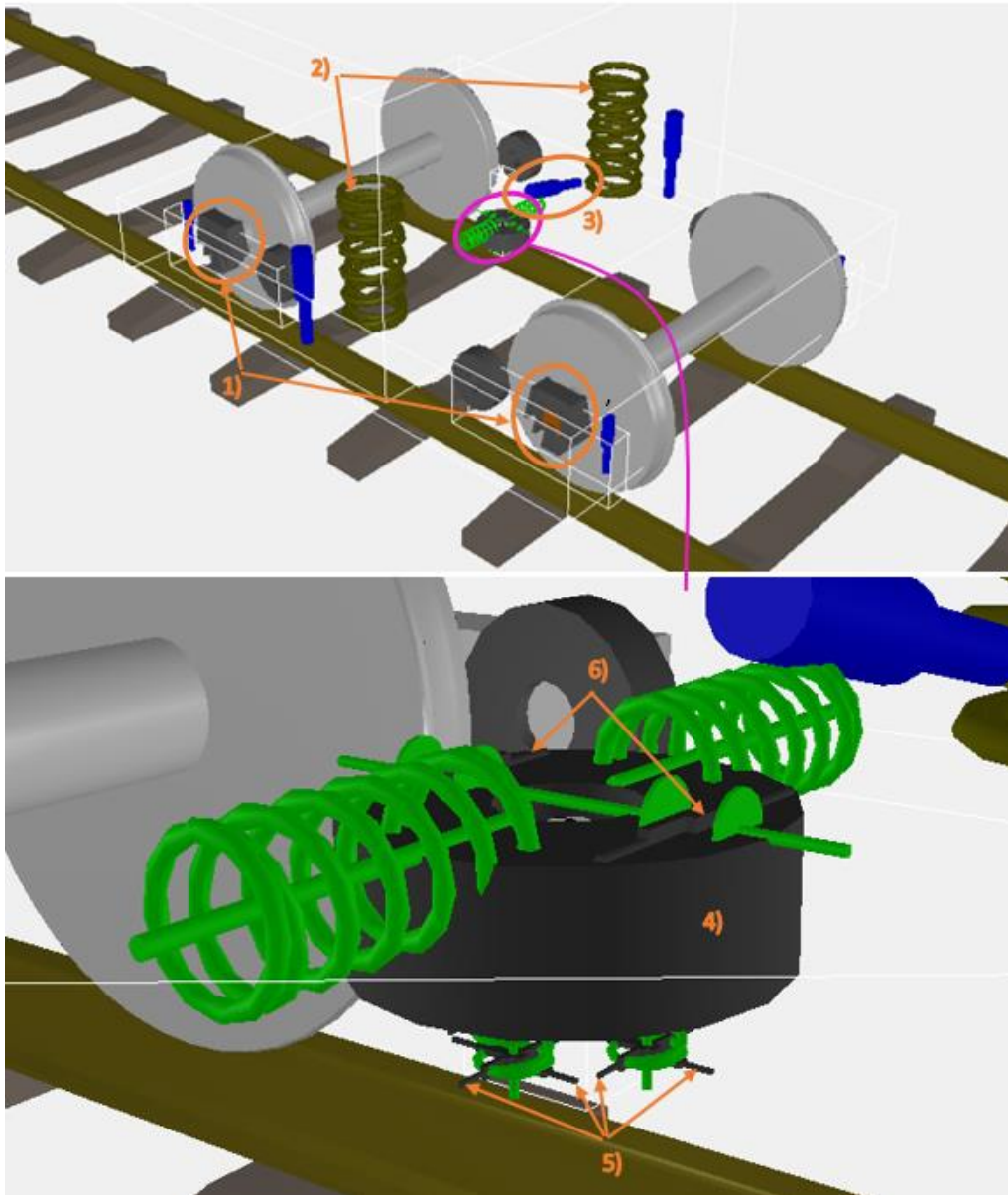
Elementti	Parametri	Suunta	Lähtöarvo	Lopullinen arvo	Yksikkö
<b>Primäärijousitus</b>	Vaimennus	T	0	0,2 <sup>1)</sup>	MNs/m
<b>Sekundääririjousitus</b>	Sisäjousen kätsisyys muutettu	Z	-	- <sup>2)</sup>	
	Poikittaissuuntainen vaimennin, sijainti	Z	0,7	0,65 <sup>3)</sup> 0,75	m
<b>Telikeskiö</b>	Jousitus	Y	0	1 <sup>4)</sup>	MN/m
	Vaimennus	Y	0,096	0,009 <sup>4)</sup>	MNs/m
		P	0,063	0,013 <sup>4)</sup>	
<b>Telikeskiön X-Y-suuntaisen kitkaelementti</b>	Lineaarisessa analyysissä käytettävä kitkatason toimintaa vastaava vaimennin		0,01	0,001 <sup>5)</sup>	MNs/m
<b>Telikeskiön reunan Y-suuntaisen kitkaelementti</b>	Lineaarisessa analyysissä käytettävä kitkatason toimintaa vastaava vaimennin		0,01	0,001 <sup>6)</sup>	MNs/m

Merkittävin muutos Ex-vaunun osalta oli sekundääririjousituksen poikittaisen vaimentimen muuttaminen kallistetuksi, jolloin sen Z-suuntaiset koordinaatit olivat 0,65 ja 0,75 metriä. Muutos tehtiin telin piirustusten perusteella, missä vaimennin oli selvästi kallistettu. Vaimentimen kallistus arvioitiin piirustuksissa olevien mittojen mukaan. Muutoksen jälkeen vaimennin vaikuttaa Y-suunnan lisäksi myös Z-suuntaan.

Alustavassa mallissa upper center roll -ominaismuoto esiintyi taajuudella 5,5 Hz. Kyseisellä ominaisuudella oli kuitenkin suuri vaimennusprosentti, joka ei ollut vertailukelpoinen varsinaisiin mittaustuloksiin, eikä se reagoanut juurikaan malliin tehtyihin muutoksiin. Telikeskiöön ja sen kitkaelementteihin tehtyjen muutosten myötä mallin ominaisuudanalyysissä ilmeni kuitenkin uusi upper center roll -muoto, jonka vaimennusprosenttikin saatiin mukautumaan varsinaisiin mittaustuloksiin. Telikeskiön XY-suuntaisiin (4 kpl) ja telikeskiön reunan Y-suuntaisiin (2 kpl) kitkaelementteihin lisättiin lineaarisessa analyysissä käytettävät kitkatason toimintaa vastaavat vaimennusarvot. Tämän seurauksena ominaisuudanalyysiin saatiin täysin uusi yaw-muoto, joka vastasi hyvin varsinaisia mittaustuloksia.

Ex-vaunun mallin primääririjousitusten arvot tiedettiin suhteellisen varmoiksi. Primääririjousituksen jousikokonaisuudelle lisättiin kuitenkin vaimennusarvo, joka vaikutti ominaisuudoihin Z-suunnassa.

Ex-vaunun malliin tehdyt muutokset on esitetty numeroituina kuvassa 7.2. Numerot viittaavat taulukkoon 7.8, jossa on esitetty vastaavien elementtien parametritiedot.



Kuva 7.2 Ylempänä kuvassa esitettynä Ex-vaunun SIG-85-telin malli, johon kohdistetut muutokset numeroituna. Alempana on telikeskiö läheltä katsottuna. Elementtien tiedot löytyvät taulukosta 7.8 vastaavan numeroinnin mukaan.

Ex-vaunun mallin ominaismuotoanalyysitulokset tehtyjen muutosten jälkeen ja vertailtuna varsinaisiin mittaustuloksiin on esitetty taulukossa 7.9. Bounce- ja pitch- ominaisvärähtelymuotojen suhteen verifiointissa muodostui ristiriita erityisesti vaimennusprosenttien osalta. Toisen ominaismuodon tulosten muuttuessa paremmaksi, toisen tulokset muuttuivat puolestaan huonommiksi. Pitch-ominaismuoto päätettiin priorisoida bounce-muodon edelle, sillä mittauksissa ei havaittu lainkaan puhdasta bounce-muotoa. Mittauksissa oli havaittu pitch-muoto, jossa oli mukana bounce-ominaismuoto. Lisäksi pitch-ominaismuodon taajuudella oli mittauksissa havaittavissa myös lievä lower center roll, joka havaittiin myös mallin ominaismuotoanalyysissä.

*Taulukko 7.9 Lopulliset Ex-vaunun mallin ominaismuotoanalyysin tulokset sekä niihin verrattavat mittaustulokset.*

Ominaismuodon kuvaus	Mallinnettu taajuus (Hz)	Mittattu taajuus (Hz)	Ero taajuus (Hz)	Mallinnettu vaimennus (%)	Mitattu vaimennus (%)	Ero vaimennus (%-yksikkö)
Lower center roll	0.806	0.92	0.114	17.643	21.78	4.137
Yaw	2.059	1.32	0.739	13.06	19.7	6.64
Pitch	2.406	1.98	0.426	13.519	11.5	2.019
Bounce	2.097	2.2	0.103	11.792	39.46	27.668
Upper center roll	2.185	2.4	0.215	14.441	2.99	11.451

Taajuudet saatiin iteroimalla hyvin lähelle tavoitearvoja. Alun perin melko kaukana olleet yaw- ja upper center roll- taajuudet vastaavat verifioidussa mallissa selvästi paremmin mittaustuloksia. Myös vaimennusprosentit saatiin bounce-muotoa lukuun ottamatta vastaamaan kohtuullisen hyvin mittaustuloksia. Bounce-muoto ei mittauksissa ilmennyt omana selkeänä muotonaan, ja siksi mallin verifiointissa muut värähtelymuodot oli perusteltua priorisoida bounce-muodon edelle.

### 7.3 Sp-vaunun verifiointi

Sp-vaunu on tavaravaunun rakenteeltaan hyvin erityyppinen kuin aiemmat IC-matkustajavaunujen mallit. Sp-vaunu on yksinkertaisempi, mutta siinä on toisaalta mallinnuksen kannalta haasteelliset lehti- ja linkkijousitukset. Lisäksi tavaravaunussa on paljon kitkaan perustuvia elementtejä, jotka eivät pääse esille mallin ominaismuotoanalyysissä. Tämä täytyy ottaa erityisen tarkkaan huomioon ominaismuotoanalyysiin perustuvassa verifiointissa.

Sp-vaunulle saadut mittaustulokset löytyvät taulukosta 6.5. Näistä tuloksista valittiin tavoitearvot ominaismuodoille, jotka on esitetty taulukossa 7.10.

Taulukko 7.10 Yhteenveto Sp-vaunun moodianalyysin mittaustuloksista.

Ominaisuuden kuvaus	Taajuus (Hz)	Vaimennus (%)
Yaw	4,2	2,14
Bounce	6,6	0,64
Lower center roll	8,4	0,25
Pitch	9,5	1,24

Alustavan Sp-vaunun mallin tulokset on esitetty taulukossa 7.11. Varsinaisiin mittaustuloksiin vertailtuna mallin ominaisuotoanalyysissä saadut taajuudet jäivät yaw-muotoa lukuun ottamatta pääsääntöisesti liian pieniksi. Tämän perusteella pääteltiin, että taajuuksien kasvattamiseksi jäykkyyksiä tulisi nostaa. Vaimennukset olivat hyviä bounce- ja pitch-muotojen osalta, mutta erittäin kaukana yaw-muodon osalta.

Taulukko 7.11 Alustavat Sp-vaunun mallin ominaisuotoanalyysitulokset ennen verifiointia.

Ominaisuuden kuvaus	Mallinnettu taajuus (Hz)	Mitattu taajuus (Hz)	Ero taajuus (Hz)	Mallinnettu vaimennus (%)	Mitattu vaimennus (%)	Ero vaimennus (%-yksikkö)
Yaw	7.779	4.2	3.579	73.798	2.14	71.658
Bounce	4.388	6.6	2.212	1.745	0.64	1.105
Lower center roll	5.138	8.4	3.262	12.704	0.25	12.454
Pitch	7.75	9.5	1.75	2.071	1.24	0.831

Yaw-muodon osalta ratkaisevana tekijänä oli lehtijousen Y-suuntaiseen vaimentimeen kohdistetut muutokset. Tämän avulla saatiin ominaisuotoanalyysiin uusi yaw-muoto, joka vastasi sekä taajuudeltaan että vaimennukseltaan mittausten mukaisia arvoja. Taajuus jäi jopa mittausarvoja pienemmiksi, mikä tuki ajatusta jäykkyyksien nostamisesta.

Malliin lisättiin lehtijousien yhteyteen kaksi uutta elementtiä, radansuuntainen vaimennin ja toinen pystysuuntainen jäykkyyselementti. Ensimmäinen lisättiin sen vuoksi, että ominaisuotoanalyysissä löytyi kaksi radan suuntaisesti värähtelevää ominaisuotoa. Näiden ominaisuotojen vaimennusprosentit olivat nolliä, mikä ei käytännössä ole mahdollista. Vaimentimen lisäämisellä ei juurikaan ollut merkitystä tarkasteltavien ominaisuotojen kannalta, mutta nollavaimennuksien poistaminen koettiin kuitenkin tarpeenmukaiseksi. Lähtötilannetta tarkasteltaessa huomattiin, että Z-suunnassa jäykkyyttä tarvitaan lisää taajuuksien nostamiseksi. Tästä syystä malliin lisättiin ylimääräiset pystysuuntaiset jäykkyyselementit primäärijousitukseen.

Muita muutoksia kohdistettiin primäärijousituksen vaimennukseen sekä mallissa pyöräkerran keskellä olevaan, poikittaissuuntaiseen jäykkyyselementtiin. Sp-vaunuun kokeillut ja tehdyt muutokset on esitetty taulukossa 7.12.

*Taulukko 7.12 Sp-vaunun malliin kokeillut ja tehdyt muutokset. Arvojen perässä olevat numeroinnit viittaavat kuvaan 7.3, jossa muutetut elementit on esitetty ympyröitynä.*

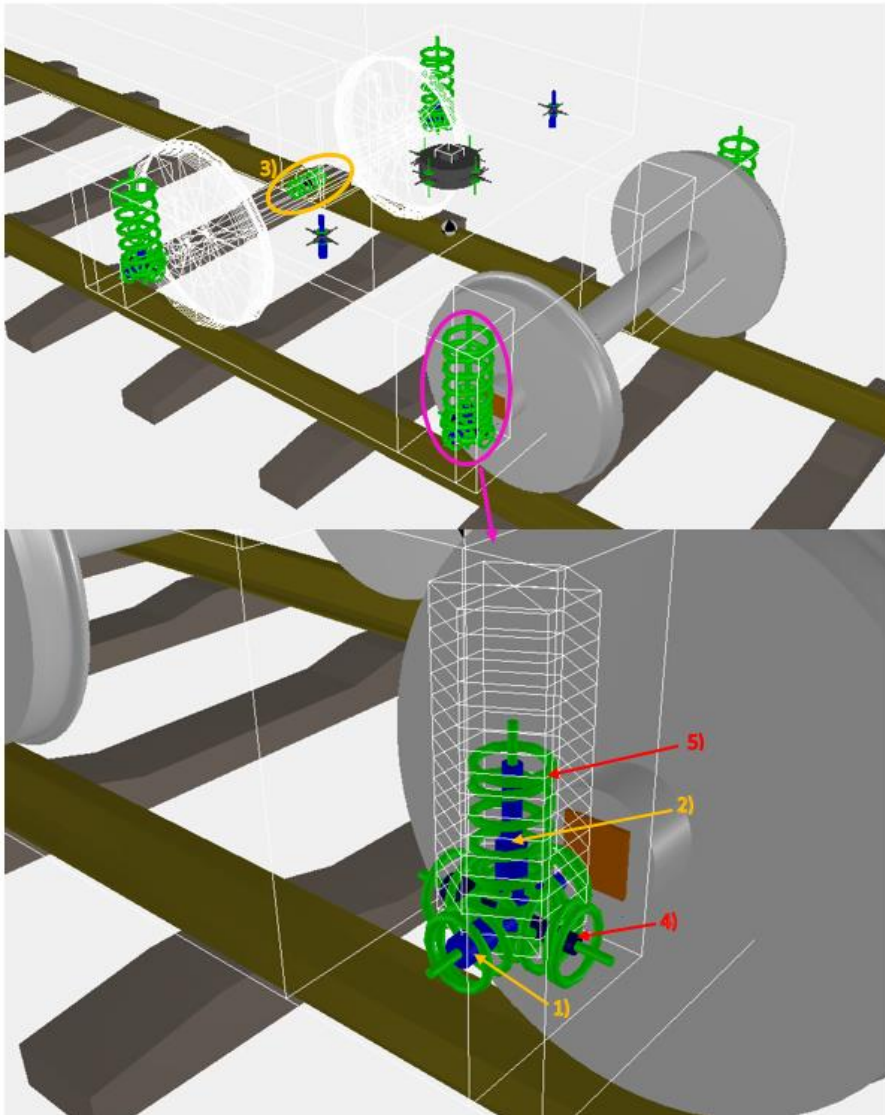
<b>Elementti</b>	<b>Lähtöarvo</b>	<b>Lopullinen arvo</b>	<b>Yksikkö</b>
Primäärijousituksen poikittaissuuntainen vaimennus	0,133	0,001 <sup>1)</sup>	MNs/m
Primäärijousituksen pystysuuntainen vaimennus	0,002	0,0005 <sup>2)</sup>	MNs/m
Poikittaissuuntainen jäykkyys pyöräkerran keskellä	0,4	1,2 <sup>3)</sup>	MN/m
Sivutuen pystysuuntainen vaimennus	0,1085	0,1085	MNs/m
Primäärijousituksen pystysuuntainen jäykkyys	Epälineaarinen	Epälineaarinen	
Primäärijousituksen poikittaissuuntainen jäykkyys	60	60	MN/m
Primäärijousituksen radansuuntainen jäykkyys	1	1	MN/m

Taulukossa 7.13 on esitettyinä Sp-vaunun uudet elementit ja niiden arvot. Radansuuntaisille vaimentimille määrätty arvo valittiin muiden primäärijousituksen vaimentimien alkuperäisten arvojen perusteella. Primäärijousituksen pystysuuntaiselle jäykkyys-elementille puolestaan arvo iteroitiin kokeilemalla.

*Taulukko 7.13 Sp-vaunun malliin lisätyt elementit. Arvojen perässä olevat numeroinnit viittaavat kuvaan 7.3, jossa on esitetty lisättyjen elementtien sijainnit mallissa.*

<b>Elementti</b>	<b>Arvo</b>	<b>Yksikkö</b>
Primäärinen radansuuntainen vaimennus	0,001 <sup>4)</sup>	MNs/m
Primäärijousituksen pystysuuntainen jäykkyys	2,2 <sup>5)</sup>	MN/m

Muutokset on esitetty numeroituina kuvassa 7.3. Kuvassa 7.3 punaisella värillä merkitty muutos tarkoittaa lisättyä elementtiä ja keltaisella merkitty tarkoittaa, että alkuperäisen elementin parametriarvoja on muutettu. Kuvan 7.3 ylemmässä osiossa on piilotettuna toinen pyöräkerta ja alemmassa primäärijousituksen alkuperäinen jäykkyys-elementti.



*Kuva 7.3 Kuvassa ylempänä Sp-vaunun K14-teliä kuvaava malli, johon on merkitty muutokset. Alempana primäärijousitus läheltä katsottuna. Elementtien selvennykset löytyvät taulukoista 7.12 ja 7.13 vastaavan numeroinnin mukaan.*

Verifioidun Sp-vaunun mallin tulokset ovat nähtävissä taulukossa 7.14. Sp-vaunun osalta verifiointissa päästiin lähelle mittauksissa saatuja tavoitearvoja. Yaw-muotoa on taulukossa verrattu mittauksissa 4.2 Hz taajuudella ilmenneeseen ominaismuotoon. Mittauksissa havaittiin myös toinen yaw-muoto, jonka taajuus oli 4.6 Hz ja vaimennus 1.73%. Verifiointissa yaw-muodolle saatuja tuloksia voitaisiin verrata myös tähän mittaustulokseen.



Taulukko 7.14 Lopulliset Sp-vaunun mallin ominaisuotoanalyysin tulokset sekä niihin verrattavat mittaustulokset.

Ominaismuodon kuvaus	Mallinnettu taajuus (Hz)	Mittattu taajuus (Hz)	Ero taajuus (Hz)	Mallinnettu vaimennus (%)	Mittattu vaimennus (%)	Ero vaimennus (%-yksikkö)
Yaw	2.909	4.2	1.291	2.162	2.14	0.022
Bounce	6.576	6.6	0.024	0.589	0.64	0.051
Lower center roll	8.413	8.4	0.013	18.918	0.25	18.668
Pitch	7.122	9.5	2.378	0.761	1.24	0.479

Mallin yaw- ja bounce-muodot saatiin vastaamaan mittaustuloksia hyvin sekä taajuuden että vaimennuksen osalta. Lower center roll -muodossa taajuus vastaa mittaustuloksia erittäin hyvin, mutta vaimennus huonosti. Tässä yhteydessä taajuuksien hyviä arvoja priorisoitiin jonkin verran vaimennuksen kustannuksella. Mallin lower center roll -värähtelymuodon vaimennusta ei saatu yrityksistä huolimatta vastaamaan mittaustuloksia, sillä aina vaimennustuloksen vähänkin parantuessa useampi taajuustulos muuttui huonompaan suuntaan. Pitch-värähtelymuodon taajuuden osalta tulokset menivät hieman huonompaan suuntaan, mutta vaimennuksen osalta toisaalta parempaan suuntaan. Kaiken kaikkiaan tulokset paranivat verifiointin myötä kuitenkin merkittävästi.

## 8 Verifioidut kalustomallit

Kalustomallit verifioitiin oikealle kalustolle tehtyjen moodianalyysimittauksien avulla. Mittauksissa saatiin selville kalustojen ominaistuuksia ja vaimennukset, joita verrattiin kalustomalleilla saatuihin arvoihin. Tämän jälkeen kalustomallien parametreja muutettiin siten, että mallien käyttäytyminen saatiin vastaamaan paremmin oikean kaluston käyttäytymistä. Mallien parametreja vaihdeltiin sellaisella välillä, joka arvioitiin realistiseksi. Joissakin tapauksissa yksittäisen elementin mallinnustapaa saatettiin kokonaan muuttaa, mikäli toisen mallinnustavan koettiin mittaustuloksien perusteella soveltuvan malliin paremmin.

Tässä luvussa on esitetty tämän projektin aikana verifioitujen kalustomallien parametritiedot. Mallien perustiedot ja rakennekuvat esitettiin jo aiemmin luvussa 5, ja luvussa 7 käytiin läpi malleihin verifioinnin aikana tehdyt muutokset. Parametrit on esitetty koordinaatistossa, jossa X-suunta on radansuunta, Y-suunta poikittaissuunta ja Z-suunta pystysuunta. Kiertosuunnissa T kuvaa radansuuntaisen akselin ympäri tapahtuvaa kiertymistä, P poikittaissuuntaisen akselin ympäri tapahtuvaa kiertymistä ja W pystysuuntaisen akselin ympäri tapahtuvaa kiertymistä.

### 8.1 Ed-vaunun verifioitu malli

Ed-vaunun malliin tehtiin verifioinnissa useita muutoksia, joista pääosa liittyi ilmajousitukseen tai kallistuksenvakajaan. Mallin massa- ja sijaintitietoihin ei tehty verifioinnin aikana muutoksia, sillä nämä parametrit olivat hyvin tiedossa, eikä niitä ollut syytä muuttaa. Taulukossa 8.1 on esitetty Ed-vaunun verifioidun mallin massa- ja sijaintitiedot.

Taulukko 8.1 Ed-vaunun mallissa käytetyt massa- ja sijaintitiedot.

Parametri	Arvo	
<b>Vaunu</b>	Massa	39,2 Mg
	Hitausmomentti x-akselin suhteen	121,9 Mgm <sup>2</sup>
	Hitausmomentti y-akselin suhteen	2364,4 Mgm <sup>2</sup>
	Hitausmomentti z-akselin suhteen	2309,3 Mgm <sup>2</sup>
	Sijainti (x,y,h)	-0,096 m; 0,002 m; 2,388 m
<b>Teli</b>	Massa	2980 kg
	Hitausmomentti x-akselin suhteen	2,03 Mgm <sup>2</sup>
	Hitausmomentti y-akselin suhteen	1,87 Mgm <sup>2</sup>
	Hitausmomentti z-akselin suhteen	3,9 Mgm <sup>2</sup>
	Sijainti (x,y,h)	±9,904 m; 0 m; 0,539 m
<b>Pyöräkerta</b>	Massa	1460 kg
	Hitausmomentti x-akselin suhteen	0,6 Mgm <sup>2</sup>
	Hitausmomentti y-akselin suhteen	0,073 Mgm <sup>2</sup>
	Hitausmomentti z-akselin suhteen	0,6 Mgm <sup>2</sup>
	Sijainti (x,y,h)	±8,65 m/±11,15 m; 0 m; 0,46 m
	Pyörän halkaisija	920 mm

Ed-vaunun verifioidun mallin jousitus- ja vaimennusparametrit sisältävät Transtechilta saatua luottamuksellista tietoa, joten Ed-vaunun osalta parametrien arvoja ei esitetä tässä raportissa.

Ed-vaunun verifioitu malli on kuormaamaton, eli mukana ei ole matkustajien tuomaa painoa. Kun mallia hyödynnetään myöhemmin erilaisissa ajosimulaatioissa, matkustajien tuoma lisäpaino otetaan huomioon ja massatietoja päivitetään vastaamaan kuormattua tilannetta.

## 8.2 Ex-vaunun verifioitu malli

Ex-vaunun mallin verifiointinissa tehdyt muutokset kohdistuivat pääsääntöisesti parametrien arvojen muutoksiin. Parametrien iterointi perustui mittaus- ja mallinnustulosten vertailuun. Taulukossa 8.2 on esitetty verifioidun Ex-vaunun parametritiedot.

Taulukko 8.2 Ex-vaunun verifioidun mallin parametritarvot.

Parametri	Arvo		
<b>Massa- ja sijaintitiedot</b>	Vaunu	Massa	28540 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	66,8 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	1664,6 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	1645,4 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	0 m; 0 m; 1,8 m
	Teli	Massa	6380 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	4,2 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	3,6 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	7,48 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	±9,5m; 0m; 0,6 m
	Pyöräkerta	Massa	1300 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	0,80 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	0,03 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	0,80 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	±8,25 m/±10,75 m; 0 m; 0,46 m
	Pyörän halkaisija	920 mm	
<b>Jousitus- ja vaimennustiedot</b>	Pyöräkerän ja telin välinen primäärijousitus	Pystysuuntainen jäykkyys	0,92 MN/m
		Radansuuntainen jäykkyys	31,4 MN/m
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	3,88 MN/m
		Pystysuuntainen vaimennus	0,004 MNs/m
		Radansuuntainen vaimennus	0,015 MNs/m
		Poikittaissuuntainen vaimennus	0,002 MNs/m
		Kierto radansuuntaisen akselin ympäri, vaimennus	0,02 MNs/m
		Pystysuuntainen vaimennin	0,005 MNs/m
		Telin ja vaunurungon välinen sekundäärijousitus	Pystysuuntainen jäykkyys
	Pystysuuntainen vaimennus		0,0125 MNs/m
	Poikittaissuuntainen vaimennus		0,02 MNs/m
	Telikeskiö	Pystysuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa vaunurungon nousun ylöspäin mutta ei alaspäin
		Radansuuntainen jäykkyys	5 MN/m
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	1 MN/m
		Kitkataso xy-tasossa (4 kpl)	μ=0.2 F <sub>stat</sub> =56,4 kN <i>Lineaarisisä analyysissä käytettävä kitkatason toimintaa vastaava vaimennin:</i> 0,001 MNs/m
		Vaimennus	X=Y=Z=0,096 MNs/m T=0,013 MNms/rad P=W=0,063 MNms/rad
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa pienen siirtymän
	Telikeskiön reunus	Radansuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, estää liikkeen reunan suuntaan
		Poikittaissuuntainen kitkavaimennus (2 kpl)	μ=0.35 F <sub>stat</sub> =1 kN <i>Lineaarisisä analyysissä käytettävä kitkatason toimintaa vastaava vaimennin:</i> 0,001 MNs/m

Myös Ex-vaunun malliin päivitetään matkustajien tuoma lisäpaino tulevia ajo-simulaatioita varten. Mallissa muutetaan kaikkien massasta riippuvien elementtien arvot vastaamaan kuormitettua tilannetta.

## 8.3 Sp-vaunun verifioitu malli

Sp-vaunuun tehdyt muutokset kohdistuivat pääsääntöisesti vaimennuselementteihin. Taulukossa 8.3 on esitetty verifioidun Sp-vaunun parametritiedot.

Taulukko 8.3 Sp-vaunun verifioidun mallin parametritiedot.

Parametri	Arvo		
<b>Massa- ja sijaintitiedot</b>	Vaunu	Massa	6188 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	5,3 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	218,9 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	224,0 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	0 m, 0 m, 2,046 m
	Teli	Massa	5100 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	3,36Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti y-akselin suhteen	2,88 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	5,98 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	±7,5 m; 0 m; 0,53 m
	Pyöräkerta	Massa	1228 kg
		Hitausmomentti x-akselin suhteen	0,76 Mgm <sup>2</sup>
		Hitausmomentti z-akselin suhteen	0,76 Mgm <sup>2</sup>
		Sijainti (x,y,h)	±6,5 m/±8,5 m; 0 m; 0,46 m
		Pyörän halkaisija	920 mm
<b>Jousitus- ja vaimennustiedot</b>	Pyöräkerran ja telin välinen primäärijousitus	Pystysuuntainen jäykkyys	1,617 MN/m
		Ylimääräinen pystysuuntainen jäykkyuselementti	2,2 MN/m
		Radansuuntainen jäykkyys	60 MN/m, vällys 6 mm
		Poikittaissuuntainen jäykkyys	60 MN/m, vällys 20 mm
		Poikittaissuuntainen jäykkyys pyöräkerran keskellä	1,2 MN/m
		Pystysuuntainen vaimennus	0,0005 MNs/m
		Poikittaissuuntainen vaimennus	0,001 MNs/m
		Radansuuntainen vaimennus	0,001 MNs/m
		Telikeskiö	Pystysuuntainen jäykkyys
	Radansuuntainen jäykkyys		5 MN/m
	Poikittaissuuntainen jäykkyys		40 MN/m
	Kitkataso xy-tasossa (4 kpl)		$\mu=0,2$ ; $F_{stat}=72,94$ kN
	Vaimennus X, Y, Z-suunnissa		0,109 MNs/m
	Vaimennus T-suunnassa		0,095 MNms/rad
	Vaimennus P-suunnassa		0,148 MNms/rad
	Vaimennus W-suunnassa	0,149 MNms/rad	
	Telikeskiön reunus	Radansuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, estää liikkeen reunan suuntaan
		Poikittaissuuntainen kitkavaimennus	$\mu=0,35$ ; $F_{stat}=1$ kN
	Sivutuet telin ja vaunurungon välillä	Sijainti (x,y,h)	±7,5 m; ±0,9 m; 0,86 m
		Pystysuuntainen jäykkyys	epälineaarinen, mahdollistaa vaunurungon nousun ylöspäin mutta ei alaspäin
		Pystysuuntainen vaimennus	0,108 MNs/m
		Kitkataso xy-tasossa	$\mu=0,4$ ; $F_{stat}=1$ kN

---

Sp-vaunussa taaramallin massaominaisuudet poikkeavat merkittävästi kuormatusta mallista, sillä kuorman osuus kokonaismassasta on selvästi suurempi kuin matkustajavaunuissa. Lisäksi vaunussa on paljon epälineaarisia kitkaelementtejä. Erityisesti Sp-vaunun tapauksessa onkin muistettava, että verifiointi on suoritettu lineaarisella analyysillä, eikä vaunun kitkaelementtejä ole siksi pystytty täysin huomioimaan. Ominaisuotoanalyysissä mallin kitkaelementtien vaimennusominaisuudet on korvattu lineaarisilla vaimentimilla. Mallin kitkaelementtien toimintaa ei siis ole verifioitu kattavasti. Kun mallia käytetään jatkossa epälineaarisissa analyyseissä, mallin kitkaelementtien toimintaa on syytä seurata sekä kuormatussa että kuormaamattomassa tapauksessa. Epälineaaristen analyysien myötä kitkaelementtien parametreja voidaan korjata, jos niissä havaitaan ongelmia.

## Lähteet

Aizpun, M., Alonso, A. & Vinolas, J. 2014. A New Parameter Identification Method for Railway Vehicle Models Using Stationary Tests. Proceedings of the Second International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance. Paper 253. 14 p.

Bruni, S., Vinolas, J., Berg, M., Polach, O. & Stichel, S. 2011. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 49, No. 7, pp. 1021-1072.

Cai, Z. & Raymond, G. 1992. Theoretical model for dynamic wheel/rail and track interaction. Proceedings of the 10th International Wheel Set Congress, Sydney, Australia.

Dong, R. 1994. Vertical Dynamics of Railway Vehicle-track System, Ph.D.Thesis, Concordia University.

DynoTRAIN. 2014. DynoTrain Report Summary. Periodic report summary 3 - DynoTRAIN (Railway Vehicle Dynamics and Track Interactions Total Regulatory Acceptance for the Interoperable Network). European Commission. 2014-08-07.

Ellis, B. & Ji, T. 1994. Floor vibration induced by dance type loads: verification. *Struct. Engr.*, 1994, 72(3), 45-50.

EN 14363. 2016. Railway applications. Testing and simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles. Running behaviour and stationary tests. CEN, Brussels.

Erviti, L.M. & Gimenez, J.G. 2014. Application of Modal Analysis on Railway Vehicles using On-track Measurements. Proceedings of the Second International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance. Paper 251. 13 p.

Ewins, D. 2000. Modal Testing: Theory and Practice and Application. Research Studies Press, Baldock, Hertfordshire, UK.

Funfschilling, C., Perrin, G. & Kraft, S. 2012. Propagation of variability in railway dynamic simulations: application to virtual homologation. *Vehicle System Dynamics* 50 (Suppl.), pp. 245-261.

Götz, G. 2014. Comparison of Simulation and Measurements, SIMPACK news, March 2014

Hanson, D., Winton, M., Randall, R. B., Ford, R. A. J., Thompson, D. J., Waters, T. P. & Antoni, J. 2008. An in-service dynamic model of a diesel railcar from operational modal analysis and finite-element model updating. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 222(4), 313-320.

Heinonen, T-R. 2013. Lumen irtoaminen junakalustosta raiteen epäjatkuvuuskohdissa. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 30/2013. Helsinki. 125 s. + liitt. 24 s.

Jenkins, H., Stephenson, J., Morland, G. & Lyon, D. 1974. The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces", *Railway Engineering Journal* 3, 2-16, 1974.

Jönsson, L.-O., Nilstam, N. & Persson, I. 2008. Using simulations for approval of railway vehicles: A comparison between measured and simulated track forces. *Vehicle System Dynamics* 46 (Suppl.), pp.869-881.

Lianyou, Y., Hengjun, Z. & Jiangtian, Y. 2007. A Modelling Approach for the Lightweight Design of Railroad Truck. 12<sup>th</sup> IFToMM World Congress, Besancon, Ranska. 18-21.6.2007.

Loponen, T-R., Salmenperä, P. & Nurmikolu, A. 2016. Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 14/2016. Helsinki. 155 s. + liitt. 25 s.

Matsumoto, A., Sato, Y., Ohno, H., Tomeoka, M., Matsumoto, K., Kurihara, J., Ogino, T., Tanimoto, M., Kishimoto, Y., Sato, Y. & Nakai, T. 2008. A new measuring method of wheel-rail contact forces and related considerations. *Wear*, 265, pp. 1518-1525.

Mihai, D-M. & Enescu, N. 2012. Experimental Verification of the Lateral Accelerations Measuring Method for Guiding Forces Sum Determination of a Two Axle Wagon. *U.P.B. Sci. Bulletin, Series D, Vol. 74, Iss. 2, 2012.*

Pesonen, A. 2016. Radan epätasaisuuksien vaikutus kaluston kokemiin kiihtyvyyksiin. Diplomityö. TTY, Tampere. 104 s.

Polach, O. & Böttcher, A. 2013. A new approach to define criteria for rail vehicle model validation. 23<sup>rd</sup> International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Qingdao, China, August 19-23, paper No. 2.2 (ID 278).

Polach, O. & Evans, J. 2013. Simulations of Running Dynamics for Vehicle Acceptance: Application and Validation. *International Journal of Railway Technology*, Vol. 2, Issue 4, pp. 59-84.

Ratahallintokeskus. 2005. Junaturvallisuussääntöön liittyvät tekniset määräykset ja ohjeet (Jtt). Helsinki. 146 s.

Sichani, M.S., Enblom, R. & Berg, M. 2014. Comparison of non-elliptic contact models: Towards fast and accurate modelling of wheel-rail contact. *Wear* 314, pp. 111-117.

Sichani, M. T. & Ahmadian, H. 2006. Identification of Railway Car Body Model Using Operational Modal Analysis. Paper presented at Proceedings of the 8th International Railway Transportation Conference (IRTC), Tehran, Islamic Republic of Iran.



---

Spiryagin, M., George, A., Ahmad, S.S.N., Rathakrishnan, K., Sun, Y.Q. & Cole, C. 2012. Wagon model acceptance procedure using Australian standards. RTSA. CORE 2012, Conference on railway engineering, 10-12 September 2012, Brisbane, Australia.

Transportation Technology Center Inc. 2010. Vertical and lateral dynamics. Railway Derailment Course. 167 p.

Transtech. 2015. Kiskokalusto. [WWW] [Viitattu 21.12.2015] Saatavilla: <http://www.transtech.fi/kiskokalusto/matkustajavaunu>

TTCI. 2010. Vertical and Lateral Dynamics, part 1: Basic Dynamics and Vehicle Resonant Response. Railway Derailment Course, 2010.

Tunna, J. 2008. Modeling of Vehicle-Track Interaction. Obtaining Vehicle Characteristics. Transportation Technology Center, Inc., a subsidiary of the Association of American Railroads.



ISSN 2490-0745  
ISBN 978-952-317-753-6  
[www.vayla.fi](http://www.vayla.fi)