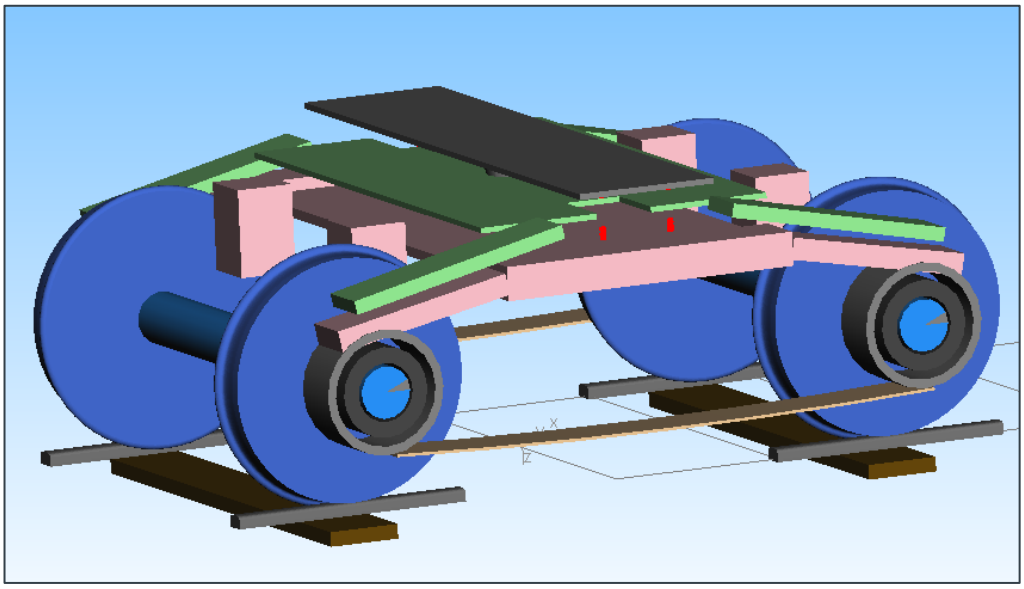
PROSE

Engineering tomorrow's mobility

Lauftechnische Validierung Eco-Bogie

Bericht



16.029.00 – BAFU
Eco-Bogie - Validierung Güterwagendrehgestell aus GFK

Erstellt	Geprüft	Freigegeben
F. Frank	M. Schmidt	O. Porges

Dokumentnummer	Ausgabedatum	Revision	Revisionsdatum	Status
04-03-01298	30.06.2016	0.00	30.06.2016	Released

PROSE AG
Zürcherstrasse 41
8400 Winterthur
Schweiz

www.prose.one

Tel +41 52 262 74 00
Fax +41 52 262 74 01
info.winterthur@prose.one

Verteiler

Firma/Abteilung/Name	Bemerkungen
Christoph Wenger, BAFU Christoph Czaderski, EMPA	

Revisionsindex

	Ersteller	Prüfer	Freigebender	Datum
04-03-01298	F. Frank	M. Schmidt	O. Porges	30.06.2016
Rev.				
Rev.				
Rev.				
Rev.				
Rev.				

Modifikationen

Revision	Beschreibung

Dieses Dokument gibt Kenntnis von Gegenständen, an denen die PROSE AG, 8400 Winterthur (Schweiz), oder eines ihrer Tochterunternehmen Eigentumsrechte hat. Weder Erhalt noch Besitz dieses Dokuments verleihen oder übertragen das Recht, seinen Inhalt als Ganzes, einen Teil davon, eine darin enthaltene Information, oder irgendwelche Gegenstände oder Vorrichtungen zu kopieren oder bekannt zu machen oder irgendwelche Methoden oder Prozesse anzuwenden, ausser nach schriftlicher Genehmigung durch die PROSE AG, 8400 Winterthur (Schweiz) oder schriftlicher Vereinbarung mit dieser Firma.

Dieses Schreiben wurde maschinell erstellt und ist ohne Unterschrift gültig.

1 Einleitung 4
2 Modell 4
3 Berechnungen 5
4 Zusammenfassung Resultate und Schlussfolgerungen 6
5 Literatur 7

Anhang

A Fahrzeugparameter Y25-Drehgestell Güterwagen 9
B Stabilität 10
C Kurvenverhalten 16
D Wankverhalten 21
E Entgleisungssicherheit 23
F Abkürzungen 25

1 Einleitung

Das Bundesamt für Umwelt (BAFU) hat PROSE mit der lauftechnischen Validierung eines Güterwagendrehgestells aus Glasfaser verstärktem Kunststoff beauftragt. Dieses Drehgestell-konzept „Eco-Bogie“ der Firma Sciotech Projects Limited soll mittels fahrdynamischen Simulationen hinsichtlich der Entgleisungssicherheit und Fahrstabilität sowie des Kurven- und Wankverhaltens überprüft und mit einem gängigen Güterwagendrehgestell-Konzept verglichen werden.

Basierend auf den Daten, welche von Sciotech Projects zur Verfügung gestellt wurden, hat PROSE ein Mehrkörpersimulationsmodell des Eco-Bogies erstellt. Die globalen Drehgestell-Charakteristiken des Modells wie Vertikal-, Quer- und Längssteifigkeit sowie Achsspreiz- und vertikales Dämpfungsverhalten wurden mit gemessenen oder berechneten Daten aus [6] abgeglichen.

Für die fahrdynamischen Berechnungen wurde ein Modell mit einem Wagenkasten und zwei Eco-Bogie Drehgestellen erstellt. Ein weiteres Modell mit konventionellen Y25 Drehgestellen wurde für Vergleichsrechnungen verwendet.

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Resultate der lauftechnischen Validierung des Eco-Bogie Güterwagendrehgestells.

2 Modell

Das Mehrkörpersimulationsmodell (MKS Modell) des Eco-Bogies wurde basierend auf den von Sciotech Projects zur Verfügung gestellten Daten mit der Mehrkörpersimulationssoftware SIMPACK, Version 9.9 erstellt (Abbildung 2.1 und Abbildung 2.2). Die Drehgestellkomponenten wie Radsatz, Achslagergehäuse und Mounting wurden als Starrkörper modelliert, welche über Kraftelemente und Gelenke verbunden wurden. Die flexible GFK-Struktur des Drehgestellrahmens wurde mittels mehreren einzelner Starrkörperelemente modelliert, welche mit Kraftelementen mit definierten Steifigkeiten verbunden wurden. Die Beschreibung des Modells und des Modellabgleichs sind im Kurzbericht [2] dokumentiert.

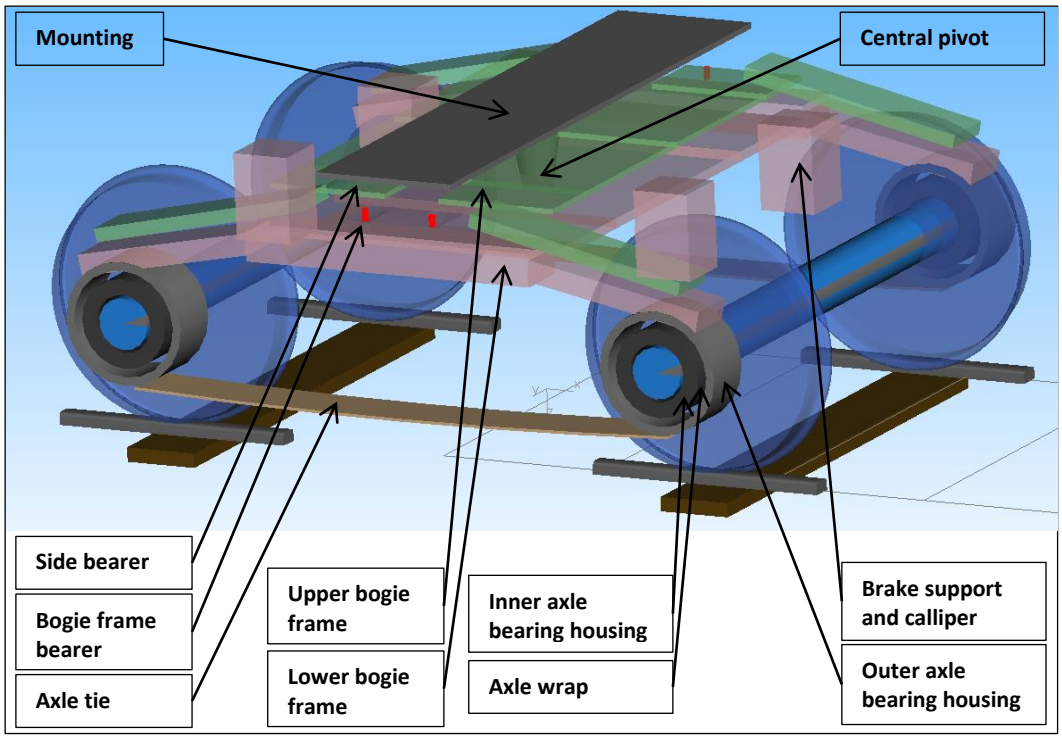


Abbildung 2.1: SIMPACK MKS Modell Eco-Bogie

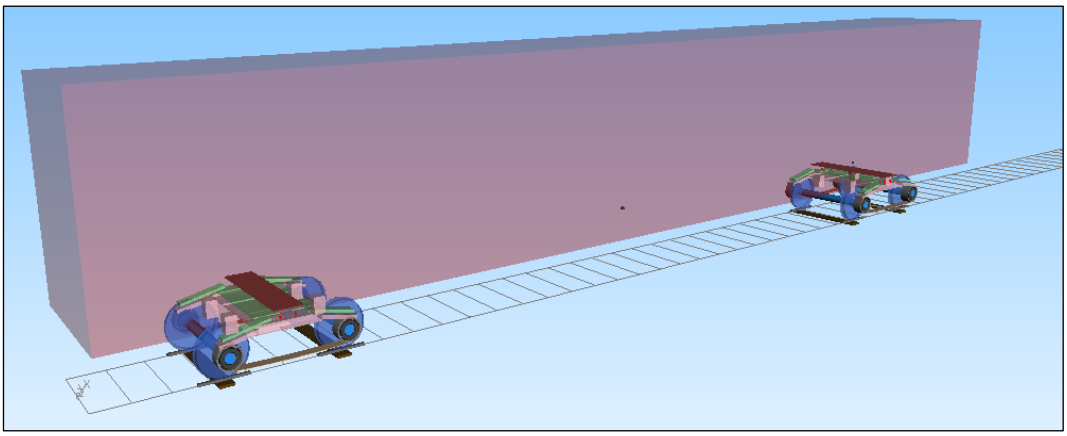


Abbildung 2.2: SIMPACK MKS Modell Güterwagen mit Eco-Bogies

Für Vergleichsrechnungen mit einem traditionellen Güterwagendrehgestell wurde ein MKS Modell mit Y25-Drehgestellen verwendet (Abbildung 2.3 und Abbildung 2.4). Bei diesem Modell wurde die Wagenkastenmasse so angepasst, dass für Tara und vollbeladen die gleichen Achslasten erreicht wurden wie mit dem Eco-Bogie Modell. Ausserdem wurde derselbe Drehzapfenabstand 16 m gewählt. Ein Auszug aus den Modellparametern ist in Anhang A gegeben.

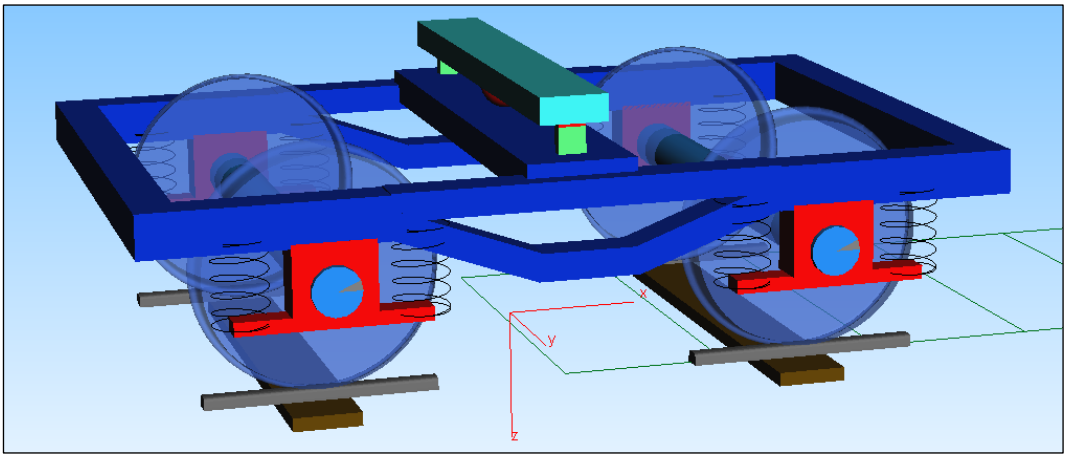


Abbildung 2.3: SIMPACK MKS Modell Y25 Drehgestell

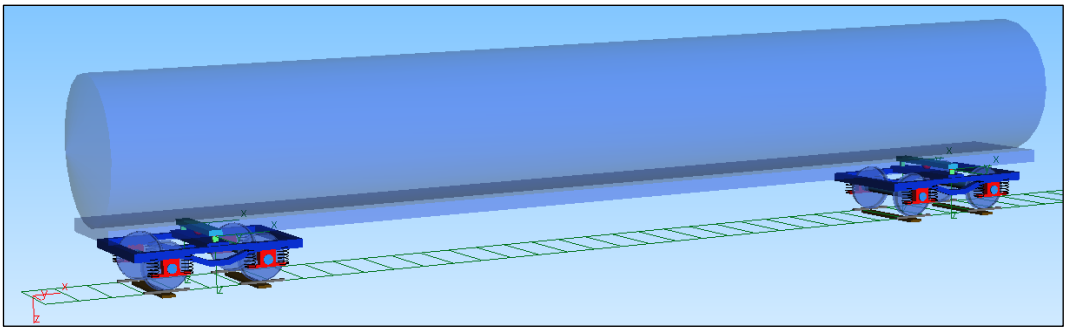


Abbildung 2.4: SIMPACK MKS Modell Güterwagen mit Y25 Drehgestellen

3 Berechnungen

Für die Validierung des Eco-Bogies wurden Berechnungen zur Überprüfung der Fahrstabilität, des Kurven- und Wankverhaltens sowie der Entgleisungssicherheit durchgeführt. Für den Vergleich mit herkömmlichen Güterwagendrehgestellen wurden Simulationen mit einem Modell mit Y25 Drehgestellen verwendet. Die Berechnungen basieren auf gängigen Methoden zur Untersuchung

des Fahrverhaltens von Eisenbahnfahrzeugen gemäss EN 14363 [1]. Die Simulationen und Resultate werden im Detail in folgenden Kapiteln beschrieben:

- Anhang B Stabilität
- Anhang C Kurvenverhalten (Verschleiss)
- Anhang D Wankverhalten
- Anhang E Entgleisungssicherheit

4 Zusammenfassung Resultate und Schlussfolgerungen

Die Resultate der fahrdynamischen Simulationen zeigen, dass das Eco-Bogie aufgrund der flexiblen Struktur zu instabilem Fahrverhalten neigt. Der Vorteil einer weichen Längsanbindung der Achsen für eine gute passive Radialeinstellung der Achsen und daher reduzierten Verschleiss im Rad-Schienenkontakt steht im Zielkonflikt zu guter Laufstabilität. Verschiedene Massnahmen wären denkbar, um die Stabilität zu verbessern: Modifikation des Drehgestellrahmens für eine höhere Längssteifigkeit, Einsatz von Schlingerdämpfern für eine höhere Ausdrehdämpfung oder Implementierung einer Radsatzkopplung. Anpassungen des Drehgestellkonzepts sollten im Gesamtzusammenhang betrachtet werden, das heisst im Hinblick auf Realisierbarkeit, Funktion, Herstellungskosten, Unterhalt, usw. Insbesondere da Güterwagendrehgestelle – stärker als Drehgestelle für Personenwagen oder Lokomotiven – unter einem starken Kostendruck stehen.

Eine Erhöhung der Längssteifigkeit hätte zum Beispiel signifikante Auswirkungen auf die Struktur (d.h. Realisierbarkeit) und würde die passive Radialeinstellbarkeit verschlechtern (Minderung Einsparpotential z.B. Trassenpreisen). Über die Kopplung der Funktionen einzelner Komponenten aufgrund der integralen Bauweise des Eco-Bogies kann eine Modifikation verschiedene Eigenschaften des Drehgestells beeinflussen. So hätte eine Erhöhung der Längssteifigkeit voraussichtlich eine Erhöhung der Vertikalsteifigkeit zur Folge, was die Entgleisungssicherheit negativ beeinflussen würde. Eine Optimierung des Eco-Bogies ist deshalb nicht trivial.

Bei Personenwagendrehgestellen wird die Laufstabilität häufig über Schlingerdämpfer sichergestellt. Für Güterwagendrehgestelle werden für die Ausdrehdämpfung jedoch Konzepte bevorzugt, welche in der Herstellung und im Unterhalt kostengünstiger und im Betrieb ausfallsicherer sind. Ein übliches Konzept ist deshalb die Dämpfung über Reibelemente, so wie diese beim Eco-Bogie aktuell vorgesehen ist. Ob zur Verbesserung der Laufstabilität vom Eco-Bogie Schlingerdämpfer vorgesehen werden könnten, müsste hinsichtlich Machbarkeit (Integration in Drehgestellrahmen), Kosten, Funktionsweise, etc. diskutiert werden.

Als gängiges, verhältnismässig günstiges Konzept bezüglich Herstellung, Wartung und Ausfallsicherheit wurde der Einfluss einer Radsatzkopplung auf die Stabilität untersucht. Diese wird eingesetzt um die Laufstabilität zu verbessern, ohne die passive Radialeinstellung der Achsen während Kurvenfahrten zu verschlechtern. Die Simulationsresultate zeigen, dass mit einer Radsatzkopplung die Stabilität des Eco-Bogies verbessert werden könnte. Jedoch müsste abgeklärt werden, wie diese realisiert werden könnte und ob dies der integralen Bauweise des Eco-Bogies entspricht.

Massnahmen zur Verbesserung der Laufstabilität können das gesamte Fahrverhalten beeinflussen. Die im Folgenden beschriebenen Untersuchungen von Kurvenfahrten, Entgleisungssicherheit und Rollverhalten wurden mit dem nominellen Drehgestellkonzept durchgeführt. Änderungen am Konzept zur Verbesserung der Stabilität können deshalb zu anderen Resultaten führen, als diese im vorliegenden Bericht dokumentiert sind.

Das von Sciotech Projects vorhergesagte verschleissärmere Verhalten des Eco-Bogies wurde von den Resultaten ausgewählter Simulationsszenarien bestätigt (Fahrt auf engem Bogen). Die

weichere Achsführung führt zu einer besseren Radialeinstellung der Radsätze und damit zu einem geringeren Anlaufwinkel und Verschleiss.

Das Eco-Bogie soll die radiale Einstellung der Achsen während Kurvenfahrten über das Rollen des Wagenkastens steuern. Die flexible GFK Struktur des Drehgestellrahmens führt dazu, dass die Achsen auf beiden Drehgestellseiten (links und rechts in Fahrtrichtung) unterschiedlich gespreizt werden, wenn der Wagenkasten rollt. Die zusätzliche Auflast auf der einen Rahmenseite führt zu einem Spreizen der Achsen, auf der gegenüberliegenden Seite bewirkt die Entlastung hingegen eine Annäherung der Achslagergehäuse. Dieses Achsspreizverhalten führt dazu, dass die Radialeinstellung bei Kurvenfahrten mit Überhöhungsfehlbetrag (Wagenkasten rollt nach bogenaussen) unterstützt wird. Bei Kurvenfahrten mit Überhöhungsüberschuss (Wagenkasten rollt nach bogeninnen) wirkt dieses Verhalten jedoch entgegen der radialen Einstellung der Achsen. Dies mindert das Verschleissreduktionspotential vom Eco-Bogie gegenüber herkömmlichen Güterwagendrehgestellen für Kurvenfahrten mit Überhöhungsüberschuss. Weitere Verschleissuntersuchungen auf grösseren Bogenradien bei höheren Fahrgeschwindigkeiten wären empfehlenswert, doch können diese aktuell aufgrund des Instabilitätsproblems des Eco-Bogies nicht durchgeführt werden. Aus diesem Grund ebenfalls nicht untersucht werden konnte die Fahrsicherheit, d.h. das sichere Fahrverhalten während Geraden- und Bogenfahrten bei hohen Fahrgeschwindigkeiten und hohen unausgeglichenen Querbeschleunigungen (Simulationen gemäss EN 14363, Kapitel «Streckenversuche»).

Im Vergleich zum Y25, bei welchem die Wagenkastenmasse über die Drehpfanne abgestützt wird und die seitlichen Gleitstücke nur zur Stabilisierung dienen, wird die Vertikallast beim Eco-Bogie primär über die seitlich angebrachten side bearers vom Kasten auf den Drehgestellrahmen übertragen. Dieses Konzept ist verwindungs- und rollsteifer und führt zu einem geringeren Rollkoeffizienten, d.h. zu einem kleineren Wankwinkel des Wagenkastens. Dies ist für die Kompatibilität mit dem Lichtraumprofil vorteilhaft, führt bei Befahren von Gleisabschnitten mit Verwindungen aber zu grösserer Radentlastung, was für die Entgleisungssicherheit nachteilig ist. Weil die radiale Einstellbarkeit der Achsen beim Eco-Bogie im Vergleich zum Y25 besser ist und daraus eine geringere Führungskraft resultiert (Querkraft am führenden Rad), erwies sich das Eco-Bogie bei der Vergleichsrechnung der Entgleisungssicherheit trotz der grösseren Radentlastung als etwas weniger kritisch als das Y25 Drehgestell. Zusätzlich zu den Abhängigkeiten vom Drehgestellkonzept ist die Entgleisungssicherheit stark von der Verwindungssteifigkeit (Torsionssteifigkeit) des Wagenkastens abhängig.

Die Modellierung der flexiblen GFK Struktur im Mehrkörpersimulationsmodell erfolgte mittels Zerlegung der Struktur in einzelne Starrkörper mit definierten Steifigkeiten als Verbindung. Die Gesamtcharakteristik des Drehgestells, d.h. Vertikal-, Lateral- und Längssteifigkeit sowie Achsspreiz- und vertikales Dämpfungsverhalten konnten mit gemessenen oder berechneten Daten aus [6] abgestimmt werden. Für eine weitere, detailliertere Untersuchung könnte das Modellierelement «Flex Body» verwendet werden, mit welchem eine flexible Struktur im SIMPACK Modell eingebunden werden kann. Nichtlineare Effekte aus grossen Deformationen müssten jedoch über zusätzliche Kraftelemente abgebildet werden, da «Flex Body» eine lineare Modelliermethode ist. Zum Abgleichen der nichtlinearen Elemente wären bevorzugt Messdaten vom 1:1 Prototyp-Drehgestell zu verwenden, welche in dieser Form aktuell noch nicht vorliegen.

5 Literatur

[1] *EN 14363:2005, Bahnanwendungen – Fahrtechnische Prüfung für die fahrtechnische Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen – Prüfung des Fahrverhaltens und stationäre Versuche*
CEN, Juni 2005

[2] *Mehrkörpersimulationsmodell Eco-Bogie*
PROSE Kurzbericht 04-03-01263 Rev. 0.00, Juni 2016

[3] *EN 16235, Bahnanwendungen - Prüfung für die fahrtechnische Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen - Güterwagen - Bedingungen für Güterwagen mit definierten Eigenschaften zur Befreiung von Streckenfahrversuchen nach EN 14363*
CEN, Oktober 2013

[4] *UIC 505-5, Gemeinsame Grundbedingungen für die Merkblätter 505-1 bis 505-4, Kommentar über die Ausarbeitung und die Vorschriften dieser Merkblätter*
Internationaler Eisenbahnverband, Januar 1977

[5] *Ausführungsbestimmungen zur Eisenbahnverordnung (AB-EBV)*
Eidgenössisches Departement UVEK, Juli 2014

[6] *Documentation in response to Frageliste concerning Ecobogie*
R. Mayer et al., 01 March 2016

A Fahrzeugparameter Y25-Drehgestell Güterwagen

Für das MKS Modell des Y25 Drehgestells wurden typische Parameter dieser Drehgestell-Familie verwendet. Ein Auszug aus den Modellparametern ist in Tabelle 5.1 aufgelistet. Der Drehzapfenabstand wurde identisch zum Eco-Bogie Modell gewählt und die Wagenkastenmassen für Tara und vollbeladen wurden auf die gleichen Achslasten wie beim Eco-Bogie abgestimmt.

Parameter	Wert	Einheit	Kommentar
Spurweite	1.435	m	
Radprofil	S1002	-	
Schienenprofil	UIC60	-	
Einbauneigung Schiene	1:40	-	
Achsabstand	1.8	m	
Drehzapfenabstand	16	m	
Drehgestellmasse	4‘872.4	m	
Wagenkastenmasse Tara	6‘255.2	kg	Wagenkasten Leergewicht für Gesamtfahrzeugmasse 16t (4t Achslast)
Schwerpunkt x	0	m	Annahme symmetrischer Schwerpunkt
Schwerpunkt y	0	m	
Schwerpunkt z	-1.5	m	
Wagenkastenmasse Vollbeladen	80‘255.2	kg	Für Gesamtfahrzeugmasse 90t (22.5t Achslast)
Schwerpunkt x	0	m	Annahme symmetrischer Schwerpunkt
Schwerpunkt y	0	m	
Schwerpunkt z	-1.8	m	

Tabelle 5.1: Auszug Modellparameter Güterwagen mit Y25-Drehgestellen

B Stabilität

Die Laufstabilität des Eco-Bogies wurde für die beiden Beladungszustände Tara und vollbeladen untersucht. Dazu wurde ein rechnerisches Verfahren angewendet, bei welchem das Wagenmodell auf gerader Strecke bei höherer Fahrgeschwindigkeit initial angeregt wird. Allfällige Instabilitäten, insbesondere Drehgestellinstabilitäten (Schlingermode) werden angeregt und können sich ausbilden und aufschwingen. Die Fahrgeschwindigkeit zu Beginn der Simulation muss grösser sein als die beabsichtigte maximal zulässige Fahrgeschwindigkeit. Beim Eco-Bogie ist diese 120 km/h. Die Fahrgeschwindigkeit wird anschliessend sukzessive reduziert, bis die Schwingungsamplituden zu Null abgeklungen sind. Die Fahrgeschwindigkeit, unterhalb welcher das Fahrzeug ein stabiles Fahrverhalten aufweist, wird „kritische Geschwindigkeit“ genannt. Die kritische Geschwindigkeit muss über der maximal zulässigen Fahrgeschwindigkeit liegen, damit im gesamten Fahrgeschwindigkeitsbereich ein stabiles Fahrverhalten sichergestellt ist. Üblicherweise wird eine Marge von 10% berücksichtigt.

Die Resultate der Stabilitätsuntersuchung zeigen eine Tendenz des Eco-Bogies zu instabilem Fahrverhalten. Für Tara liegt die berechnete kritische Geschwindigkeit bei 132 km/h (Abbildung 5.1) und für vollbeladen bei 66 km/h (Abbildung 5.2). Die geforderte kritische Geschwindigkeit grösser 132 km/h (10% über maximal zulässiger Fahrgeschwindigkeit 120 km/h) wird somit nicht erreicht.

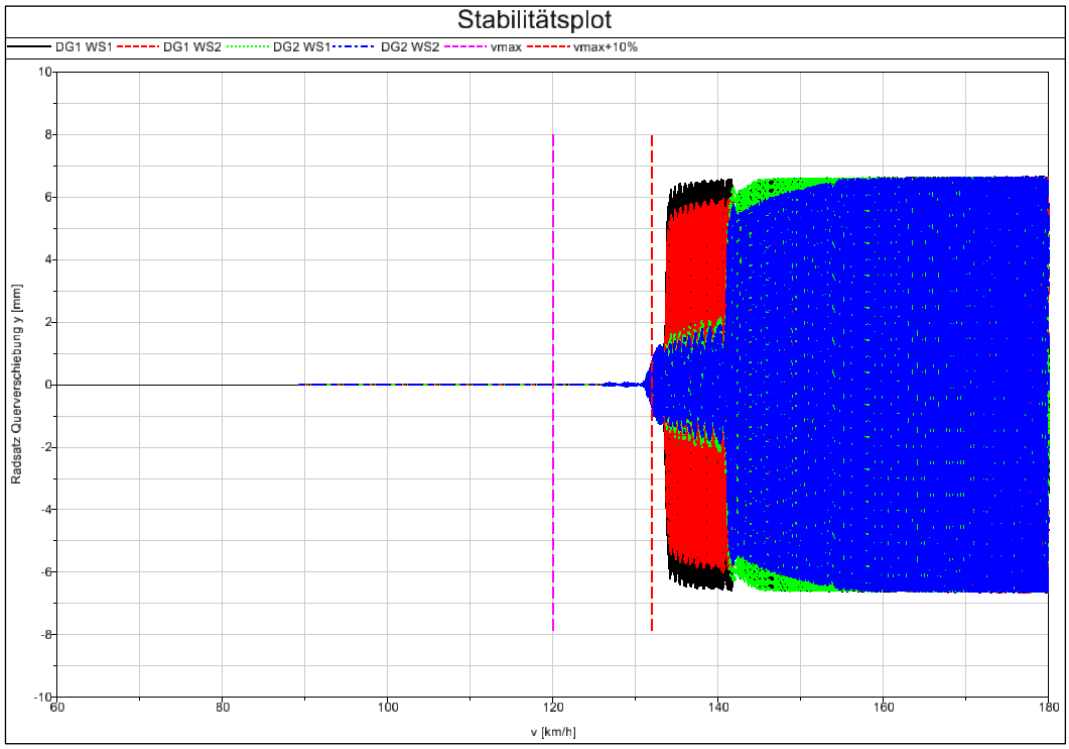


Abbildung 5.1: Stabilitätsplot Tara

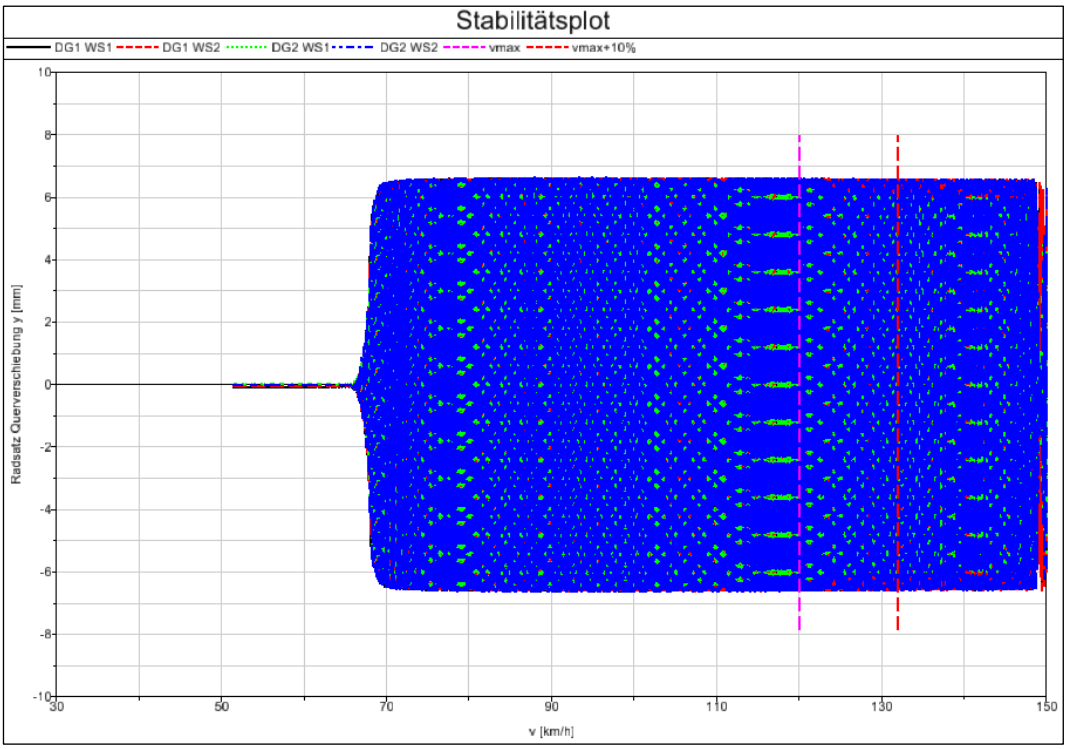


Abbildung 5.2: Stabilitätsplot vollbeladen

Bei klassischen Drehgestellkonzepten kann der Zielkonflikt zwischen Laufstabilität und Radialsteuerbarkeit auftreten. Die Laufstabilität wird durch eine steife Längsanbindung der Achsen begünstigt, was jedoch die Radsätze in ihrer radialen Einstellung während Kurvenfahrten behindert. Die Laufstabilität wird deshalb oft mit Schlingerdämpfern oder über eine Radsatzkopplung sichergestellt, damit mit einer möglichst weichen Längsanbindung der Achsen der Verschleiss während Kurvenfahrten reduziert werden kann. Aus Kostengründen werden bei Güterwagendrehgestellen – ausser im Hochgeschwindigkeitsbereich – fast ausschliesslich Reibelemente und nicht Schlingerdämpfer für die Ausdrehdämpfung verwendet. Die Radsatzkopplung hingegen wird auch bei Güterwagendrehgestellen angewendet.

Im Vergleich zu herkömmlichen Güterwagendrehgestellen weist das Eco-Bogie aufgrund der GFK Integralbauweise eine relativ geringe Längssteifigkeit auf. Dies begünstigt die passive Radialsteuerung, jedoch kann die Laufstabilität dadurch negativ beeinflusst werden. Beim Eco-Bogie wird die Ausdrehdämpfung zwischen Drehgestell und Wagenkasten wie beim Y25 durch die Reibung in den seitlichen Gleitstücken (side bearers) verursacht. Diese Ausdrehdämpfung reicht gemäss den aktuellen Berechnungen nicht aus, um den Schlingermode ausreichend zu dämpfen.

Aufgrund der integralen Bauweise des Eco-Bogies ist es schwierig, einzelne Komponenten zu evaluieren, welche zur Laufstabilität beitragen. Aufgrund des Konzepts, das Drehgestell aus möglichst wenigen Komponenten zu realisieren, übernehmen die einzelnen Bauteile verschiedene Funktionen. So zum Beispiel wirkt der GFK Drehgestellrahmen sowohl als vertikale Federung, als auch als Längskraft übertragende Struktur. Diese Bauweise mit gekoppelten Funktionen erschwert das Optimieren, insbesondere wenn die Anforderungen aus der Funktion zu divergierenden Kriterien für die Komponente führen.

Verschiedene Massnahmen wären denkbar, um die Stabilität zu verbessern: Modifikation des Drehgestellrahmens für eine höhere Längssteifigkeit, Einsatz von Schlingerdämpfern für eine höhere Ausdrehdämpfung oder Implementierung einer Radsatzkopplung. Änderungen am Rahmen hätten signifikante Auswirkungen auf die Struktur und die fahrtechnischen Eigenschaften des Eco-Bogies. Die Verwendung von Schlingerdämpfern müsste hinsichtlich Integrierbarkeit in den Drehgestellrahmen sowie Kosten diskutiert werden. Von möglichen

Massnahmen wurde daher nur die Radsatzkopplung genauer untersucht. Zusätzlich zur Radsatzkopplung wurde der Einfluss der axle tie Steifigkeit und der Reibung in den side bearers auf die Stabilität analysiert. Für die weiteren Untersuchungen der Laufstabilität wurde die Konfiguration „vollbeladen“ verwendet, welche eine tiefere kritische Geschwindigkeit aufweist als der Tara-Beladungszustand. Parametervariationen wurden für folgende Komponenten durchgeführt:

- Axle tie Steifigkeit
- Radsatzkopplung
- Reibung in side bearers

Die Frequenz der Instabilität liegt bei 3.3 Hz. Während des instabilen Laufs führen der Wagenkasten und die Drehgestelle eine Schlingerbewegung aus, bei welcher die Drehgestelle jeweils gegenphasig bei maximaler oder minimaler Querposition im Gleis stehen bzw. der Wagenkasten diagonal in der Spur steht (Abbildung 5.3).

Der Modellabgleich [2] hat gezeigt, dass die axle ties keinen signifikanten Anteil der Längskraft zwischen vorderer und hinterer Achse übertragen, da die Charakteristik relativ weich ist (Abbildung 5.5). Während des instabilen Laufs werden die axle ties eines Drehgestells gegenphasig gedehnt (Abbildung 5.4), was auf ein Steuern der Achsen hindeutet, welches die Instabilität begünstigen könnte. Als Versuch, die Laufstabilität zu verbessern, wurde die nichtlineare Charakteristik der axle tie im Modell durch eine lineare Steifigkeit ersetzt. Die Tangentensteifigkeit der nichtlinearen Kennlinie ist im Bereich 30 kN/m bis 60 kN/m. Die Stabilität wurde für folgende lineare axle tie Steifigkeiten berechnet (Steifigkeit pro axle tie):

- 0.1 kN/mm
- 10 kN/mm

Mit einer Versteifung der axle ties nimmt die Dehnungsamplitude in diesen Elementen von nominal rund ±5 mm auf rund ±2 mm ab (bei 10 kN/mm). Die Laufstabilität wird dadurch jedoch nicht signifikant verbessert (Tabelle 5.2). Die axle ties greifen an den äusseren Lagergehäusen an. Zwischen innerem Lagergehäuse bzw. der Radachse und dem äusseren Lagergehäuse befindet sich die Gummistruktur des axle wraps. Damit ist die Wirkung der axle ties auf die Radachsen nicht direkt, sondern über die flexiblen axle wraps.

Kritische Geschwindigkeit	Nominell (nichtlineare Charakteristik)	Lineare axle tie Steifigkeit	
		0.1 kN/mm	10 kN/mm
V_{crit}	66 km/h	66 km/h	68 km/h

Tabelle 5.2: Kritische Geschwindigkeit für variierte lineare axle tie Steifigkeit (vollbeladen)

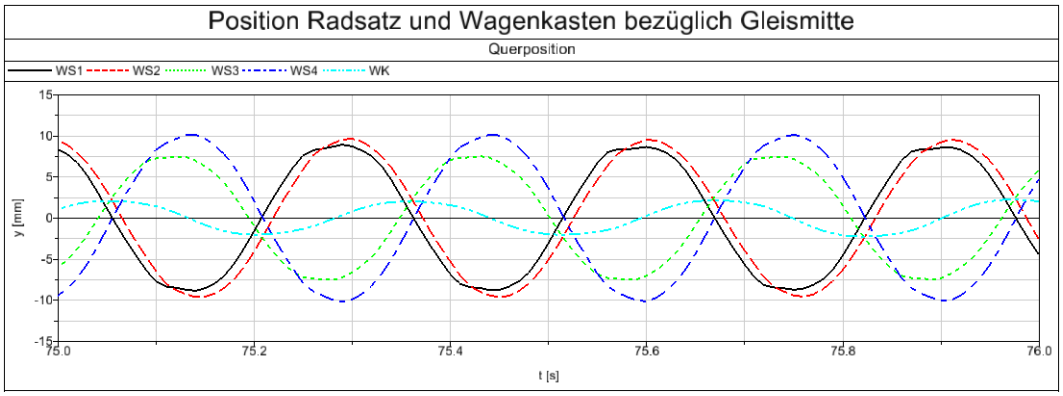


Abbildung 5.3: Sequenz Achs- und Wagenkastenposition während instabilem Lauf

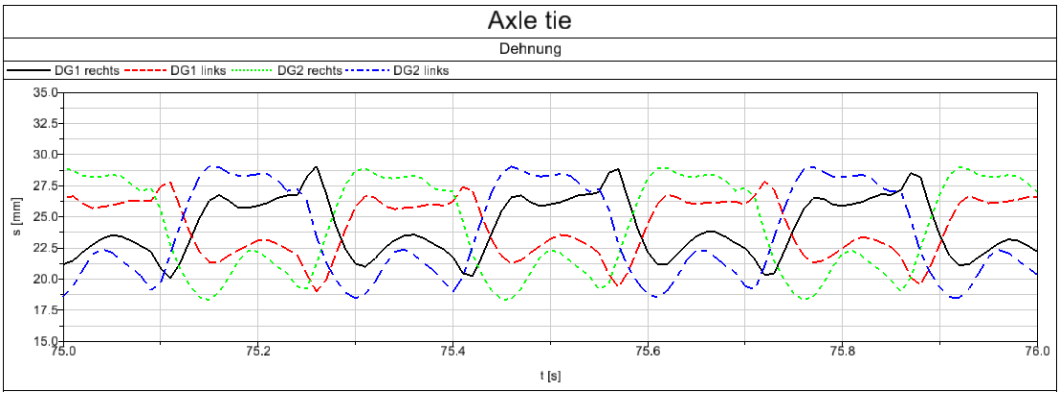


Abbildung 5.4: Axle tie Dehnungen während instabilem Lauf

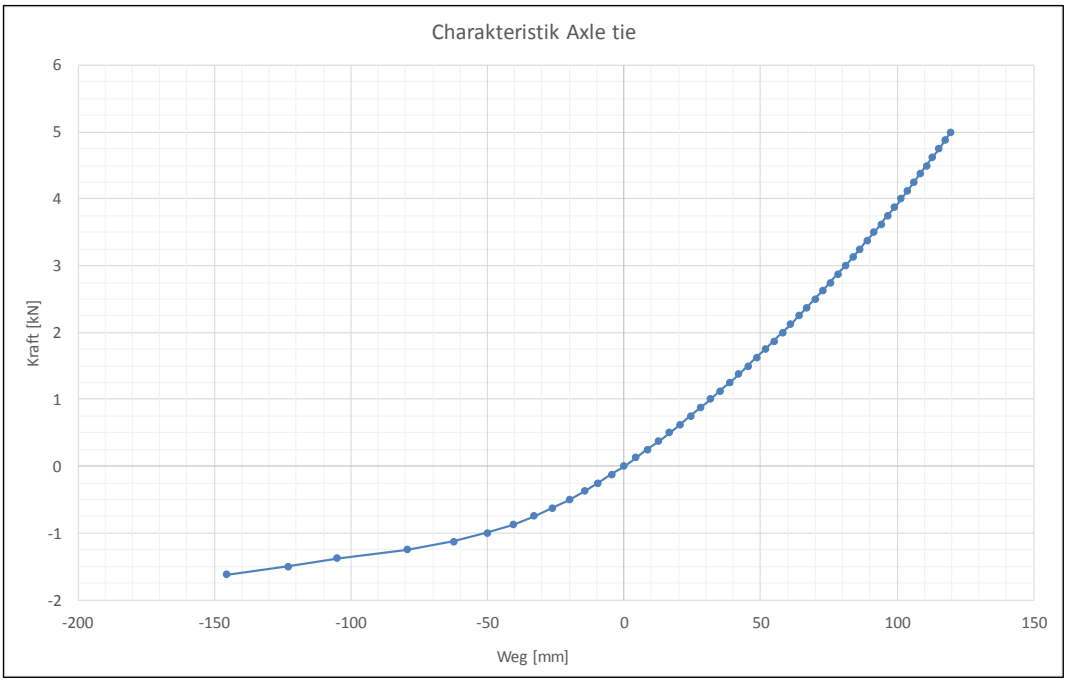


Abbildung 5.5: Charakteristik einer axle tie (Kraft-Weg-Kurve)

Für Radsatzkopplungen bei herkömmlichen Drehgestellen existieren verschiedene Konstruktionslösungen. Für das Eco-Bogie Modell wurde ein einfacher Ansatz ohne Berücksichtigung der technischen Machbarkeit gewählt, um den Einfluss einer Radsatzkopplung auf die Stabilität zu testen. Mit je einem Kraftelement wurden die vordere und die hintere Achse diagonal über die inneren Achslagergehäuse verbunden (Abbildung 5.6). Damit wirkt die Radsatzkopplung direkt auf die Achsen, ohne Umweg über die axle wraps.

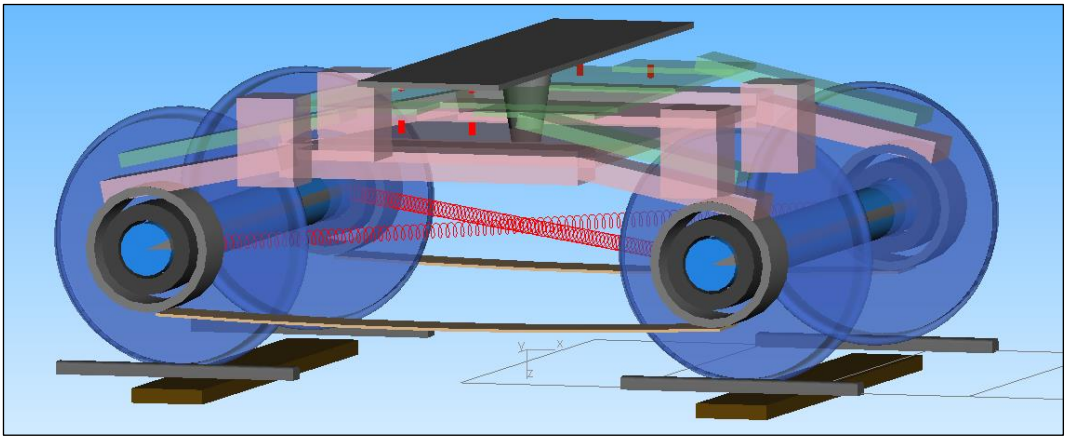


Abbildung 5.6: SIMPACK Modell Eco-Bogie mit Radsatzkopplung

Zur Abschätzung der Steifigkeit pro Koppelstange, d.h. pro Kraftelement wurde die Annahme getroffen, dass eine Stahlstange in Serie zu einer Gummibuchse je Stangenende wirkt. Für die Variation wurden folgende serielle Steifigkeiten pro Koppelstange verwendet:

- 0.5 kN/mm
- 1 kN/mm
- 10 kN/mm

Für die Variationsrechnungen mit Radsatzkopplung wurde die Fahrgeschwindigkeit pro Simulationslauf konstant gehalten. Die Variation der Fahrgeschwindigkeit erfolgte über die Rechenläufe. Nach initialer Anregung des Wagens auf geradem Gleis wurde untersucht, ob die Amplituden der lateralen Radsatzschwingungen abklingen oder zu einem Grenzzyklus aufschwingen. Falls letzteres auftrat, wurde die Frequenz der Laufinstabilität ermittelt. Diese ist in Abbildung 5.7 über der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Bei einer weichen Radsatzkopplung wird im oberen Bereich der operativen Fahrgeschwindigkeit instabiles Fahrverhalten beobachtet. Die Instabilität kann mit einer steiferen Radsatzkopplung vermieden werden, wie das Fehlen von Einträgen der Kurve „10 kN/mm“ im Plot zeigt.

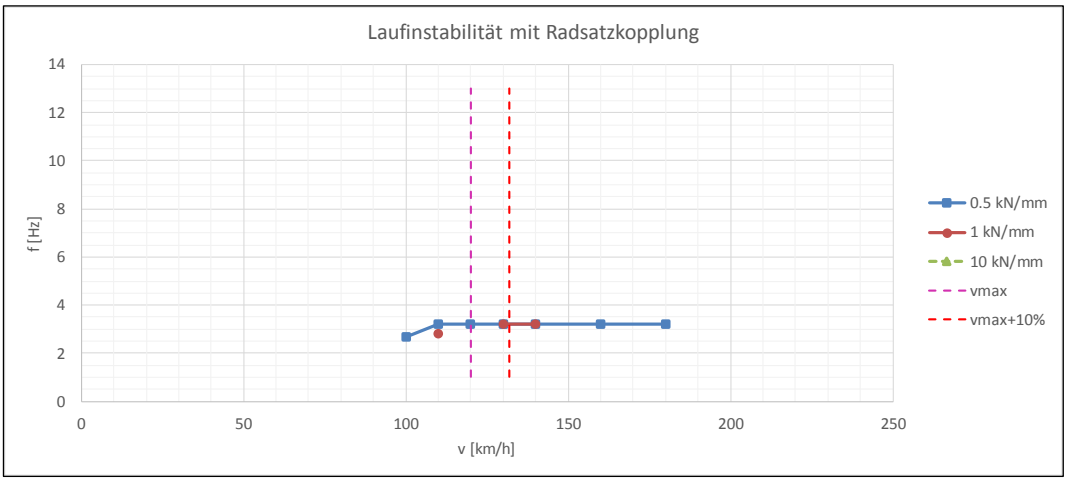


Abbildung 5.7: Laufinstabilität mit Radsatzkopplung, Frequenz der Instabilität über Fahrgeschwindigkeit

Der flexible GFK Rahmen, mit welchem ein geringer Verschleiss während Kurvenfahrten erreicht werden soll, führt zum klassischen Zielkonflikt zwischen guter Radialeinstellbarkeit der Achsen und guter Laufstabilität. Mit einer Radsatzkopplung könnte die Fahrstabilität des Eco-Bogies verbessert werden. Ob eine Kopplung der Radsätze beim Eco-Bogie konstruktiv realisierbar wäre, müsste abgeklärt werden. Ausserdem müsste diskutiert werden, ob eine Radsatzkopplung der integralen Bauweise des Eco-Bogies entspricht.

Die Reibung in den side bearers, der Auflage des Wagenkastens auf dem Drehgestellrahmen, trägt wesentlich zur Ausdrehdämpfung zwischen Drehgestell und Wagenkasten bei. Der Reibbeiwert wurde analog zum Sollwert eines Y25 Drehgestells über den Nennausdrehwinderstand abgeschätzt [2]. Ausgehend von diesem Wert wurde die Laufstabilität für variierte Reibbeiwerte untersucht. Für höhere Reibbeiwerte wird die Stabilität nicht verbessert und für tiefere Werte sinkt die kritische Geschwindigkeit weiter ab (Tabelle 5.3). Im Unterschied zum Y25 wird beim Eco-Bogie das Kastengewicht hauptsächlich über die side bearers abgestützt. Nur maximal 10% der Vertikallast wird vom Pivot übernommen. Dies führt zu signifikant höheren Auflasten in den Reibelementen (side bearers) als beim Y25, wo das Kastengewicht primär über die Drehpfanne und nicht über die seitlichen Gleitstücke abgestützt wird. Die maximal übertragbare Haftreibkraft hängt vom Reibbeiwert und der Normalkraft im Kontakt ab. Beim Eco-Bogie können in den side bearers somit höhere Tangentialkräfte übertragen werden als beim Y25. Dies kann zu einer Kopplung der Bewegungen von Wagenkasten und Drehgestell führen (Abbildung 5.8), insbesondere wenn die Haftreibungs-

grenze (Haftreibungswert multipliziert mit Normalkraft) nicht überschritten wird und in den Kontaktflächen kein Gleiten auftritt. Bei sehr tiefem Reibbeiwert tritt in den Kontaktflächen vermehrt Gleiten auf, da die wirkenden Tangentialkräfte die Haftreibungsgrenze überschreiten. Dass die Stabilität trotz Gleiten im Kontakt sehr gering ist, heisst, dass die Instabilität nicht durch Effekte aus der Reibung in den side bearers verursacht wird. Die Reibung beeinflusst lediglich die Ausdrehdämpfung. Bei niedrigeren Reibbeiwerten ist diese geringer, so dass auch die kritische Geschwindigkeit tiefer ausfällt. Bei höheren Reibbeiwerten tritt der Übergang zu Haften auf, wo die übertragbare Haftreibkraft von den wirkenden Tangentialkräften nicht mehr überschritten wird, so dass in den Kontaktflächen kein Gleiten mehr auftritt.

Kritische Geschwindigkeit	0.01	0.05	0.1	0.17 (nominell)	0.3
V_{crit}	53 km/h	63 km/h	67 km/h	66 km/h	66 km/h

Tabelle 5.3: Kritische Geschwindigkeit für variierte Reibbeiwerte der side bearers (vollbeladen)

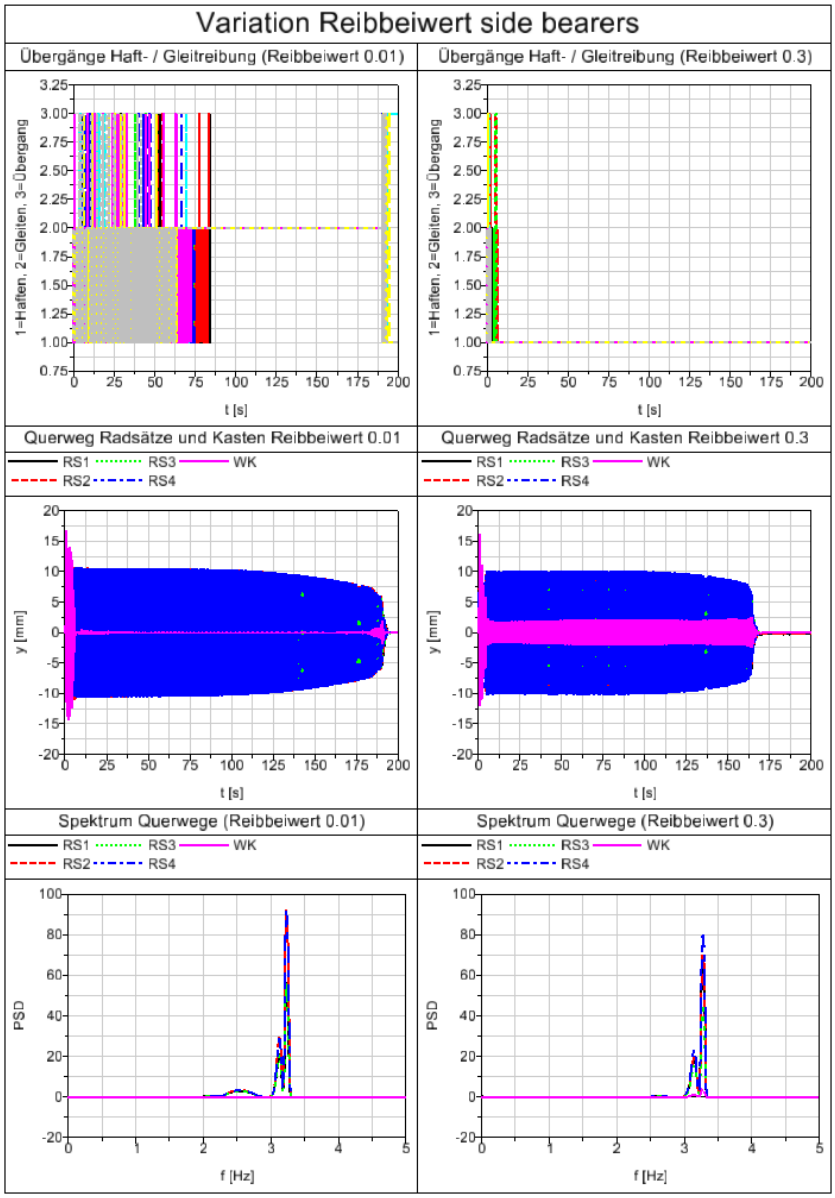


Abbildung 5.8: Vergleich Kasten- und Radsatzquerbewegung für Reibbeiwert 0.01 (links) und 0.3 (rechts)

Sollte die Stabilität des Eco-Bogies weiterführend untersucht werden, wäre die messtechnische Ermittlung der Längssteifigkeit am Gesamtdrehgestell, d.h. an einem Prototyp-Drehgestell, empfehlenswert, um einen genaueren Modellabgleich zu erreichen. Ausserdem könnte mit einem Prototyp die Fahrstabilität auf einem Rollenprüfstand experimentell untersucht werden.

C Kurvenverhalten

Das Kurvenverhalten des Eco-Bogies wurde anhand eines spezifischen Kurvenlayouts mit Radius 250 m und Überhöhung 110 mm untersucht. Der Fokus bei dieser Analyse lag auf dem Radialsteuerverhalten des Eco-Bogies. Gemäss Sciotech Projects bietet die flexible GFK Struktur des Drehgestellrahmens den Vorteil, dass die Achsen während Kurvenfahrten unter der Last radial einstellen und somit zu reduziertem Lärm und Verschleiss führen.

In der fahrdynamischen Simulation wurde die Kurve als Rechtsbogen mit drei verschiedenen Geschwindigkeiten durchfahren. Die Fahrgeschwindigkeiten wurden so gewählt, dass die Kurve mit Überhöhungsfehlbetrag, mit ausgeglichener Querbeschleunigung und mit Überhöhungsüberschuss passiert wurde. Bei Überhöhungsüberschuss ist die Fahrgeschwindigkeit für die vorhandene Kurvenüberhöhung zu gering und der Wagenkasten rollt nach kurveninnen. Das Gegenteil ist der Fall für Überhöhungsfehlbetrag. Das verwendete Streckenlayout und die Fahrgeschwindigkeiten sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst. Die unausgeglichene Querbeschleunigung von 0.58 m/s^2 entspricht einem mittleren Wert.

Da der Effekt der Achsspreizung für maximale Achslast am grössten ist, wurde die Untersuchung des Kurvenverhaltens für den Beladungszustand «vollbeladen» durchgeführt. Für die Berechnungen wurden die für fahrdynamische Simulationen typischen Gleislagestörungen für hohen Störpegel «ORE high» gemäss ORE/ERRI B 176 verwendet.

Simulation	Radius	Geschwin-digkeit	Über-höhung	Unausgeglichene Querbeschleunigung a_q	Überhöhungs-fehlbetrag/ -überschuss	Länge Übergangs-bogen	Länge Konstant-bogen
	[m]	[km/h]	[mm]	[m/s^2]	[mm]	[m]	[m]
Überhöhungs-fehlbetrag	250.0	65.0	110	0.58	89.4	55	1'200
Ausgeglichen	250.0	48.3	110	0.00	0.0	55	1'200
Überhöhungs-überschuss	250.0	21.3	110	-0.58	-88.7	55	1'200

Tabelle 5.4: Kurvenlayout und Fahrgeschwindigkeit für Untersuchung Kurvenverhalten

Zur Beurteilung der Radialsteuerfähigkeit im Vollbogen wurde die mittlere Kontaktflächenenergie im Rad-Schienenkontakt als Mass für den Verschleiss, der relative Ausdrehwinkel zwischen vor- und nachlaufender Achse eines Drehgestells und der Anlaufwinkel (Winkel von Rad zu Schiene) ermittelt (Tabelle 5.5). Die Zeitverläufe der Signale sind in Abbildung 5.9 bis Abbildung 5.12 dargestellt.

Simulation	a_q	Maximale gemittelte Kontaktflächenenergie pro Rad Tγ	Gemittelter relativer Ausdrehwinkel zwischen vor- und nachlaufender Achse eines Drehgestells	Gemittelter Anlaufwinkel führender Radsatz (DG1 RS1)
	[m/s^2]	[J/m]	[°]	[mrad]
Überhöhungs-fehlbetrag	0.58	57.1	0.42	-0.20
Ausgeglichen	0.00	69.2	0.41	-0.94
Überhöhungs-überschuss	-0.58	143.3	0.37	-2.77

Tabelle 5.5: Eco-Bogie Vergleichswerte als Mass für das Radialsteuerverhalten im Vollbogen

Die Resultate zeigen, dass die Kurvenfahrt mit Überhöhungsfehlbetrag (d.h. unausgeglichene Querbeschleunigung nach bogenaussen) in der Tendenz geringeren Verschleiss und einen kleineren Anlaufwinkel zeigt als die Fahrt mit ausgeglichener Querbeschleunigung. Mit Überhöhungsüberschuss steigt der Verschleiss an und der Anlaufwinkel wird signifikant grösser. Der relative Ausdrehwinkel zwischen vor- und nachlaufender Achse ist ein Hinweis auf das Verhalten des flexiblen GFK Rahmens während Kurvenfahrten. Das Rollen des Wagenkastens nach bogenaussen unter Überhöhungsfehlbetrag unterstützt das Ausdrehen der Achsen, d.h. der Relativwinkel zwischen vor- und nachlaufender Achse eines Drehgestells wird grösser. Bei

Überhöhungsüberschuss hingegen rollt der Wagenkasten nach bogeninnen und wirkt damit der Radialeinstellung entgegen. Der von Sciotech Projects beschriebene Vorteil der passiven Radialsteuerung des Eco-Bogie Konzepts gilt somit nur im Fall von Kurvenfahrten mit Überhöhungsfehlbetrag. Bei Fahrten mit Überhöhungsüberschuss wird die radiale Einstellung der Radsätze durch das Achsspreizverhalten des Eco-Bogies nachteilig beeinflusst.

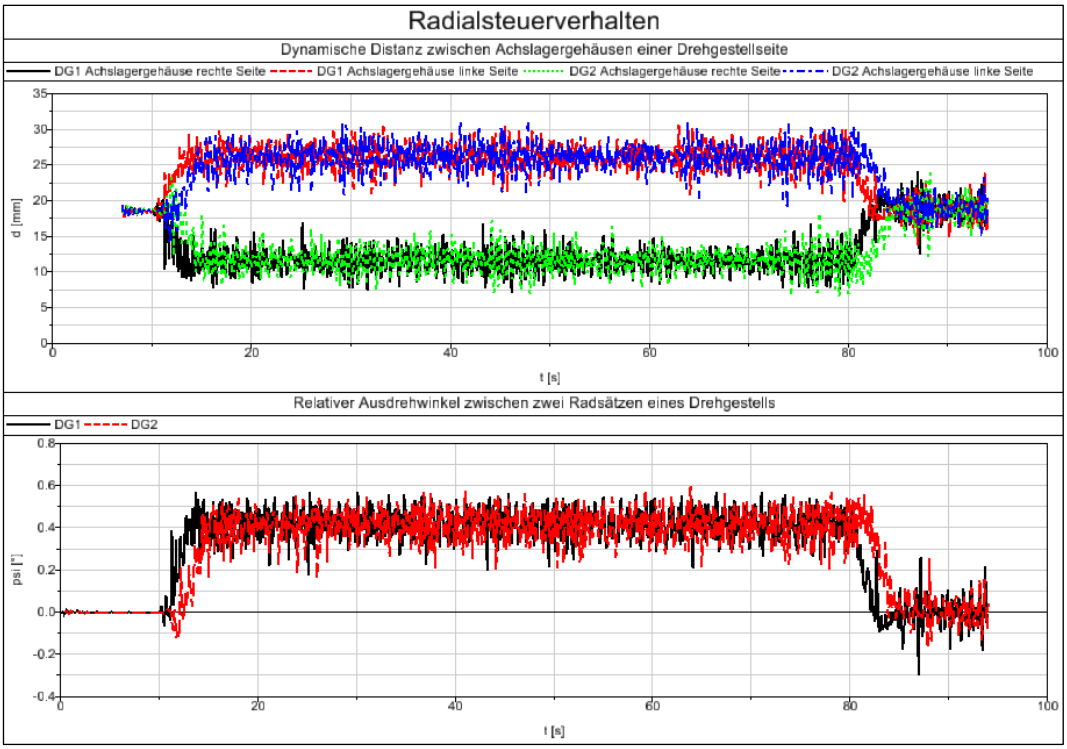


Abbildung 5.9: Eco-Bogie Radialsteuerverhalten für Kurvenfahrt mit Überhöhungsfehlbetrag (v = 65 km/h)

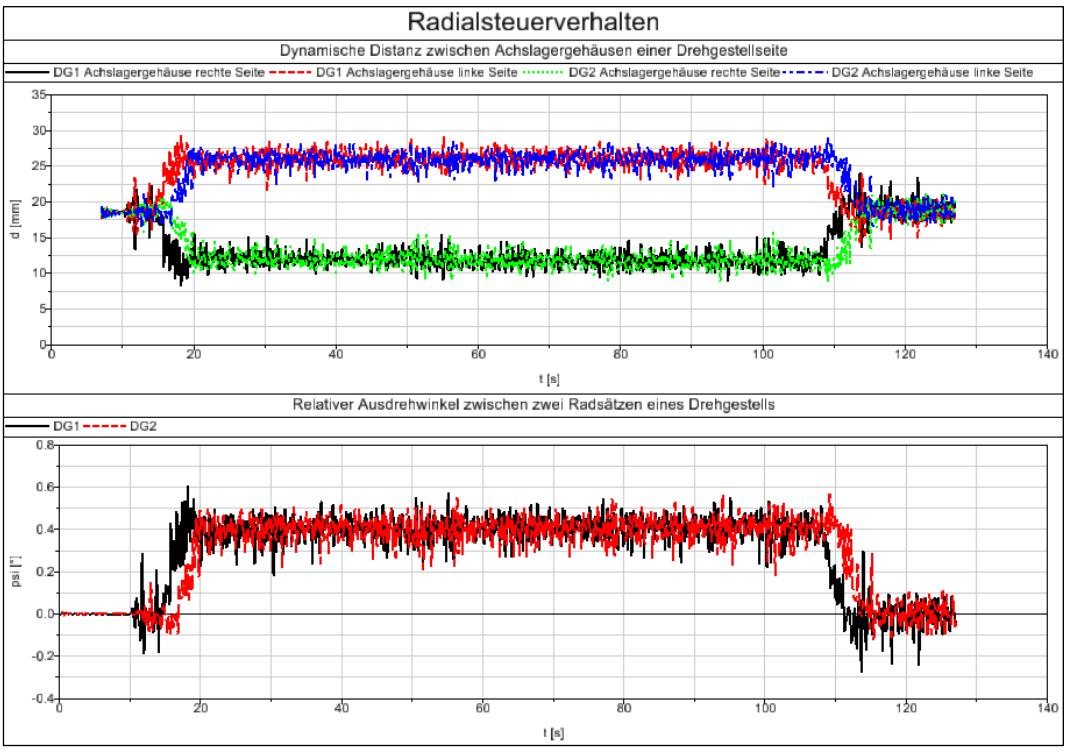


Abbildung 5.10: Eco-Bogie Radialsteuerverhalten für Kurvenfahrt mit ausgeglichener Querbeschleunigung (v = 48.3 km/h)

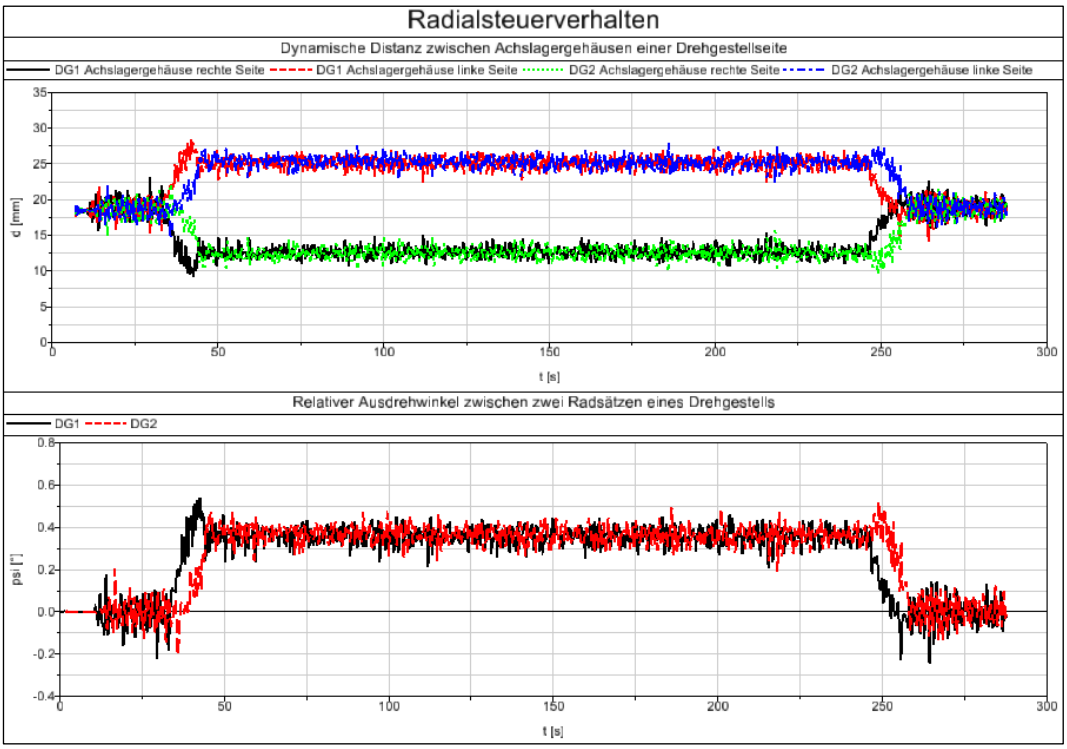


Abbildung 5.11: Eco-Bogie Radialsteuerverhalten für Kurvenfahrt mit Überhöhungsüberschuss (v = 21.3 km/h)

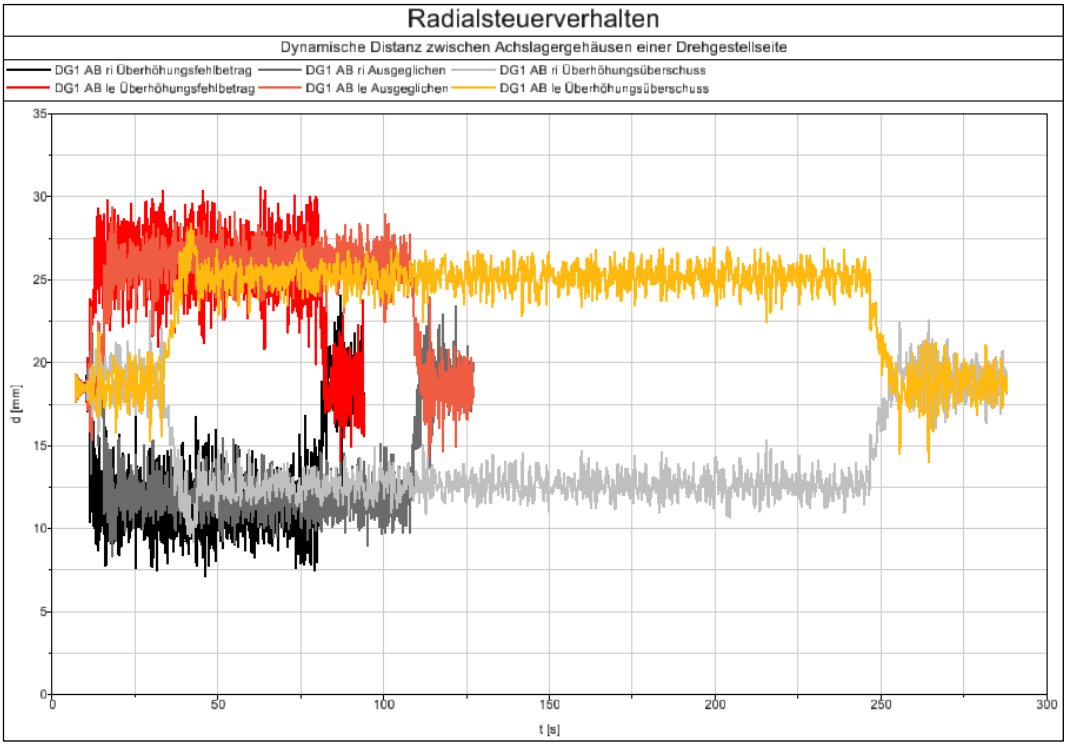


Abbildung 5.12: Eco-Bogie dynamische Distanz zwischen Achslagergehäusen einer Drehgestellseite (ohne nominelle Distanz 2 m), Vergleich Simulation mit Überhöhungsfehlbetrag, mit ausgeglichener Querbeschleunigung und mit Überhöhungsüberschuss

Die quasistatische Querbeschleunigung hat einen wesentlichen Einfluss auf die Position der Achsen im Gleis und somit auf den Verschleiss und den Anlaufwinkel während Kurvenfahrten. Zur Beurteilung der Ergebnisse vom Eco-Bogie wurden deshalb die gleichen Beurteilungsgrössen auch mit dem MKS Modell mit Y25 Drehgestellen ermittelt. Dafür wurden das identische Streckenlayout und dieselben Fahrgeschwindigkeiten verwendet. Die Resultate vom Y25 Modell sind in Tabelle 5.6 zusammengefasst.

Simulation	a_q	Maximale gemittelte Kontaktflächenenergie pro Rad Tγ	Gemittelter relativer Ausdrehwinkel zwischen vor- und nachlaufender Achse eines Drehgestells	Gemittelter Anlaufwinkel führender Radsatz (DG1 WS1)
	[m/s²]	[J/m]	[°]	[mrad]
Überhöhungs-fehlbetrag	0.58	170.5	0.17	-2.26
Ausgeglichen	0.00	178.9	0.15	-2.69
Überhöhungs-überschuss	-0.58	215.2	0.19	-3.92

Tabelle 5.6: Y25 Drehgestell Vergleichswerte als Mass für das Radialsteuerverhalten im Vollbogen

Der Vergleich der Resultate vom Eco-Bogie und Y25 Drehgestell zeigt, dass das Eco-Bogie wie erwartet die geringere gemittelte Kontaktflächenenergie Tγ als Mass für den Verschleiss aufweist als das Y25 Drehgestell (Abbildung 5.13). Das grösste Potential für Verschleissreduktion gegenüber herkömmlichen Güterwagendrehgestellen besteht für ausgeglichene Kurvenfahrt oder bei Überhöhungsfehlbetrag, also wenn der Wagenkasten nach Kurven aussen rollt. Für die exemplarisch ausgewählte Konfiguration (Fahrzeug-, Fahrweg- und Betriebsbedingungen) wurden rund 60% Reduktion für ausgeglichene Kurvenfahrt bzw. Überhöhungsfehlbetrag und rund 30% Reduktion bei Überhöhungsüberschuss berechnet. Andere Beladungszustände, Drehzapfenabstände, Kurvenradien, Fahrgeschwindigkeiten, etc. können zu abweichenden Ergebnissen führen.

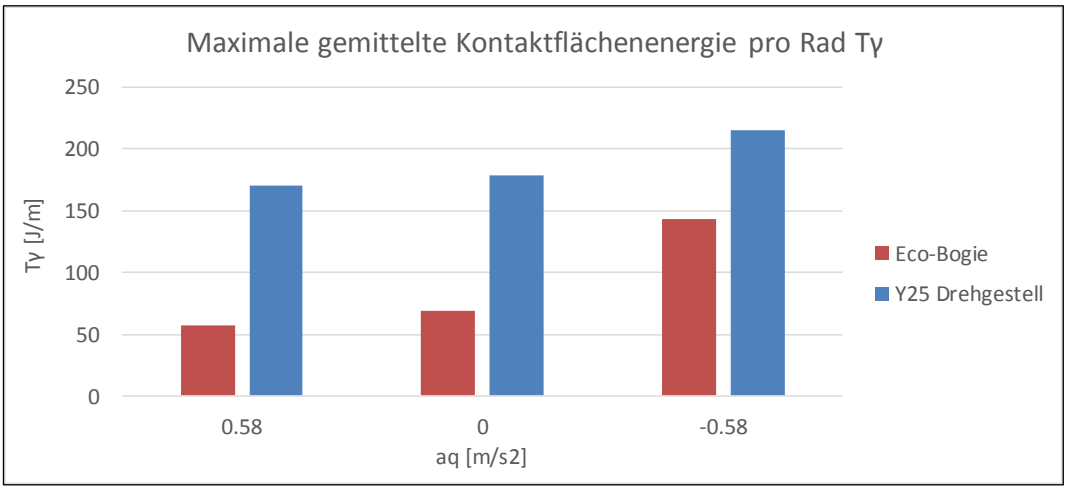


Abbildung 5.13: Vergleich gemittelte Kontaktflächenenergie Tγ (Verschleiss)

Das geringere Verschleissreduktionspotential bei Überhöhungsüberschuss wird vermutlich durch das Achsspreizverhalten des Eco-Bogies verursacht. Bei Überhöhungsüberschuss rollt der Wagenkasten nach kurveninnen und beeinflusst damit über das Achsspreizverhalten die Radialeinstellung der Radachsen negativ.

Die relative Ausdrehung zwischen vor- und nachlaufender Achse im Drehgestell ist beim Eco-Bogie grösser als beim Y25 (Abbildung 5.14). Die grössere Ausdrehung führt zu einer besseren Radialeinstellung der Achsen, welche jedoch durch den Effekt der Achsspreizung bei Überhöhungsüberschuss negativ beeinflusst wird.

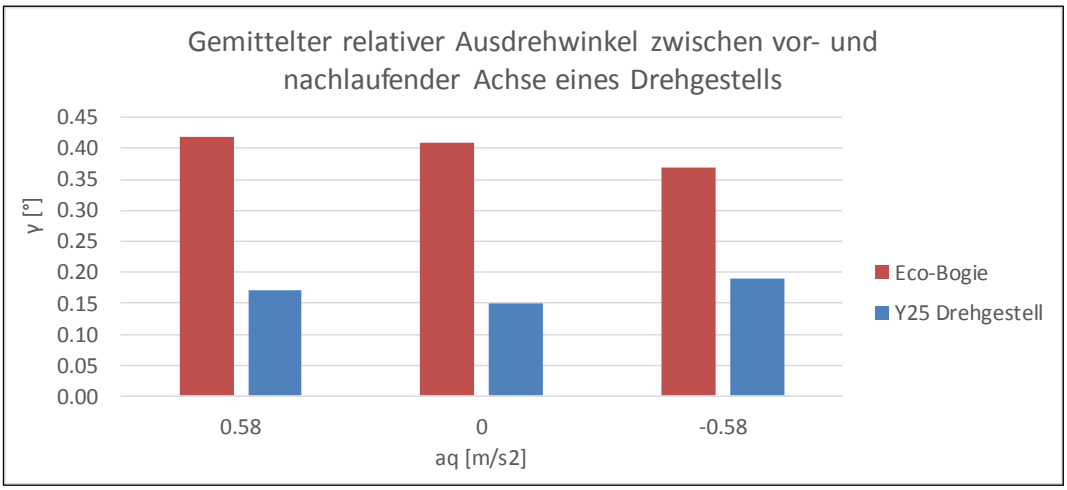


Abbildung 5.14: Vergleich relativer Ausdrehwinkel zwischen Achsen (radiale Einstellung)

Der Anlaufwinkel vom führenden Rad an die bogenäussere Schiene hat einen wesentlichen Einfluss auf die Kontaktflächenenergie. Die bessere Radialeinstellung vom Eco-Bogie gegenüber dem Y25 führt zu einem geringeren Anlaufwinkel (Abbildung 5.15). Auch für den Anlaufwinkel besteht aus den vorgängig erläuterten Gründen das grösste Reduktionspotential bei Überhöhungsfehlbetrag.

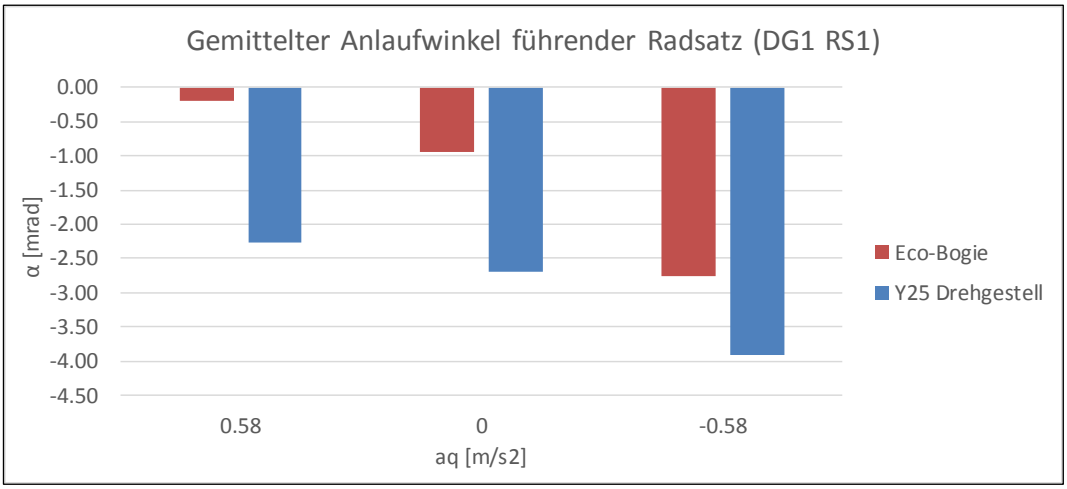


Abbildung 5.15: Vergleich gemittelter Anlaufwinkel (radiale Einstellung)

Eine erste Beurteilung der Grenzwerte der Fahrsicherheit nach EN 14363 wurde aufgrund des Instabilitätsproblems des Eco-Bogie Konzepts noch nicht durchgeführt, da die Fahrgeschwindigkeit für «vollbeladen» signifikant unter v_{max} reduziert werden müsste, um ein stabiles Fahrverhalten zu erhalten. Die rechnerische Beurteilung der Fahrsicherheit wird bei v_{max}+10% durchgeführt.

D Wankverhalten

Der Rollkoeffizient vom Wagen mit Eco-Bogies und vom Wagen mit Y25 Drehgestellen wurde gemäss EN 14363 nach Verfahren 2 (Streckenversuch) berechnet. Dazu wurde eine Kurvenfahrt simuliert und die Querbeschleunigungen ÿ* im Wagenkasten und ÿ auf Gleisebene gemessen. Der Rollkoeffizient wurde anschliessend gemäss folgender Formel berechnet.

$$S_R = \frac{\ddot{y}^*}{\ddot{y}} - 1$$

Zur Ermittlung des maximalen Rollkoeffizienten wurden eine unausgeglichene Querbeschleunigung von 0.88 m/s^2 und ein vollbeladener Wagenkasten berücksichtigt. Zum Erreichen dieser unausgeglichenen Querbeschleunigung wurde eine Kurve mit 250 m Radius und 110 mm Überhöhung mit einer Geschwindigkeit von 72 km/h durchfahren.

Der Wagen mit Eco-Bogies weist einen geringeren mittleren Rollkoeffizienten auf als der Wagen mit Y25 Drehgestellen (Tabelle 5.7). Beide Werte sind kleiner als der gemäss UIC 505-5 [4] für Wagen ohne Pantograph empfohlene Wert.

Unausgeglichene Querbeschleunigung a_q [m/s^2]	**Rollkoeffizient S_R [-]**		
	Eco-Bogie	**Y25 Drehgestell**	**Empfohlener Maximalwert für Fahrzeuge ohne Stromabnehmer (gemäss UIC 505-5)**
0.88	0.08	0.26	0.4

Tabelle 5.7: Rollkoeffizient S_R

Beim Eco-Bogie ist im vollbeladenen Zustand der Gap zwischen der oberen und unteren Drehgestellrahmenhälfte geschlossen. Das heisst, die bogie frame bearers sind in Kontakt und die zweite vertikale Steifigkeitsstufe ist aktiv. Ausserdem stützt sich das Kastengewicht hauptsächlich seitlich auf den side bearers ab, der Pivot überträgt maximal 10% der Last. Dies führt zu einer grösseren Rollsteifigkeit als beim Y25 Drehgestell, bei welchem das Kastengewicht primär über die Drehpfanne abgestützt wird und die seitlichen Gleitstücke lediglich das Rückstellmoment entgegen der Rollbewegung des Wagenkastens generieren. Die seitlichen Gleitstücke beim Y25 haben ein Höhenspiel von 12 mm (freier Federweg vor Hartanschlag, 12 mm obere Grenze des typischen Wertebereichs), welches bewirkt, dass der Kasten in diesem Bereich mit relativ geringem Widerstand rollen kann.

In Abbildung 5.16 sind die Rollwinkel der Wagenkasten relativ zur Gleisebene während der Kurvendurchfahrt mit a_q 0.88 m/s^2 dargestellt. Aufgrund der höheren Rollsteifigkeit weist das Wagenkastenrollen vom Eco-Bogie eine leicht höhere Frequenz auf. Aus den Zeitverläufen ist ersichtlich, dass der Wagenkastenrollmode durch die Gleisanregung bei beiden Drehgestelltypen deutlich angeregt wird.

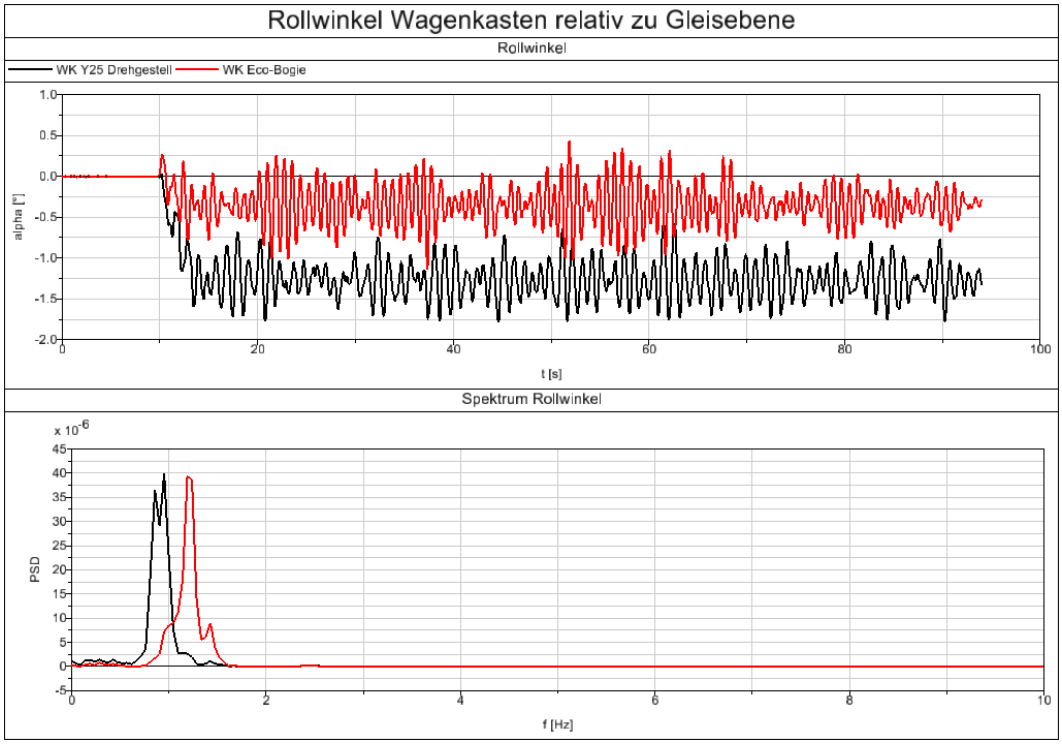


Abbildung 5.16: Rollwinkel Wagenkasten Eco-Bogie und Y25 während Kurvenfahrt mit $a_q = 0.88\ m/s^2$

E Entgleisungssicherheit

Die Entgleisungssicherheit wurde gemäss EN 14363 nach Verfahren 2 (Prüfung am Verwindeprüfstand und im ebenen Versuchsgleis) berechnet. Dazu wurde die geforderte Drehgestell- und Fahrzeugkasten-Prüfverwindung in einem nachgebildeten Prüfstandversuch aufgebracht um die Radentlastung, d.h. die minimale Radkraft Q_{min}, zu ermitteln. Für den Radsatzabstand 2 m und den Drehzapfenabstand 16 m gelten folgende Prüfverwindungen:

- Drehgestell 4.5‰
- Wagenkasten 2.94‰

Zur Ermittlung der quasistatischen Führungskraft Y_a wurde ein Gleisbogen mit 150 m Radius ohne Übergangsbogen, Verwindung und Überhöhung durchfahren. Als Spurerweiterung im 150 m Bogen wurde der Richtwert 10 mm gemäss AB-EBV [5] verwendet. Die Berechnungen wurden für den kritischeren Beladungsfall „Tara“ durchgeführt. Der Reibbeiwert zwischen Rad und Schiene betrug 0.4.

Für eine ausreichende Sicherheit gegen Entgleisen darf der Koeffizient

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_a = \frac{Y_a}{Q_{min} + \Delta Q_H}$$

den Grenzwert von $(Y/Q)_{lim} = 1.2$ nicht überschreiten (ΔQ_H ist die Radkraftänderung aus dem Moment der Führungskraftsumme).

Die Berechnungen mit starrem Wagenkasten haben gezeigt, dass dieser Ansatz für die Entgleisungssicherheit zu konservativ ist und zu hohen Radentlastungen führt. Deshalb wurde für die Berechnung der minimalen Radkraft ein torsionsweiches Kastenmodell verwendet (Torsionssteifigkeit 1E6 Nm/rad, Abschätzung nach EN 16235 [3]). Die SIMPACK Modelle sind in Abbildung 5.17 und Abbildung 5.18 ersichtlich.

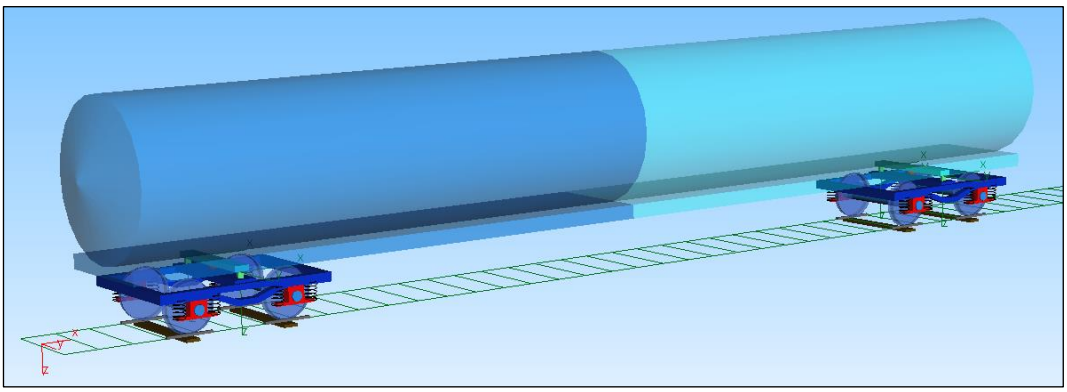


Abbildung 5.17: SIMPACK Modell Fahrzeug mit Y25 Drehgestellen und torsionsweichem Wagenkasten

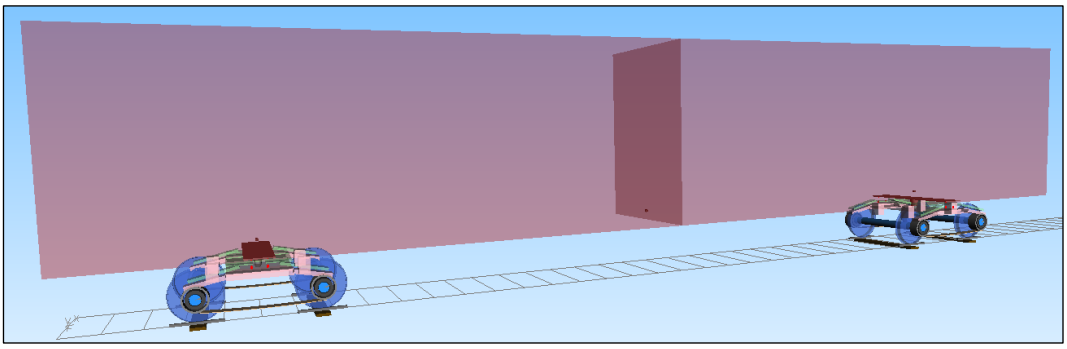


Abbildung 5.18: SIMPACK Modell Fahrzeug mit Eco-Bogies und torsionsweichem Wagenkasten

Im Vergleich zum Y25 ist der Koeffizient Y/Q vom Eco-Bogie etwas kleiner. Beide Werte überschreiten den Grenzwert nicht. Beim Eco-Bogie ist die Radentlastung geringfügig grösser als beim Y25 Drehgestell, dafür ist die quasistatische Führungskraft kleiner (Tabelle 5.8).

Drehgestell	Q_{min} [N]	ΔQ_H [N]	Y_a [N]	(Y/Q) [-]
Eco-Bogie	10'279	1'630	12'202	1.025
Y25	12'670	3'058	16'784	1.067
Grenzwert $(Y/Q)_{lim}$	-	-	-	1.200

Tabelle 5.8: Koeffizient Entgleisungssicherheit

Das Konzept vom Eco-Bogie, die Wagenkastenmasse über die side bearers abzustützen, führt zu einem verwindungssteiferen System im Vergleich zum Y25. Da beim Y25 das Kastengewicht über die Drehpfanne abgestützt wird, kann für die seitlichen Gleitstücke innerhalb des Höhenspiels von 12 mm eine geringere Vertikalsteifigkeit verwendet werden, was in diesem Bereich zu einer geringeren Verwindungssteifigkeit führt. Der bessere Ausgleich der Wagenkastenverwindung führt zu einer geringeren Radentlastung.

Der Drehgestellrahmen des Eco-Bogies besteht aus einer oberen und unteren GFK Rahmenhälfte. Mit diesem Rahmenkonzept hat das Eco-Bogie das Potential für eine zweistufige Federung, wie diese bei Güterwagen typisch ist um den grossen Lastbereich zwischen leer und vollbeladen abzudecken. Mit einer zweistufigen Federung wird beim Leerfahrzeug eine tiefere Vertikalsteifigkeit sichergestellt, als diese beim vollbeladenen Wagen notwendig ist, so dass die Entgleisungssicherheit im Leerzustand unkritisch ist. Die Dokumentation von Sciotech und die Simulationen zeigen aber, dass der Gap zwischen unterer und oberer Rahmenhälfte bereits unter Tara-Last geschlossen ist. Damit wirkt bereits beim Leerfahrzeug die höhere Vertikalsteifigkeit. Würde das Eco-Bogie so ausgelegt, dass der Gap unter Tara offen ist, könnte die Entgleisungssicherheit verbessert werden. Die Simulationsresultate zeigen, dass dies mit der verwendeten Verwindungssteifigkeit des Wagenkastens aktuell nicht notwendig ist.

F Abkürzungen

a_q	Unausgeglichene Querbeschleunigung
DG	Drehgestell
Q	Radlast
RS	Radsatz
S_R	Rollkoeffizient
Tγ	Kontaktflächenenergie im Rad-Schienenkontakt
v_{max}	Maximal zulässige Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs
WK	Wagenkasten
Y_a	Führungskraft bogenaussen
ÿ	Querbeschleunigung auf Gleisebene
ÿ*	Querbeschleunigung im Wagenkasten
γ	Ausdrehwinkel
α	Anlaufwinkel (Rad zu Schiene)