

Mehrkörpersimulationsmodell Eco-Bogie

Kurzbericht

16.029.00 – BAFU
Eco-Bogie - Validierung Güterwagendrehgestell aus GFK

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

Erstellt	Geprüft	Freigegeben	
F. Frank	M. Schmidt	O. Porges	
Dokumenten-Nummer	Revision	Status	Ausgabe Datum
04-03-01263	0.00	Released	01.06.2016

Änderungen seit letzter Version:

Rev. 0

Referenzen:

- [1] Documentation in response to Frageliste concerning Ecobogie, R. Mayer et al., 01 March 2016
- [2] VYZ-1054-0043-01N, Testing Report, Dynamic Testing Laboratory ŠKODA VÝZKUM s.r.o., 31 May 2010
- [3] Drawing No. EB2010R22.5T01, General Assembly Eurobogie 22.5, Transglide Composite Suspension Ltd.
- [4] EN 16235:2013, 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
- [5] UIC 432, Güterwagen – Fahrgeschwindigkeiten – Einzuhaltende technische Bedingungen
- [6] EN 14363:2005, Bahnanwendungen – Fahrtechnische Prüfung für die fahrtechnische Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen – Prüfung des Fahrverhaltens und stationäre Versuche, CEN, Juni 2005

1 Veranlassung

Das Bundesamt für Umwelt (BAFU) hat bei PROSE die Validierung eines Güterwagendrehgestells aus Glasfaser verstärktem Kunststoff (GFK) in Auftrag gegeben. Das Konzept dieses „Eco-Bogie“ Drehgestells wurde von der Firma Sciotech Projects Limited aus England beim BAFU im Rahmen der Ausschreibung „Eisenbahnlärmforschung 2016“ für ein Forschungsprojekt zur Entwicklung, Erprobung und Einsatz dieses Drehgestells eingereicht. In Abstimmung mit dem BAV hat das BAFU beschlossen, die Eignung dieses Drehgestellkonzepts vorab durch unabhängige Experten

überprüfen zu lassen. Im Rahmen dieses Auftrags hat PROSE ein Mehrkörpersimulationsmodell (MKS Modell) des Eco-Bogies erstellt und mit berechneten und gemessenen Daten, welche von Sciotech Projects zur Verfügung gestellt wurden, abgeglichen. Anhand der mit dem MKS Modell durchgeführten Simulationen werden die lauftechnischen Eigenschaften des Eco-Bogies untersucht und das Konzept bezüglich des fahrdynamischen Verhaltens validiert. Der vorliegende Bericht beinhaltet die Beschreibung des lauftechnischen Mehrkörpersimulationsmodells und erste Simulationsergebnisse.

2 Modellbeschreibung

Das MKS-Modell des Eco-Bogies wurde mit der Mehrkörpersimulationssoftware SIMPACK, Version 9.9 erstellt. Eine Zusammenbauzeichnung des Drehgestells wird in Abbildung 2.1 gezeigt und das SIMPACK Modell ist in Abbildung 2.2 dargestellt.

Die einzelnen Fahrwerkskomponenten wie Radsatz, inneres und äusseres Achslagergehäuse und Längsmitnahme (Pivot) wurden als Starrkörper modelliert. Die einzelnen Starrkörper wurden über Kraftelemente und Gelenke verbunden.

Über die Gelenke wurden die möglichen Relativbewegungsrichtungen zwischen den Elementen festgelegt. So zum Beispiel kann das innere Achslagergehäuse relativ zum Radsatz nur um die y-Achse drehen, wohingegen das äussere Achslagergehäuse alle sechs Freiheitsgrade gegenüber dem inneren Gehäuse hat.

Die Gummibauteile der Eco-Bogie Struktur wie zum Beispiel „axle wrap“, „axle tie“, „upper axle box pad“, etc. wurden über Kraftelemente abgebildet. Die Kraftelemente können lineare Steifigkeiten oder nichtlineare Kraft-Weg-Kurven beinhalten.

Die Daten für Massen, Trägheitsmomente, Geometrien und Steifigkeiten wurden den Unterlagen von Sciotech Projects [1] entnommen oder anhand der Informationen berechnet und abgeschätzt.

Um die Flexibilität der GFK Struktur abzubilden, wurde der Drehgestellrahmen, welcher aus einer unteren und einer oberen Rahmenstruktur besteht, in mehrere einzelne Starrkörperelemente unterteilt. Die einzelnen Starrkörperelemente wurden über Kraftelemente mit definierten Steifigkeiten verbunden. Die Steifigkeiten wurden mittels FE-Berechnungen der GFK-Struktur und mit analytischen Gleichungen hergeleitet. An die inneren Elemente der unteren Rahmenstruktur wurden die als Starrkörper modellierten Bremssupporte mit Bremszangen starr angebunden. Die Längsmitnahme zwischen Wagenkasten (Mounting) und Drehgestell, der „central pivot“, greift ebenfalls an der unteren Rahmenhälfte an.

In den Auflageflächen des Wagenkastens („side bearer“) wurden Reibkraftelemente in tangentialer Richtung zur Auflast modelliert. Die Reibung in diesen Elementen trägt wesentlich zum Ausdrehwiderstand und zu der Ausdrehdämpfung zwischen Drehgestell und Wagenkasten bei. Dies beeinflusst das Ausdrehmoment in Kurvenübergängen und die Laufstabilität. Der Reibbeiwert wurde analog zum Sollwert eines Y25-Drehgestells über den Nennausdrehwiderstand abgeschätzt [4].

Als Rad-Schienenprofilpaarung wurde die weit verbreitete Kombination von S1002 Rad- und UIC60 Schienenprofil mit 1:40 Einbauneigung verwendet (Abbildung 2.3). Als Reibkoeffizient zwischen Rad und Schiene wurde 0.4 für trockenen Rad-Schienezustand verwendet.

Ein Auszug der MKS Modellparameter ist in Tabelle 2.1 gegeben.

Nachfolgend zur ursprünglichen Berechnung und Abschätzung der Parameter wurde die Drehgestellcharakteristik, d.h. die globale Vertikal-, Quer- und Längssteifigkeit sowie das Achsspreizverhalten, ermittelt und mit den berechneten Daten aus [1] abgeglichen.

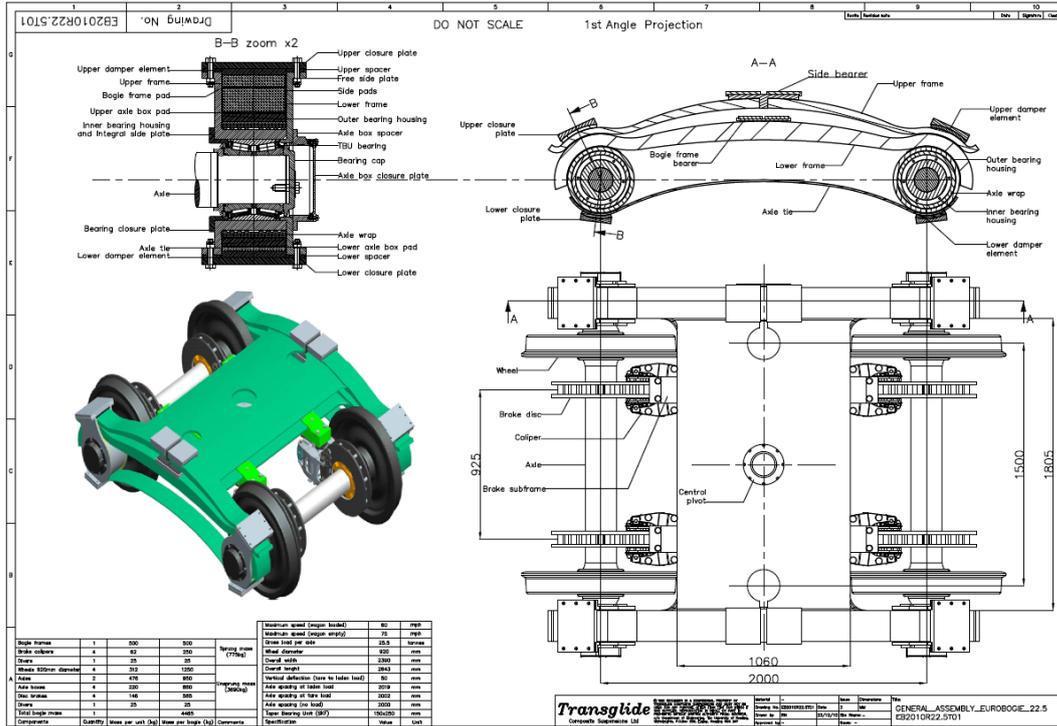


Abbildung 2.1: Zusammenbauzeichnung Eco-Bogie [3]

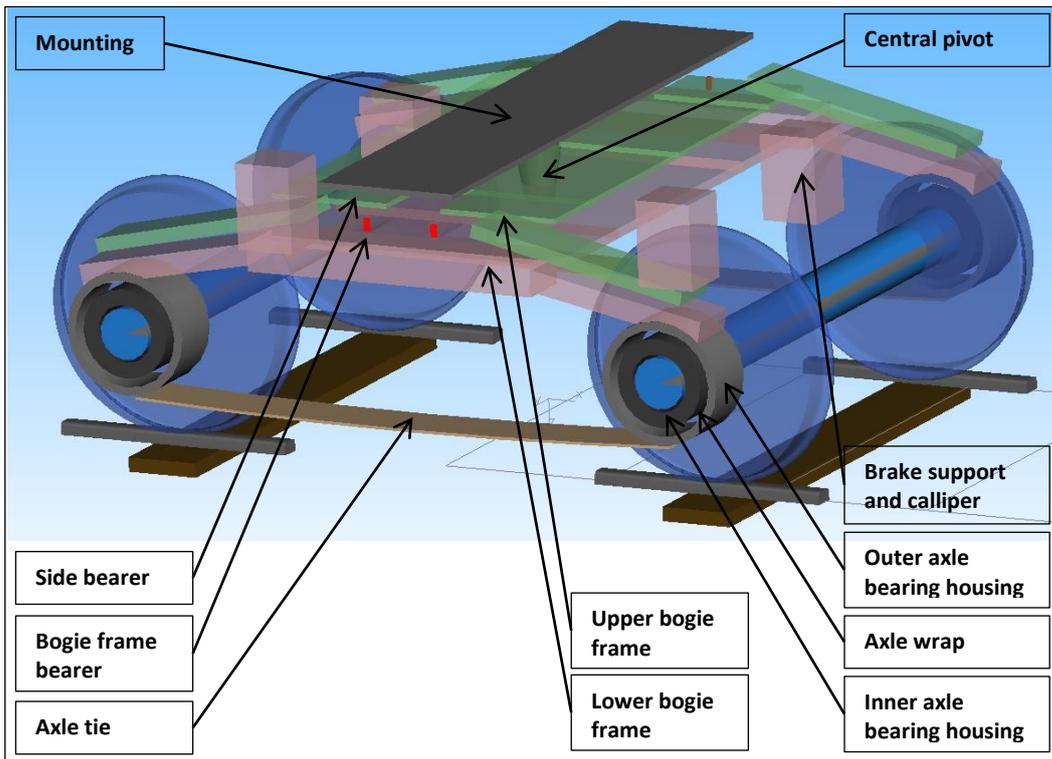


Abbildung 2.2: SIMPACK MKS-Modell Eco-Bogie

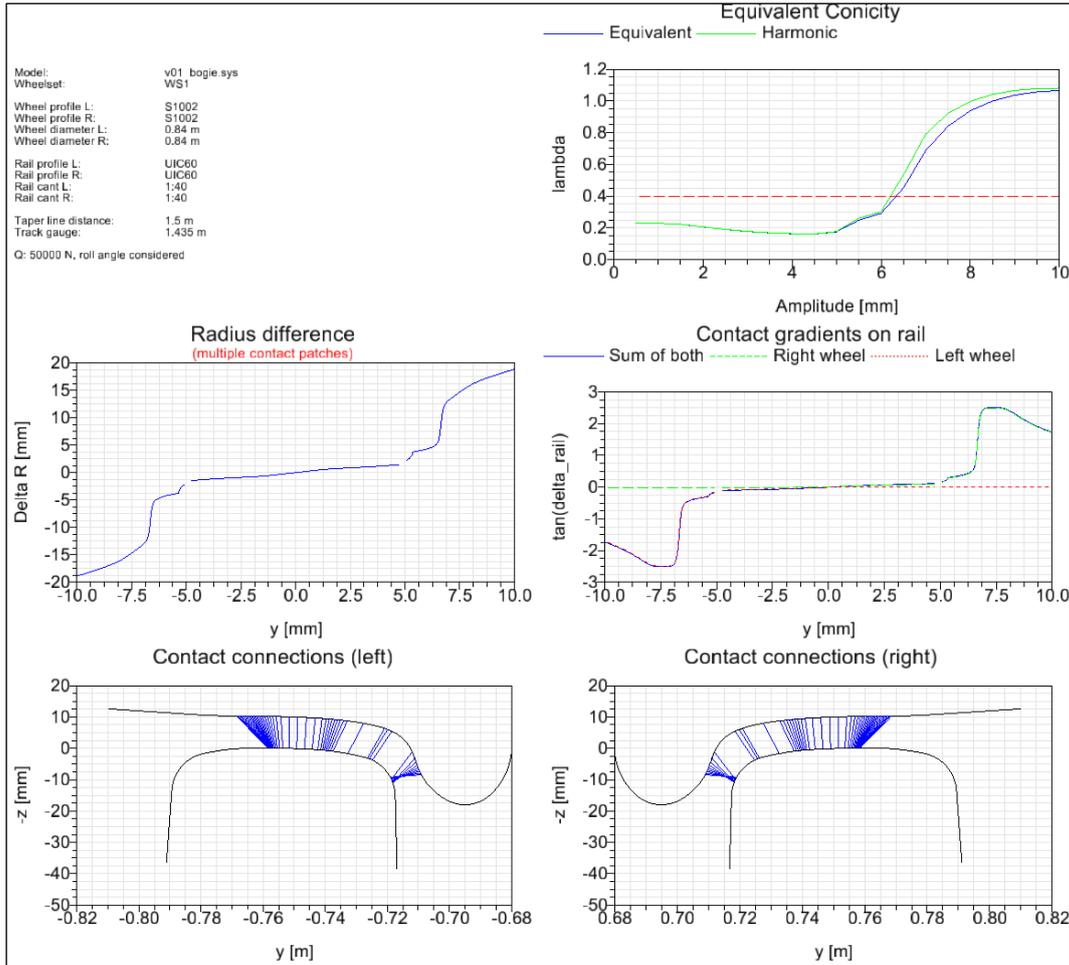


Abbildung 2.3: Rad-Schienenkontakt

Parameter	Wert	Einheit	Kommentar
Spurweite	1.435	m	
Radprofil	S1002	-	
Schienenprofil	UIC60	-	
Einbauneigung Schiene	1:40		
Nomineller Achsabstand	2	m	Annahme ohne Auflast und ohne Eigengewicht des Drehgestellrahmens
Masse Drehgestell	3'900	kg	Gesamtmasse Drehgestell
Masse Radsatz	1'280	kg	
Masse inneres Achslagergehäuse	40	kg	
Masse äusseres Achslagergehäuse	110	kg	
Masse Drehgestellrahmen	730	kg	Oberer und unterer, inkl. Bremskomponenten
Masse central pivot	10	kg	
Reibbeiwert side bearer	0.17	-	Analog Y25 gemäss [4]

Tabelle 2.1: Auszug Modellparameter MKS-Modell Eco-Bogie

3 Abgleich Charakteristik Drehgestell

Im Bericht von Sciotech Projects [1] sind mit FE berechnete Systemsteifigkeiten dokumentiert. Für den Modellabgleich wurden die Tests der Vertikal-, Quer- und Längssteifigkeit per MKS nachgebildet.

3.1 Vertikalcharakteristik und Achsspreizverhalten

In [1] wurde die Vertikalcharakteristik für eine Einfederung bis 140 mm bzw. bis zu einer Auflast von 900 kN berechnet (Abbildung 3.1). Die ermittelte Achsspreizung für diese Last ist 36 mm (Abbildung 3.4).

Im MKS Modell wurde die lineare Vertikalverschiebung des Mountings vorgegeben und die für diese Verschiebung notwendige Vertikalkraft gemessen. Um die mit FE berechnete Kraft-Weg-Kurve nachzubilden, wurden gewisse MKS Modellparameter angepasst. Die mit dem MKS Modell berechnete Vertikalcharakteristik stimmt nach den Anpassungen gut mit dem mit FE berechneten Verlauf überein (Abbildung 3.2).

Die nominellen Positionen im MKS Modell sind ohne Berücksichtigung des Eigengewichts des Drehgestellrahmens (untere und obere Rahmenhälfte inklusive der Masse des central pivot) eingestellt. Zu Beginn eines Simulationsruns federt der Rahmen deshalb unter dem Eigengewicht ein. In vertikaler Richtung beträgt die Einfederung des Mountings 7 mm. Der Nullpunkt der simulierten Vertikalcharakteristik wurde deshalb bei eingefederter Position unter Drehgestell-Eigengewicht ohne zusätzliche vertikale Auflast gewählt.

Für das MKS Modell wurde angenommen, dass der central pivot, welcher am Mounting befestigt ist, vertikal erst nach 25 mm Einfederung zu tragen beginnt. Ausserdem wurde der nominelle Gap zwischen unterem und oberem Drehgestellrahmen („bogie frame bearer“) zu 40 mm abgeschätzt. Bei tiefer Auflast wird die Last deshalb via „side bearer“ über die obere Rahmenstruktur auf die Achsen übertragen. Der erste leichte Knick in der Vertikalcharakteristik bei ca. 22 mm erfolgt dann, wenn der central pivot zu tragen beginnt. Das Schliessen des Gaps zwischen unterer und oberer Rahmenhälfte führt zum zweiten sprunghaften Anstieg der Vertikalsteifigkeit bei ungefähr 39 mm Gesamteinfederung. Dieser Knick in der Vertikalcharakteristik liegt im Bereich der minimalen Auflast. Der Gap im bogie frame bearer wird somit bereits unter Tara-Last, d.h. unter Last des Leerfahrzeugs, geschlossen. Womit der Vorteil von geringerer Vertikalsteifigkeit mit leerem Wagen und höherer Steifigkeit mit vollbeladenem Wagen, wie dieser bei einigen Güterwagendrehgestell-Konzepten vorgesehen ist, im Fall vom Eco-Bogie nicht genutzt werden kann.

Die Aufteilung der Vertikallast zwischen central pivot und side bearer ist in Abbildung 3.3 gezeigt. Sobald der Gap im bogie frame bearer zwischen oberer und unterer Drehgestellrahmenhälfte geschlossen ist, nimmt der Einfluss des central pivot für die Übertragung der Vertikallasten ab. Höhere Auflasten werden primär über die side bearer gestützt. Bei maximaler Achslast überträgt der central pivot lediglich 10% der gesamten Vertikallast. Dies entspricht den Aussagen in [1].

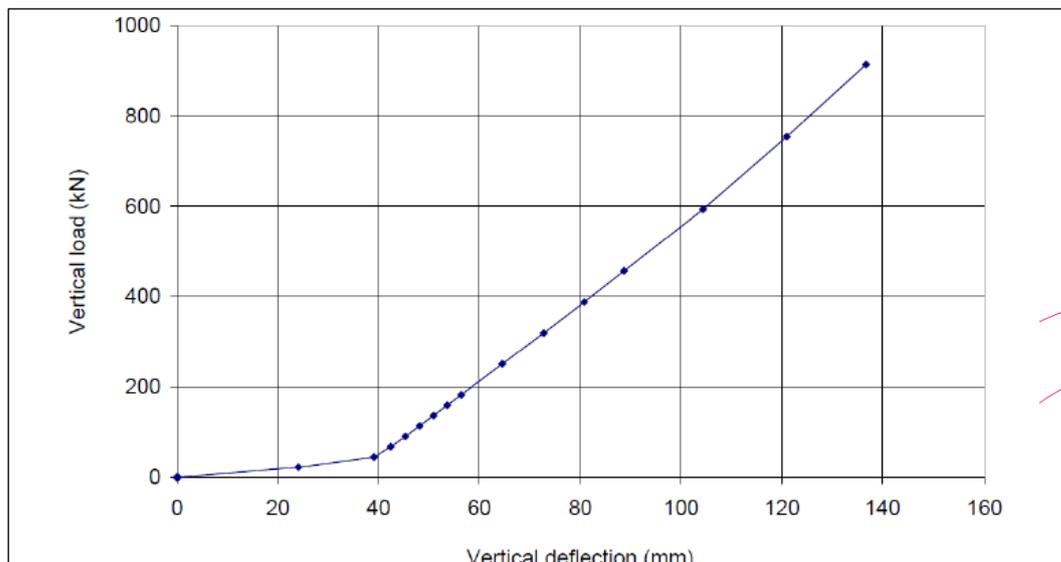


Abbildung 3.1: Vertikalcharakteristik aus FE Berechnung [1]

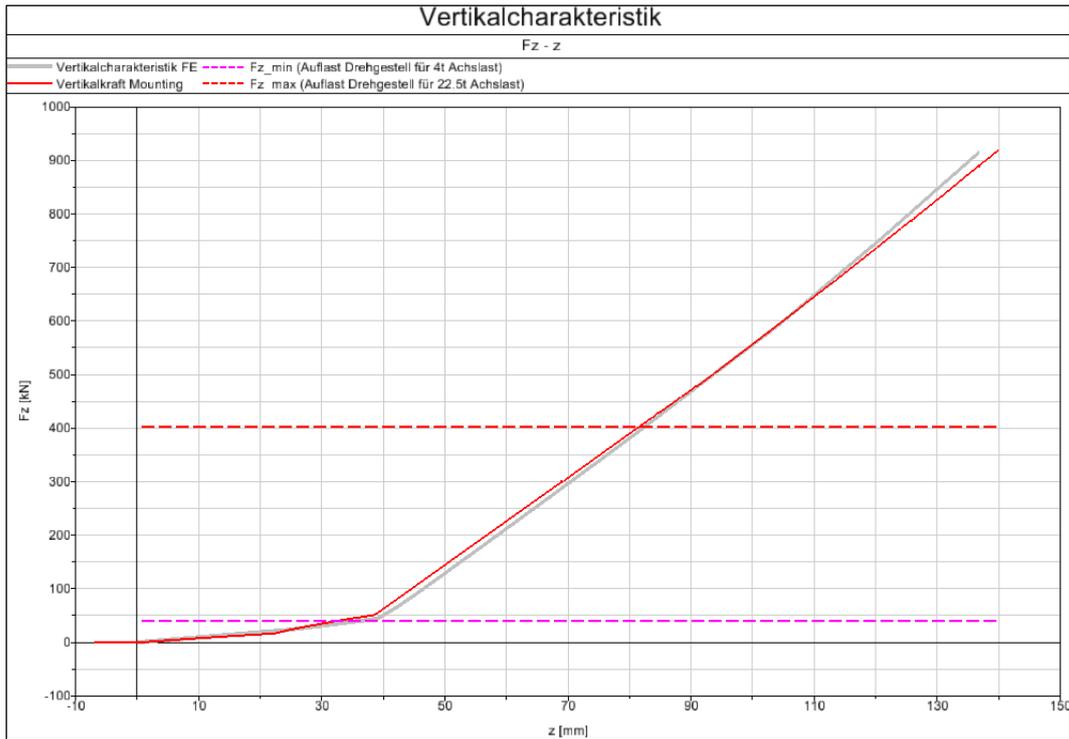


Abbildung 3.2: Vertikalcharakteristik von MKS-Modell

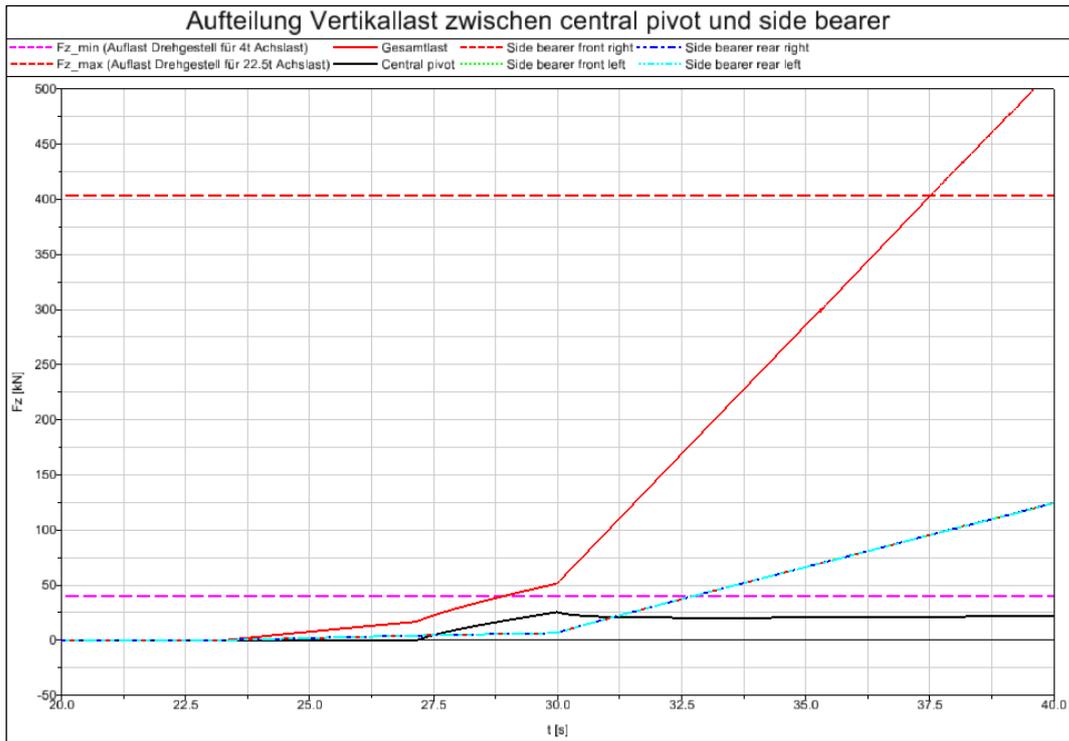


Abbildung 3.3: Verteilung Vertikallast zwischen central pivot und side bearer aus MKS Resultaten

Aus den Resultaten der oben beschriebenen Vertikalcharakteristik-Simulation wurde die Achspreizung unter linear zunehmender Auflast berechnet. Das Eco-Bogie kann theoretisch für Gesamtwagenmassen von 16 t bis 90 t eingesetzt werden. Der mögliche Achslastbereich reicht deshalb von 4 t (39 kN) bis 22.5 t (221 kN). Dies entspricht einer Auflast pro Drehgestell von 4.1 t (40 kN) bis 41.1 t (403 kN). Im Bereich dieser Auflasten stimmt das Achspreizverhalten des MKS Modells gut mit dem mit FE berechneten Verlauf überein (Abbildung 3.5Abbildung 3.2). Die Achspreizung reicht von 1.8 mm bei 4 t Achslast bis 19.3 mm bei 22.5 t Achslast.

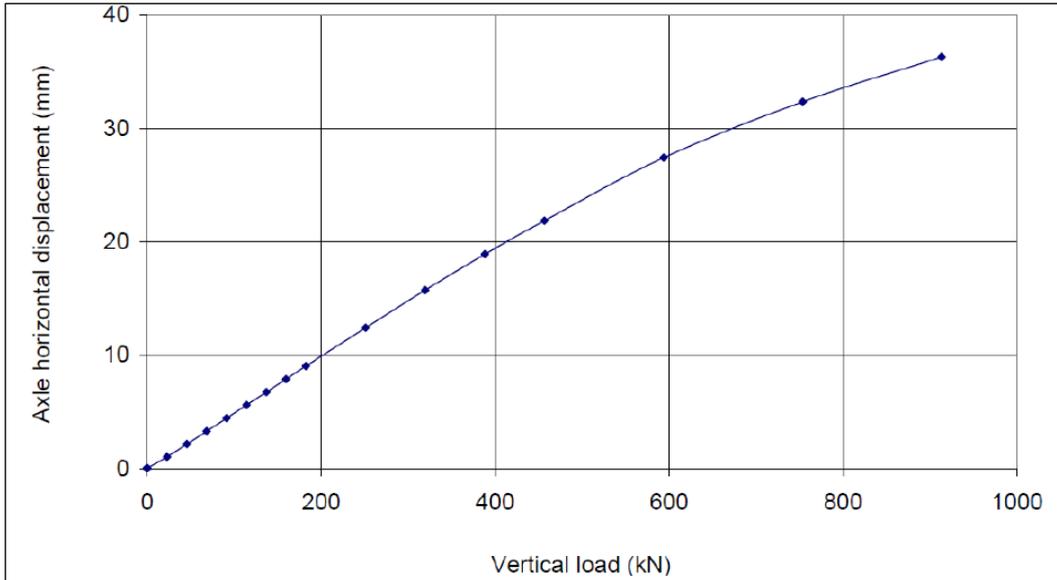


Abbildung 3.4: Achsspreizverhalten aus FE Berechnung [1]

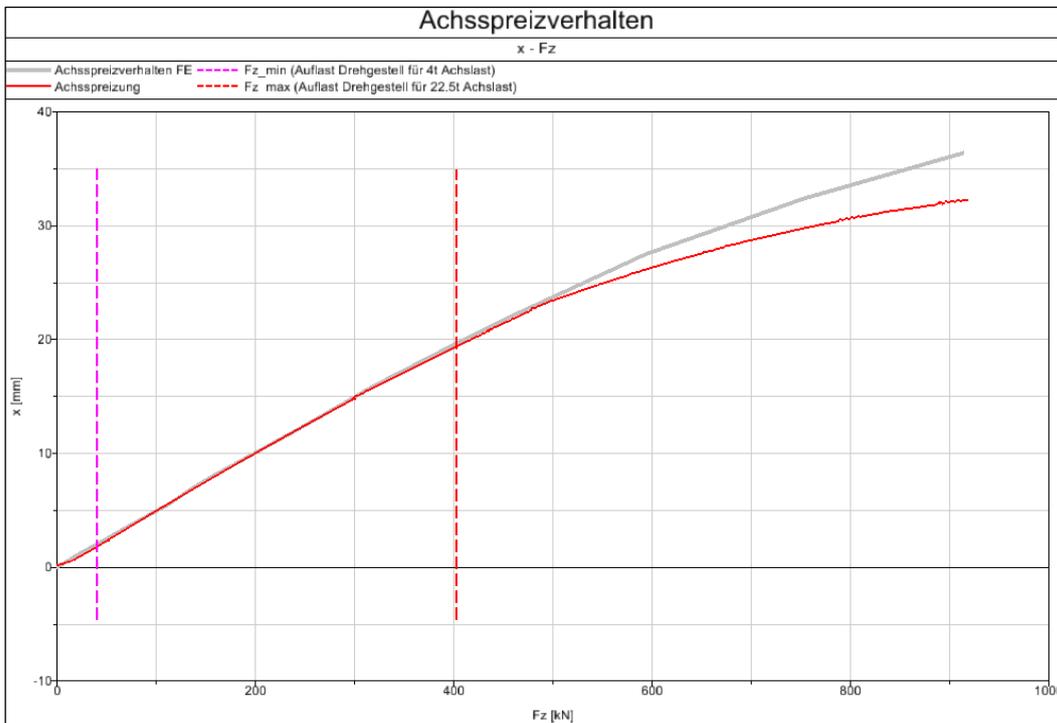


Abbildung 3.5: Achsspreizverhalten von MKS-Modell

Das vertikale Dämpfungsverhalten einer Drehgestellhälfte, d.h. von nur einem Seitenträger ohne Mittenstruktur, wurde vom ŠKODA Testzentrum ermittelt [2]. Das MKS Modell wurde mit den Messdaten vom dynamischen Test mit 75 kN statischer Auflast, 10 kN dynamischer Testamplitude und 5 Hz Testfrequenz abgeglichen (Abbildung 3.6). Dazu wurde dem Mounting im MKS Modell eine statische Vertikalverschiebung aufgebracht, welche einer statischen Auflast von 150 kN entspricht. Dies ist die doppelte statische Auflast wie im Test von ŠKODA, da in der Mehrkörpersimulation der gesamte Drehgestellrahmen berücksichtigt wurde. Die überlagerte dynamische Vertikalkraft wurde als dynamische Verschiebungsamplitude von 2.63 mm mit 5 Hz auf den Mounting aufgebracht. Auch in dieser Simulation wurde die Vertikalkraft gemessen, welche für die vorgegebene Vertikalverschiebung des Mounting benötigt wurde.

Für den Abgleich von MKS und Test in Abbildung 3.7 wurden die Resultate aus der MKS auf eine Drehgestellhälfte umgerechnet. Dazu wurden die Vertikalkräfte halbiert. Ausserdem wurde der

Nullpunkt der Verschiebung bei 75 kN Auflast festgelegt. Aus dem Testbericht von ŠKODA ist nicht ersichtlich, bei welcher Vertikalkraft die Nulllage der Verschiebung gewählt wurde.

Um das gemessene Dämpfungsverhalten zu erreichen, mussten gewisse Dämpfungswerte im MKS Modell leicht erhöht werden. Die von der Hysterese aufgespannte Fläche ist ein Mass für die Dämpfung. Die Flächen aus den Test- und MKS-Resultaten stimmen nach den Parameteranpassungen gut überein. Die dynamische Vertikalsteifigkeit, d.h. die Steigung des Hysterese-Loops, ist für das MKS Modells leicht grösser als für die gemessene Struktur. Diese Abweichung kann damit begründet werden, dass beim Test von ŠKODA die mittleren Rahmenstrukturen zwischen den beiden Seitenträgern des Drehgestellrahmens nicht berücksichtigt wurden.

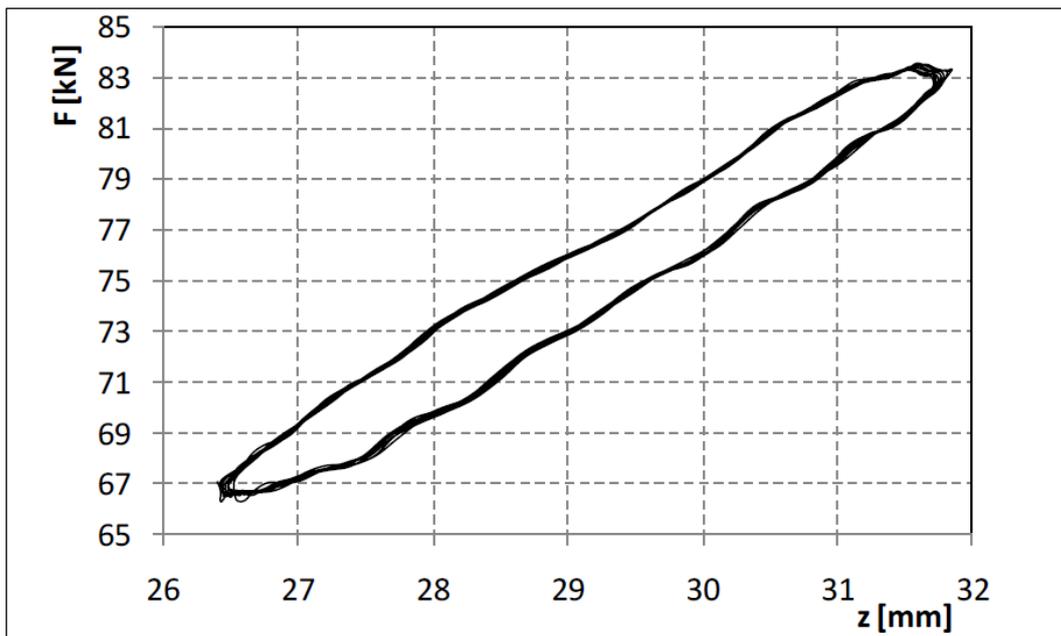


Abbildung 3.6: Messdaten ŠKODA Dämpfungsverhalten einer Drehgestellhälfte

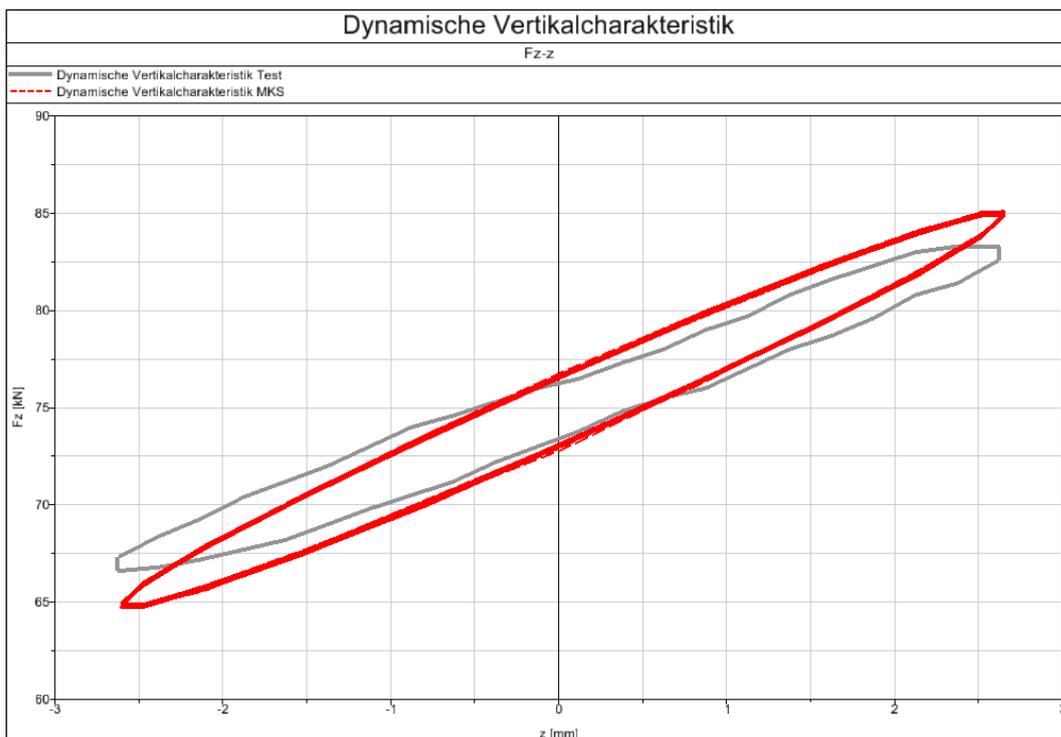


Abbildung 3.7: Dynamische Vertikalcharakteristik des MKS-Modells mit 150 kN statischer Auflast (75 kN pro Drehgestellhälfte) und 10 kN Amplitude mit 5 Hz Testfrequenz

3.2 Quercharakteristik

Der Abgleich der Quercharakteristik wurde für eine Auflast von 150 kN durchgeführt. Wie aus den mit FE berechneten Kraft-Weg-Verläufen ersichtlich ist, ist der Einfluss der Vertikallast auf das Querverhalten vernachlässigbar (Abbildung 3.8).

Im MKS Modell wurde dem Mounting eine statische Vertikalverschiebung aufgebracht, welche einer statischen Auflast von 150 kN entspricht. Anschliessend wurde der Mounting in Querrichtung linear um 12 mm ausgelenkt. Dabei wurden die Radsätze in Querrichtung festgehalten. Im Bereich der während Kurvenfahrten zu erwartenden quasistatischen Querkräften stimmt die Quercharakteristik des MKS Modells ungefähr mit der mit FE berechneten Kurve überein (Abbildung 3.9). Dies wurde mit gewissen Anpassungen von MKS Modellparametern erreicht.

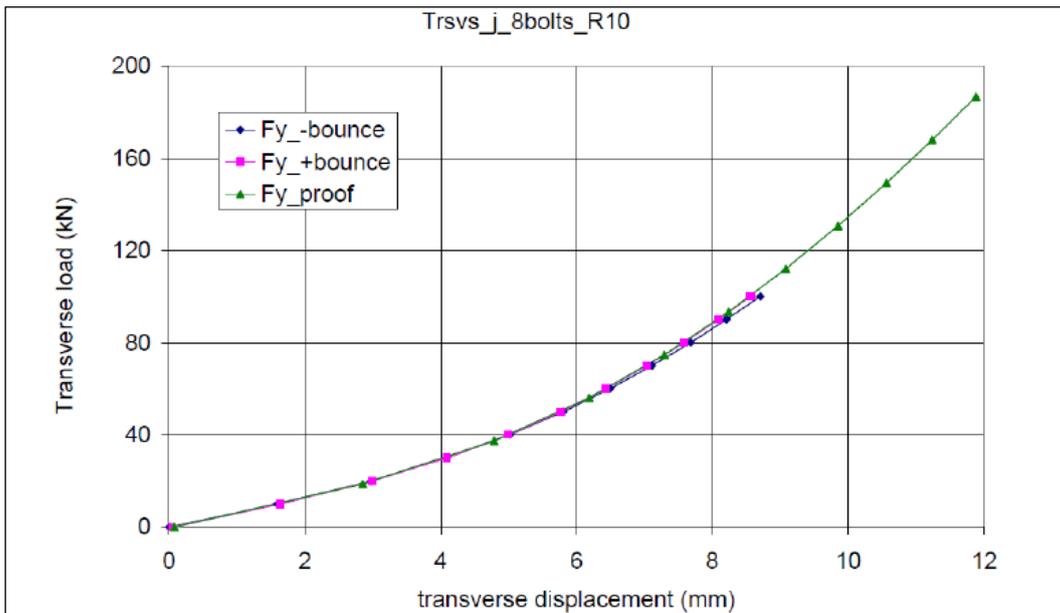


Abbildung 3.8: Quercharakteristik aus FE Berechnung [1]

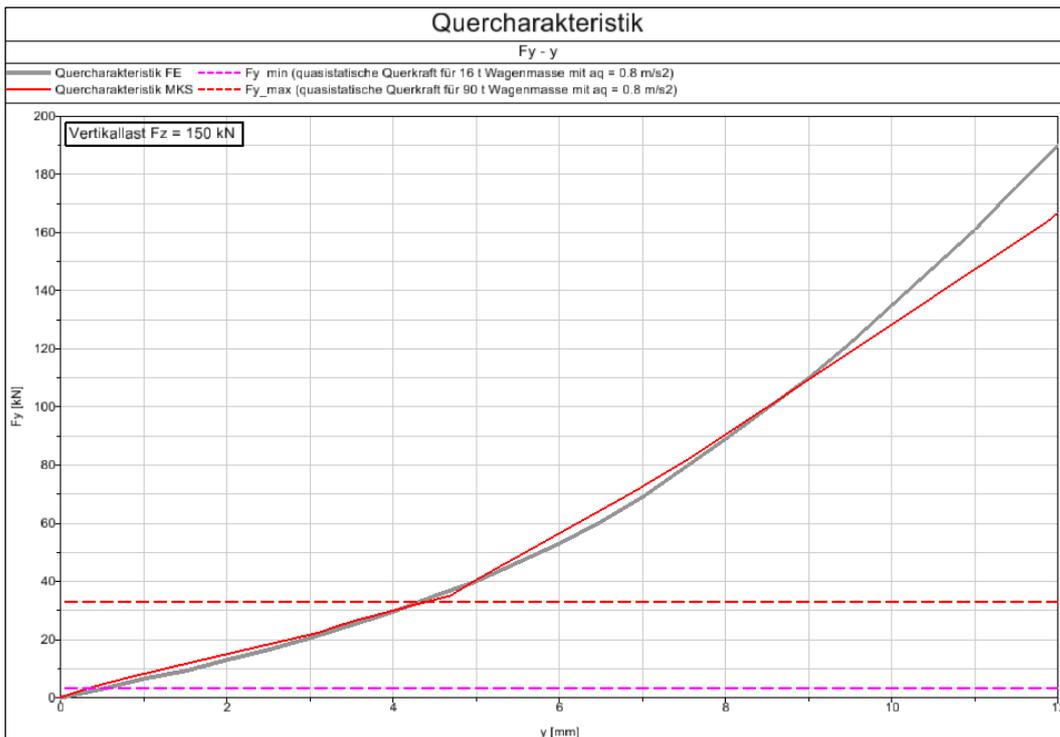


Abbildung 3.9: Quercharakteristik von MKS-Modell

3.3 Längscharakteristik

Aus dem Bericht [1] ist nicht ersichtlich, wie die Längscharakteristik in der FE-Berechnung genau ermittelt wurde (Abbildung 3.10). So ist nicht klar, wo die Längsverschiebung bzw. Längskraft aufgebracht und wo die Struktur festgehalten wurde. Ausserdem ist unklar, unter welcher Auflast die Berechnung durchgeführt wurde. Für den Abgleich des MKS Modells mit den Daten aus [1] wurden deshalb zwei Simulationsmethoden verwendet. Beide Methoden wurden mit einer statischen Auflast von 150 kN durchgeführt.

Bei der ersten Methode wurde davon ausgegangen, dass in der FE-Berechnung die Struktur in der Drehgestellmitte festgehalten und die Längskraft am Achslager aufgebracht wurde. In der Mehrkörpersimulation wurde deshalb eine linear zunehmende Längskraft in entgegengesetzter Richtung auf die vordere und hintere Achse aufgebracht, so dass diese zu einer Achsspreizung führte. Die Längskraft wurde über der Längsverschiebung einer Achse gegenüber der Drehgestellmitte, d.h. der halben Achsspreizung, aufgetragen (Abbildung 3.11). Die Steifigkeit im Ursprung stimmt relativ gut mit der mit FE berechneten Kurve überein. Für zunehmende Längskraft hingegen weist die MKS Längscharakteristik keinen progressiven Verlauf auf und führt damit zu grösseren Längsauslenkungen für gleiche Längskraft.

Bei der ersten Methode trägt die Längssteifigkeit des central pivot nicht zur Längscharakteristik des Drehgestells bei. Deshalb wurde zusätzlich eine zweite Methode für die Berechnung der Längssteifigkeit angewendet. Bei dieser wurde dem Mounting eine lineare Längsverschiebung aufgeprägt während die inneren Achslagergehäuse von allen vier Achslagern festgehalten wurden. Dies führt jedoch dazu, dass die axle tie nicht wesentlich zur Längscharakteristik beitragen, da die Achsspreizung über die Randbedingungen gesperrt ist. Die für die Längsverschiebung des Mounting notwendige Längskraft wurde über der Längsverschiebung aufgetragen (Abbildung 3.12). Die zweite Methode führt zu einer höheren Längssteifigkeit als die erste Methode (11 kN/mm statt 8 kN/mm), doch auch mit dieser wird kein progressiver Kraft-Weg-Verlauf erreicht. Dafür stimmt die Steifigkeit ungefähr mit der im Mittel berechneten Steifigkeit aus der FE-Kurve überein.

Für eine genauere Abstimmung der Längscharakteristik müssten die Randbedingungen der FE-Berechnung bekannt sein. Da die Längssteifigkeit des MKS Modells für kleinere Verschiebungen bei beiden Methoden ungefähr zu den Werten der FE-Berechnung passt, wird davon ausgegangen, dass das aktuelle MKS Modell für eine erste Bestimmung der fahrdynamischen Eigenschaften verwendet werden kann. Insbesondere für die quasistatischen Versuche (z.B. Entgleisungssicherheit), für welche die Längskräfte gering sind.

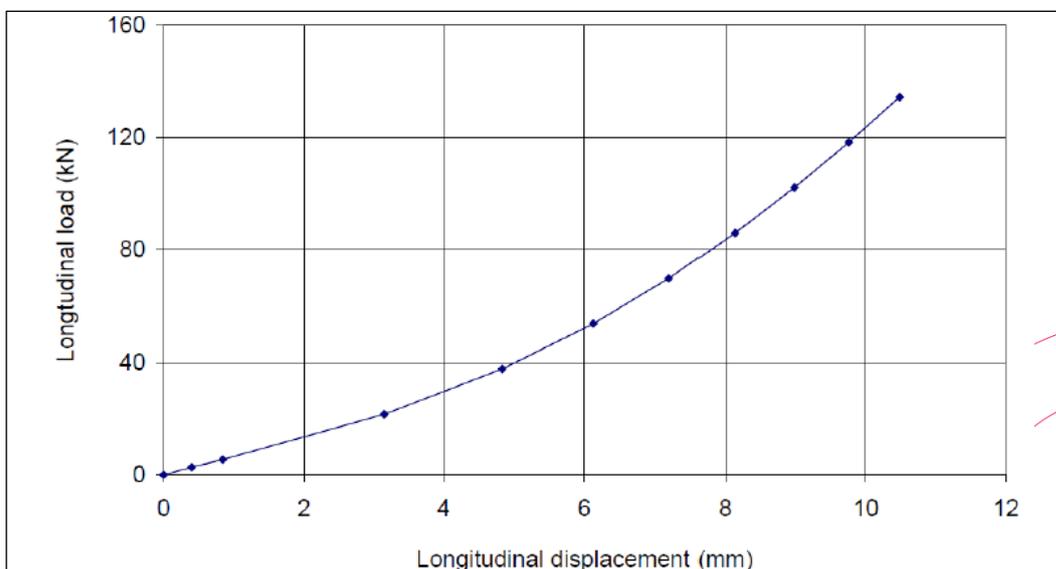


Abbildung 3.10: Längscharakteristik aus FE Berechnung [1]

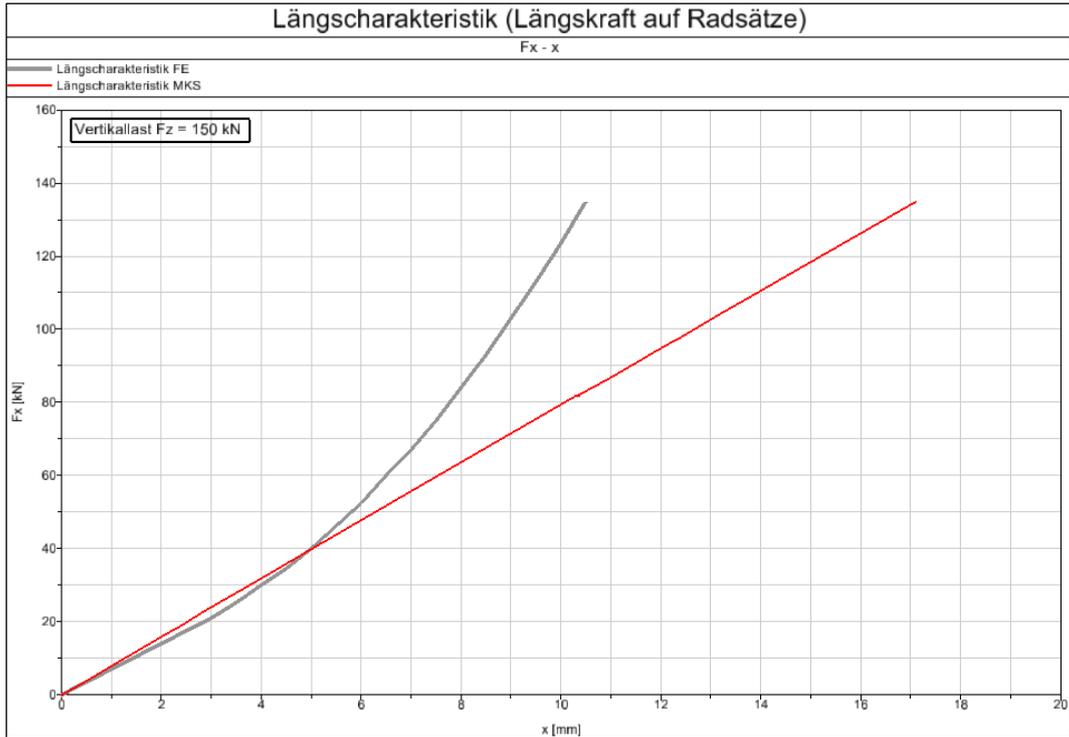


Abbildung 3.11: Längscharakteristik von MKS-Modell berechnet nach erster Methode

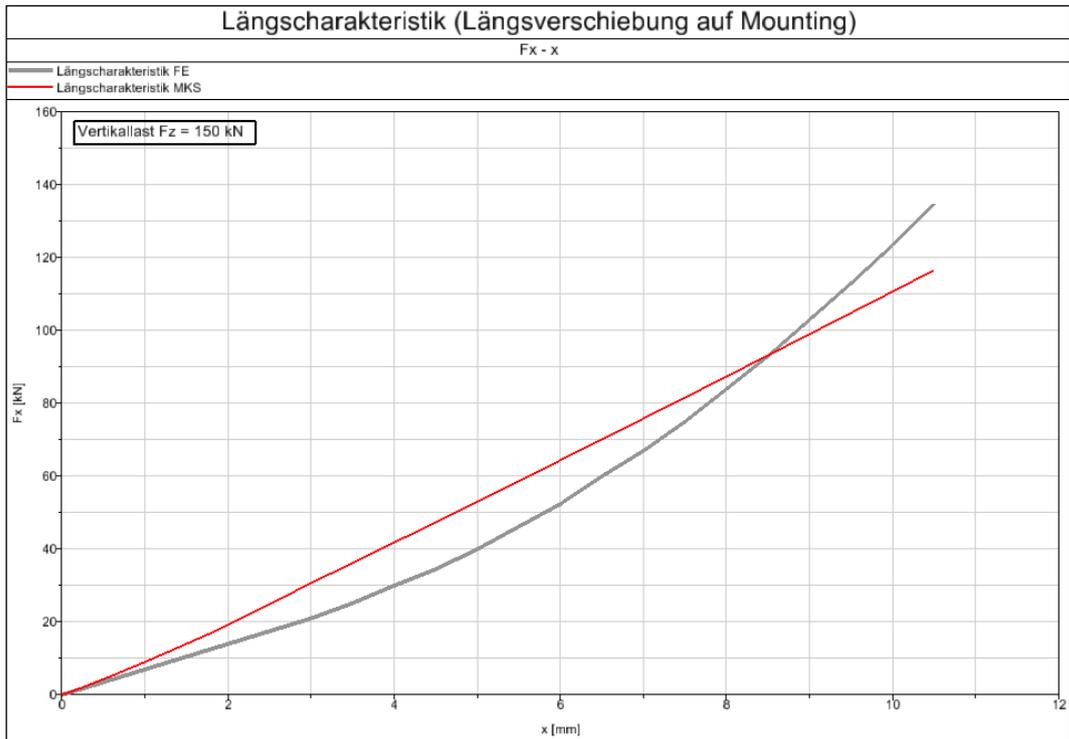


Abbildung 3.12: Längscharakteristik von MKS-Modell berechnet nach zweiter Methode

Die Simulationsergebnisse der ersten Methode zeigen ausserdem, dass die axle tie keine wesentlichen Längskräfte übernehmen. Von der aufgebrauchten Längskraft werden nur knapp 4% über beide axle tie übertragen.

4 Erste Simulationsergebnisse

Für die fahrdynamischen Berechnungen wurde ein Modell mit einem Wagenkasten und zwei Eco-Bogie Drehgestellen erstellt. Die Drehgestelle wurden mit einem typischen Drehzapfenabstand

von 16 m eingebaut. Es wurden zwei Beladungszustände implementiert, «Tara» für die Leerfahrzeugmasse und «Vollbeladen» zum Erreichen der maximalen Achslast von 22.5t. Die Tara-Masse wurde so gewählt, dass das Leerfahrzeug eine Gesamtmasse von 16t hat. Dies ist gemäss [5] das minimale Eigengewicht eines Wagens mit Drehgestellen mit zwei Radsätzen, damit dieser bei Neu- oder Umbau nebst weiteren Bedingungen von Versuchen zum dynamischen Verhalten befreit werden kann. Diese Masse wurde deshalb als typische Leerfahrzeugmasse betrachtet. Der Wagenkasten wurde als ein einzelner Starrkörper, d.h. torsionssteif, modelliert, was für die Entgleisungssicherheitsberechnungen ein konservativer Ansatz ist.

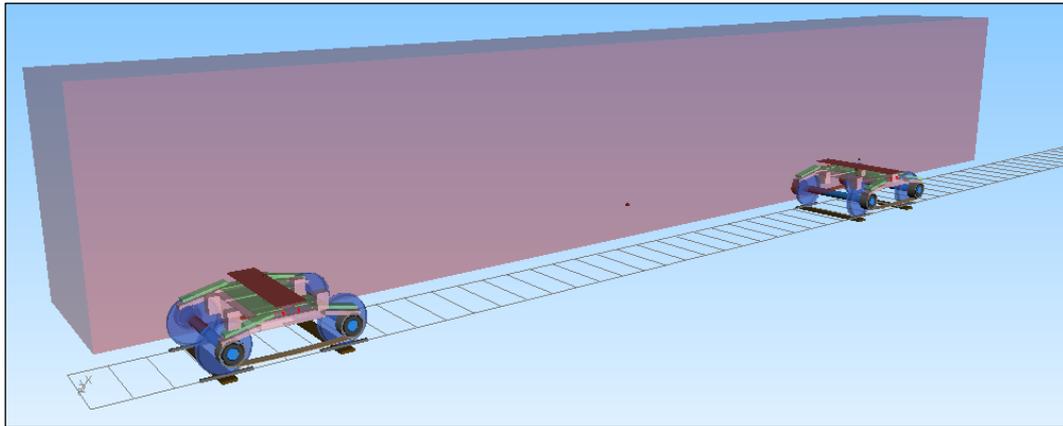


Abbildung 4.1: SIMPACK MKS-Modell Güterwagen mit Eco-Bogies

Parameter	Wert	Einheit	Kommentar
Tara			Für Gesamtfahrzeugmasse 16t
Masse	8'200	kg	Wagenkasten Leergewicht
Schwerpunkt x	0	m	Annahme symmetrischer Schwerpunkt
Schwerpunkt y	0	m	
Schwerpunkt z	-1.5	m	
Vollbeladen			Für Gesamtfahrzeugmasse 90t (max. 22.5t Achslast)
Masse	82'200	kg	
Schwerpunkt x	0	m	Annahme symmetrischer Schwerpunkt
Schwerpunkt y	0	m	
Schwerpunkt z	-1.8	m	

Tabelle 4.1: Auszug Modellparameter MKS-Modell Wagenkasten

4.1 Stabilität

Das Stabilitätsverhalten des Eco-Bogies wurde für beide Beladungszustände untersucht. Dazu wurde ein rechnerisches Verfahren angewendet, in welchem der Wagen auf gerader Strecke bei höherer Fahrgeschwindigkeit initial angeregt wird, damit sich allfällige Instabilitäten, insbesondere Drehgestellinstabilitäten, ausbilden und aufschwingen können. Anschliessend wird bei diesem Verfahren die Fahrgeschwindigkeit reduziert, um das Stabilitätsverhalten des Wagens in einem grösseren Geschwindigkeitsbereich zu erfassen und um die kritische Geschwindigkeit zu bestimmen. Die kritische Geschwindigkeit ist jene Fahrgeschwindigkeit, unterhalb welcher der Wagen ein stabiles Fahrverhalten aufweist. Sie sollte deshalb oberhalb der maximalen Fahrgeschwindigkeit v_{max} und einer Marge von üblicherweise 10% liegen. Die Anfangsgeschwindigkeit der Simulation wurde entsprechend höher als v_{max} eingestellt. Die maximale Fahrgeschwindigkeit v_{max} für das Eco-Bogie beträgt 120 km/h.

Die Resultate der Stabilitätsuntersuchung zeigen, dass das Eco-Bogie eine Tendenz zu instabilem Laufverhalten, d.h. zu Drehgestellinstabilität hat. Für «Tara» liegt die berechnete kritische Geschwindigkeit bei 132 km/h und für «Vollbeladen» bei 66 km/h. Die Ursache der reduzierten Stabilität wird in der relativ weichen Längssteifigkeit des Eco-Bogie-Konzepts vermutet. Eine geringe Längssteifigkeit ist für die passive Radialsteuerung positiv, hat aber negative

Auswirkungen auf die Laufstabilität. Bei passiv radialsteuerungsfähigen Drehgestellen mit einer weichen Längsanbindung der Achsen wird die Laufstabilität zum Beispiel über eine Radsatzkopplung oder eine zusätzliche Ausdrehdämpfung durch Schlingerdämpfer zwischen Drehgestell und Wagenkasten sichergestellt. Beim Eco-Bogie reicht die Ausdrehdämpfung aus der Reibung in den side bearer gemäss den aktuellen Berechnungen nicht aus, um den Drehgestellschlingermode ausreichend zu dämpfen.

Für eine weiterführende, genauere Untersuchung der Laufstabilität könnten Versuche mit einem Prototypen des Eco-Bogies auf einem Rollenprüfstand hilfreich sein.

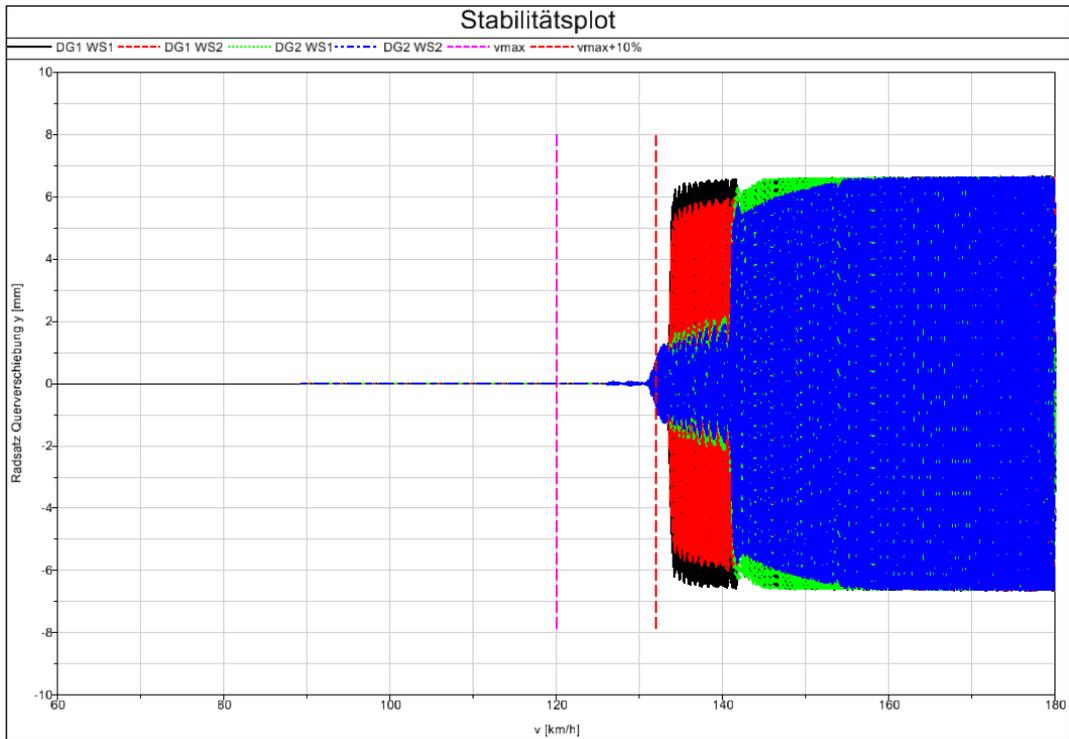


Abbildung 4.2: Stabilitätsplot Tara

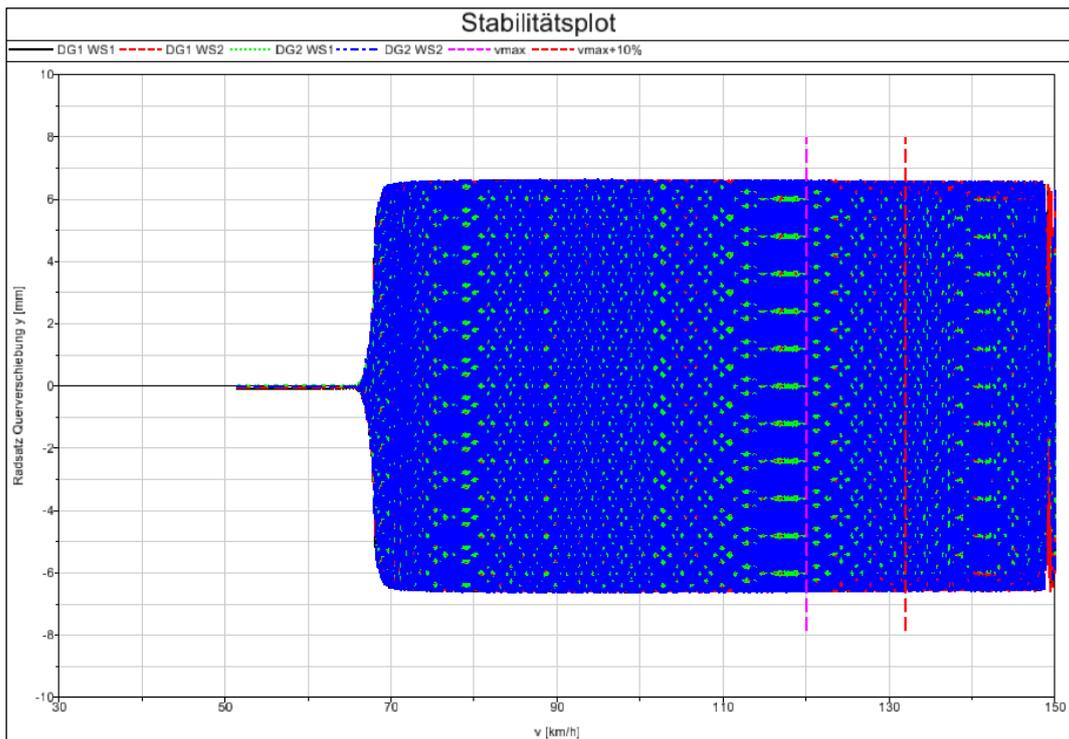


Abbildung 4.3: Stabilitätsplot Vollbeladen

4.2 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 Rechtskurve 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 4.2 zusammengefasst. Die unausgeglichene Querbeschleunigung von 0.58 m/s² entspricht einem mittleren Wert.

Da der Effekt der Achsspreizung für maximale Achslast am grössten ist, wurde die Untersuchung des Kurvenverhaltens für «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	Geschwindigkeit	Überhöhung	Unausgeglichene Querbeschleunigung a _q	Überhöhungsfehlbetrag/-überschuss	Länge Übergangsbogen	Länge Konstantbogen
	[m]	[km/h]	[mm]	[m/s ²]	[mm]	[m]	[m]
Überhöhungsfehlbetrag	250.0	65.0	110	0.58	89.4	55	1'200
Ausgeglichene	250.0	48.3	110	0.00	0.0	55	1'200
Überhöhungsüberschuss	250.0	21.3	110	-0.58	-88.7	55	1'200

Tabelle 4.2: Kurvenlayout und Fahrgeschwindigkeit 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 ermittelt (Tabelle 4.3). Die Zeitverläufe der Signale sind in Abbildung 4.4 bis Abbildung 4.7 dargestellt.

Simulation	a _q	Maximale gemittelte Kontaktflächenenergie pro Rad Ty	Gemittelter relativer Ausdrehwinkel zwischen vor- und nachlaufender Achse eines Drehgestells	Gemittelter Anlaufwinkel führender Radsatz (DG1 WS1)
	[m/s ²]	[J/m]	[°]	[mrad]
Überhöhungsfehlbetrag	0.58	57.1	0.42	-0.20
Ausgeglichene	0.00	69.2	0.41	-0.94
Überhöhungsüberschuss	-0.58	143.3	0.37	-2.77

Tabelle 4.3: 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 zeigen als die Fahrt mit ausgeglichener Querbeschleunigung. Mit Überhöhungsüberschuss steigt der Verschleiss jedoch an und der Anlaufwinkel wird signifikant grösser. Da die Querbeschleunigung einen wesentlichen Einfluss auf die Position der Achsen im Gleis und somit auf den Verschleiss und den Anlaufwinkel hat, muss der Einfluss der flexiblen GFK-Struktur auf die Radialeinstellung noch im Vergleich zu einem konventionellen Y25 Drehgestell untersucht werden. Der relative Ausdrehwinkel zwischen vor- und nachlaufender Achse ist jedoch 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. Da Güterwagen Bögen jedoch auch mit Überhöhungsüberschuss durchfahren, wenn die Kurvenüberhöhungen auf den schneller verkehrenden Personenverkehr ausgelegt sind, wird sich die Flexibilität des GFK-Rahmens in diesen Fällen negativ auf die Radialeinstellung der Radachsen auswirken. Ein Vergleich mit einem konventionellen Y25 Drehgestell ist noch ausstehend.

Eine erste Beurteilung der Grenzwerte der Fahrsicherheit nach EN 14363 wurde aufgrund des Instabilitätsproblems noch nicht durchgeführt, da die Fahrgeschwindigkeit für «vollbeladen» signifikant unter v_{max} reduziert werden musste um ein stabiles Fahrverhalten zu erhalten.

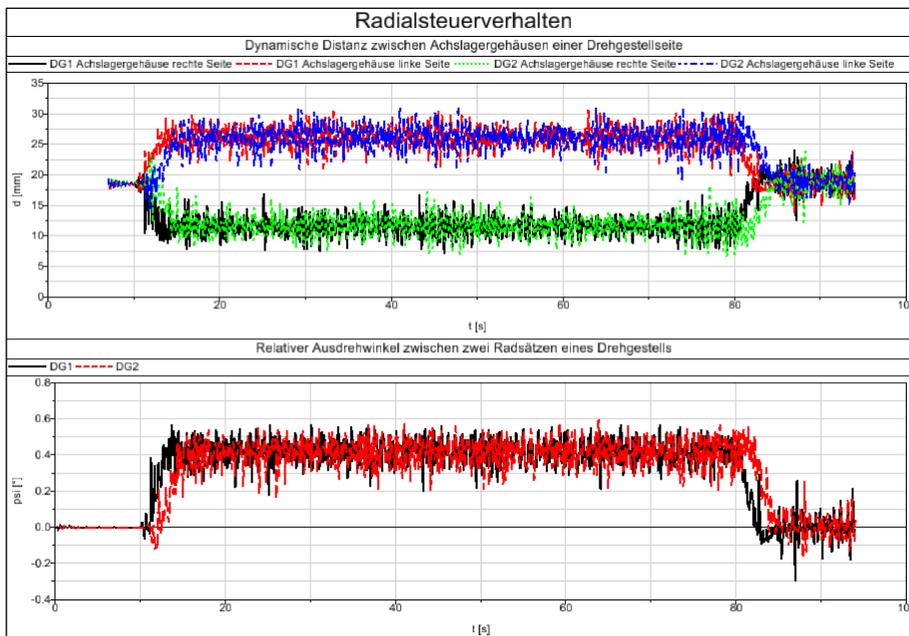


Abbildung 4.4: Radialsteuerverhalten für Kurvenfahrt mit Überhöhungsfehlbetrag ($v = 65 \text{ km/h}$)

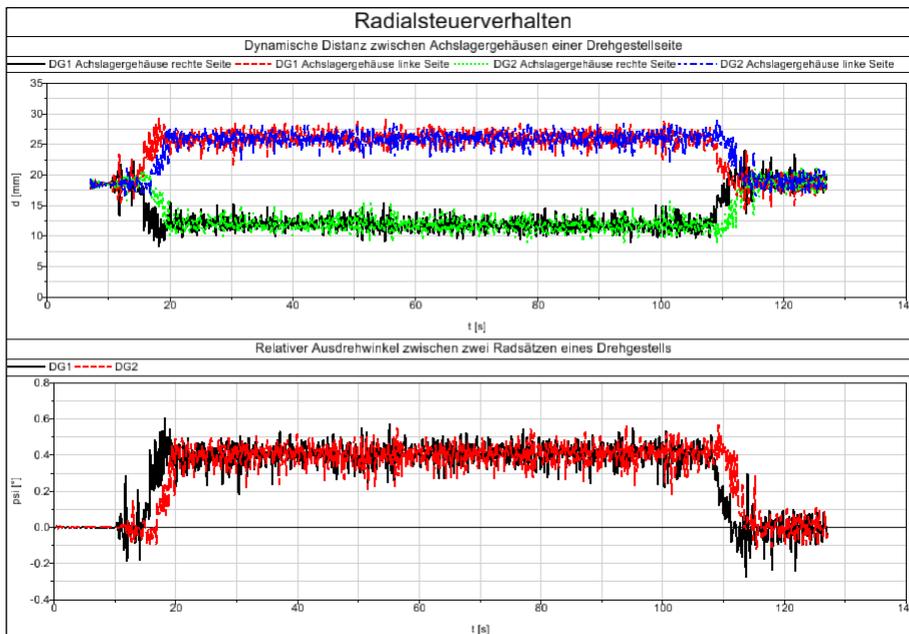


Abbildung 4.5: Radialsteuerverhalten für Kurvenfahrt mit ausgeglichener Querbeschleunigung ($v = 48.3 \text{ km/h}$)

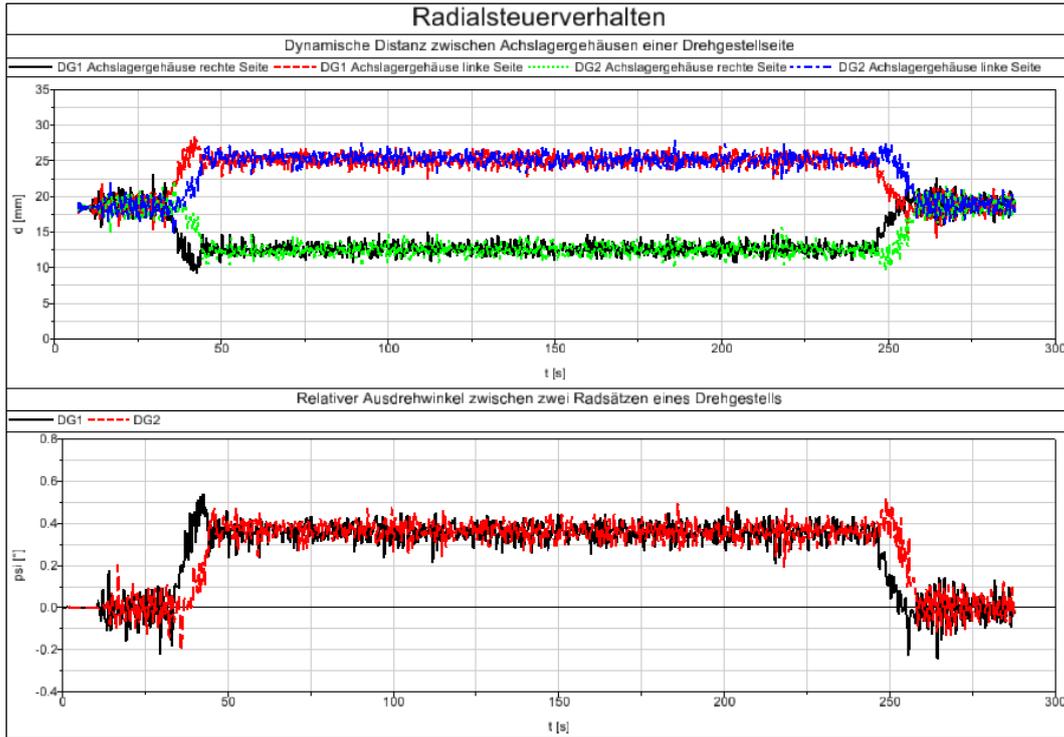


Abbildung 4.6: Radialsteuerverhalten für Kurvenfahrt mit Überhöhungüberschuss ($v = 21.3 \text{ km/h}$)

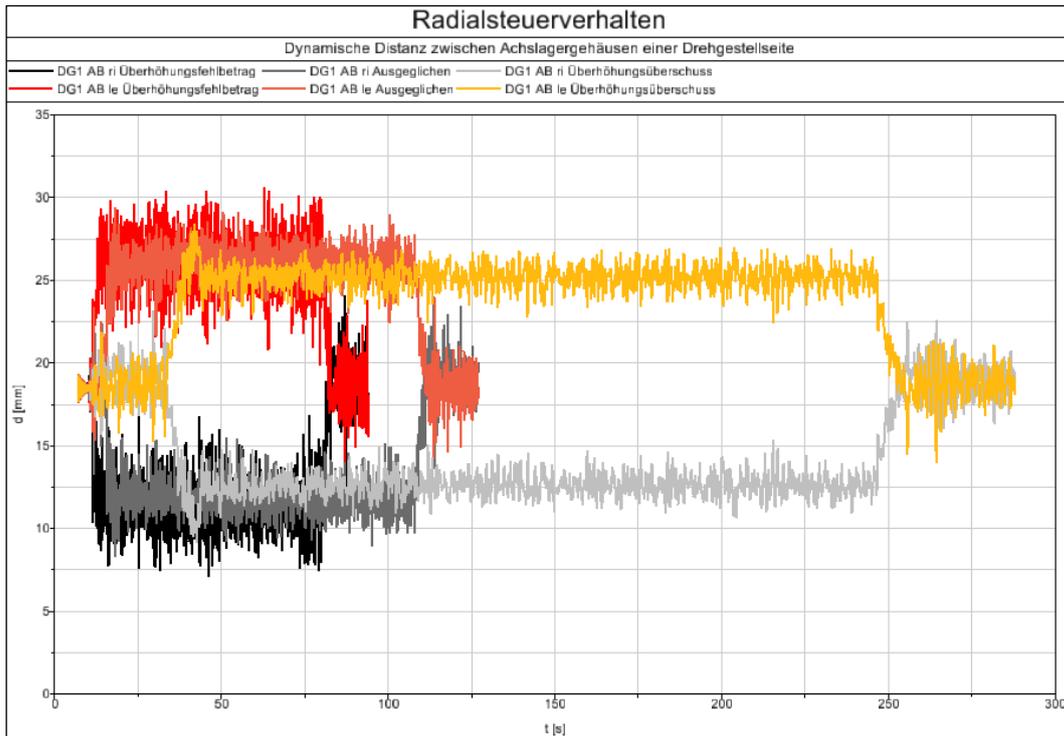


Abbildung 4.7: Dynamische Distanz zwischen Achslagergehäusen einer Drehgestellseite (ohne nominelle Distanz 2 m), Vergleich Simulation mit Überhöhungsfehlbetrag, mit ausgeglichener Querbeschleunigung und mit Überhöhungsüberschuss

5 Schlussfolgerungen und weiteres Vorgehen

Vom Eco-Bogie Konzept der Firma Sciotech Projects wurde mit SIMPACK ein lauftechnisches MKS-Modell erstellt. Das globale Drehgestellverhalten, d.h. die Längs-, Quer- und Vertikalcharakteristik sowie das Achsspreizverhalten, wurde mit von Sciotech zur Verfügung gestellten, mit FE berechneten Daten abgeglichen. Aufgrund des eingeschränkten vorliegenden Datenumfangs ist dieser Modellabgleich keine Modellvalidierung. Eine Modellvalidierung mit Messdaten von einem

Drehgestellprototypen wäre notwendig um das Fahrverhalten mit Mehrkörpersimulationen genauer berechnen zu können.

Erste Berechnungen des Fahrverhaltens eines Güterwagens mit Eco-Bogie Drehgestellen zeigen, dass das Konzept zu Laufinstabilitäten neigt. Es wird vermutet, dass das weiche Längsverhalten des GFK-Rahmens zu instabilem Fahrverhalten führen kann. Dies entspricht dem klassischen Zielkonflikt von weicher Längsanbindung für gute Radialeinstellung und steifer Längsanbindung für gute Laufstabilität. Gemäss den aktuellen Berechnungen hat das Eco-Bogie eine ungenügende Laufstabilität. Weitere Untersuchungen wären notwendig, um das Stabilitätsverhalten genauer zu untersuchen und um relevante Parameter und Verbesserungsmöglichkeiten zu evaluieren.

Die flexible GFK-Struktur ermöglicht gemäss Sciotech Projects eine passive Radialsteuerung und damit eine Reduktion von Lärm und Verschleiss in Kurvenfahrten. Die Simulationen haben gezeigt, dass dies nur für Kurvenfahrten mit Überhöhungsfehlbetrag ($a_q > 0 \text{ m/s}^2$) zu erwarten ist und dass das Rollen des Wagenkastens während Fahrten mit Überhöhungsüberschuss ($a_q < 0 \text{ m/s}^2$), welche für Güterwagen häufig zu erwarten sind, entgegen der radialen Einstellung der Radachsen wirkt. Ein Vergleich zwischen dem Eco-Bogie und einem konventionellen Y25 Drehgestell ist noch ausstehend.

Ebenfalls noch durchzuführen ist die Untersuchung der Entgleisungssicherheit und des Wankverhaltens.

