



Dissertation

Dynamische Einflüsse von Weichenüberfahrten auf Straßenbahnzüge

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades des Doktors der
technischen Wissenschaften unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl

E325

Institut für Mechanik und Mechatronik

eingereicht an der Technischen Universität Wien,
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Dipl.-Ing. Johannes Vilsecker

Matrikelnummer: 0425888

Hilmgasse 16/8

8010 Graz

Wien, am 6. Juni 2014

Es ist kein Zufall, dass sich das
Leben als Nebel widerspiegelt.

Kurzfassung

Weichen gewährleisten die Flexibilität des schienengebundenen Verkehrs, zumal sie einem Schienenfahrzeug den Übergang zwischen unterschiedlichen Gleisen ermöglichen. Allerdings ist die Interaktion zwischen Rad und Schiene im Fall von Weichen in deutlichem Maße komplexer als bei gewöhnlichen Gleisen, was sich in der Tatsache begründet, dass die Schienenprofile entlang der Weiche bereits rein konstruktiv sehr rasch veränderliche Querschnitte aufweisen. Insbesondere kann diese Eigenschaft zu wesentlichen Stoßbelastungen führen, welche auf das entsprechende Straßenbahnfahrzeug einwirken. Im Hinblick auf die Auslegung von Straßenbahnzügen werden diese von Weichen herührenden Belastungen jedoch hauptsächlich durch Normen berücksichtigt und weniger mittels dynamischer Simulationen ermittelt.

In der vorliegenden Arbeit wird aus diesem Grund die Wechselwirkung zwischen Straßenbahnweiche und Fahrzeug mittels der Methode der Mehrkörpersysteme und dynamischer Simulation näher beleuchtet. Derart werden zunächst prinzipielle bei der Überfahrt von Weichen auftretende Phänomene anhand eines einfachen Radsatzmodells identifiziert und einer Plausibilitätsbetrachtung unterzogen. Dabei finden sowohl Flachrillenweichen, welche vor allem in städtischen Straßenbahnnetzen häufig verbaut werden, als auch Tiefrillenweichen Berücksichtigung.

Anschließend wird im Speziellen der Einfluss definierter Weicheneigenschaften auf translatorische Beschleunigungen sowie auf ausgewählte am Wagenkasten angreifende Koppelstellenkräfte untersucht. Dies erfordert zunächst eine mathematischen Gesetzmäßigkeiten folgende Generierung einer Vielzahl unterschiedlicher Weichen. Diese basiert zum einen auf Herstellerdaten und zum anderen auf Informationen aus den entsprechenden den Oberbau regulierenden Normen. Im Zuge dieser Untersuchungen werden zwei Straßenbahnmodelle – ein Drehgestellfahrzeug und ein Multigelenkfahrzeug – berücksichtigt, um im Rahmen dieser beiden Modelle Gemeinsamkeiten aufdecken zu können.

Neben einem prinzipiellen Verständnis einer Straßenbahnweiche an sich sowie der Auswirkungen einzelner Weicheneigenschaften können auf diese Weise einflussreiche Weichenparameter unabhängig von diesen beiden Fahrzeugmodellen ermittelt werden.

Abstract

Turnouts provide flexibility in the area of rail-bound transportation as they enable railways to transfer between different lines. However, dynamic interaction between wheel and rail is more complicated in turnouts than on normal tracks (e.g. curved tracks, etc.) due to severe and sudden changes in the rail profiles. Particularly, this change in the rail's cross sections leads to noticeable impact loads acting on the vehicle. Regarding the design of light rail vehicles (e.g. tramways) these load cases are mainly considered by consulting normative standards and less by calculating them by numerical simulations.

Therefore, the presented thesis is devoted to the investigation of the interaction between turnout and vehicle by applying the multibody system approach and dynamic simulation. At first, by using a simple model of a rigid wheelset fundamental phenomena occurring in case of turnout passages are identified and checked regarding their plausibility. Thereby not only turnouts with flange-bearing frogs, as they are implemented frequently in urban tramway networks, are considered but also turnouts equipped with frogs featuring a regular flangeway depth.

Subsequently, the influence of defined turnout parameters on translational accelerations as well as on selected forces acting on the carbody is investigated in detail. In fact, this requires the generation of several different turnouts by applying mathematical principles. These are based on data gathered by turnout manufacturers as well as on information given in the respective standards. In the course of these investigations two different vehicle models – a conventional vehicle consisting of two bogies with rigid wheelsets and one carbody and an articulated tramway model – are considered to reveal commonalities with respect to the interaction with the turnout.

Besides a fundamental understanding of the tramway turnout itself and the influence of specific turnout characteristics, influential turnout parameters can be determined independently from the two vehicle models in use.

Danksagung

Ich danke Herrn Manfred Plöchl für die wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit und die Möglichkeit, die erarbeiteten Ergebnisse auf einer anerkannten Fachtagung präsentieren zu können. Herrn Johannes Edelmann bin ich für die Mitbetreuung der Arbeit dankbar. Ebenso gilt mein Dank Herrn Norbert Ostermann für die gewissenhafte Korrektur und Begutachtung meiner Dissertation.

Weiters bedanke ich mich bei Herrn Florian Magerl von der Firma Siemens, der durch seine Initiative erst eine Zusammenarbeit ermöglichte und mir mit seiner Erfahrung aus der Industrie immer beratend zur Seite stand.

Da ein nettes berufliches Umfeld nicht selbstverständlich ist, sehr wohl jedoch maßgeblich zum Gelingen einer Arbeit beiträgt, möchte ich auch all meinen Kolleginnen und Kollegen für das gute Arbeitsklima, die interessanten Diskussionen und die netten Aktivitäten abseits der Arbeit danken. Namentlich erwähnen möchte ich an dieser Stelle Bernhard und Martin.

Darüber hinaus gilt mein Dank insbesondere meiner Familie und meinen Freunden – allen voran Leopold –, auf deren Unterstützung ich mich immer verlassen konnte und kann, und vor allem meiner Lebenspartnerin, Christa, für ihr Verständnis, ihren Rückhalt und ihre oftmals motivierenden, mitunter beruhigenden, bisweilen objektivierenden und häufig aufmunternden Worte.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Zielsetzung	3
1.3	Literatur und Stand der Technik	3
1.4	Aufbau der Arbeit	8
2	Weichen als Teil des Oberbaus	9
2.1	Normen, Verordnungen und Richtlinien	9
2.2	Komponenten und deren Funktion	10
2.2.1	Zungenvorrichtung	11
2.2.2	Zwischengleis	13
2.2.3	Herzstückbereich	13
3	Simulation von Weichenüberfahrten	16
3.1	Allgemeine Modellierung von Rad/Schiene-Systemen	16
3.1.1	Bewegungsgleichungen	17
3.1.2	Rad/Schiene Kontaktgeometrie	18
3.1.3	Rad/Schiene Kontaktmechanik	20
3.1.4	Mehrpunktkontakt	23
3.2	Modellierung fahrwegsabhängiger Profile	24
3.2.1	Approximation	25
3.3	Prinzipielle Untersuchungen	26
3.3.1	Flachrillenweiche	27
3.3.2	Tiefrippenweiche	30
4	Geometrie und Generierung einer Straßenbahnweiche	33
4.1	Regelschienenprofil	34
4.2	Ablauf der Profilvergenerierung	35
4.3	Einzelne Komponenten der Straßenbahnweiche	37
4.3.1	Zungenschiene	38

4.3.2	Herzbereich	42
4.3.3	Herzstück	43
4.3.4	Radlenkerschiene	45
4.4	Zusammenfügung der Komponenten	46
4.5	Variation der Weicheneigenschaften	48
4.5.1	Einfluss von Flach- und Tiefrillenweiche	49
4.5.2	Variation bestimmter Weichenparameter	50
4.5.3	Einfluss globaler Weicheneigenschaften in Form unterschiedlicher Weichenradien	53
5	Fahrzeugmodelle und ihre Vergleichbarkeit	55
5.1	Multigelenkfahrzeug	56
5.1.1	Radreifenprofil	57
5.1.2	Triebdrehgestell	58
5.1.3	Laufdrehgestell	60
5.1.4	Wagenkästen und deren gelenkige Verbindungen	63
5.2	Drehgestellfahrzeug	65
6	Ergebnisse	67
6.1	Einfluss der konstruktiven Weicheneigenschaften	67
6.1.1	Kontaktpunktverläufe	70
6.1.2	Untersuchung der Beschleunigungen auf Wagenkastenebene und ergänzend jener auf Fahrwerksebene	72
6.1.3	Eingeleitete Kräfte am Wagenkasten	100
6.2	Einfluss der Modellkomplexität	104
7	Zusammenfassung und Ausblick	106
7.1	Ausblick	110
	Literaturverzeichnis	112
A	Sonstige Berechnungen	117
A.1	Generierung der Straßenbahnweiche	117
A.1.1	Berechnung der Zungenschienenbreite	117
A.2	Massenträgheitsmomente des Wagenkastens des Drehgestellfahrzeugs	118

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Anstieg des öffentlichen Verkehrs	2
Abbildung 2.1: Weichenbereiche	11
Abbildung 2.2: Ausführungsformen der Weichenzunge	12
Abbildung 2.3: Zungengeometrie	13
Abbildung 2.4: Aufsicht eines starren Herzstücks	14
Abbildung 2.5: Tief- und Flachrillenausführung des Herzstücks	15
Abbildung 2.6: Foto eines Flachrillenherzstücks	15
Abbildung 3.1: Definition der Relativkoordinaten Rad/Schiene	18
Abbildung 3.2: Mögliche Kontaktpunkte bei lateraler Verschiebung des Rades	19
Abbildung 3.3: Diskretisierung der Kontaktfläche im FASTSIM-Algorithmus	22
Abbildung 3.4: Mögliche Kontaktsituationen bei einer Weichenüberfahrt	23
Abbildung 3.5: Ablauf der Berechnung der Rad/Schiene Kontaktkräfte	24
Abbildung 3.6: Interpolation der Profile in longitudinaler Richtung	26
Abbildung 3.7: Modell des geführten Radsatzes	26
Abbildung 3.8: Radsatzauslenkungen bei Überfahrt einer Flachrillenweiche	28
Abbildung 3.9: Kontaktpositionen bei Überfahrt einer Flachrillenweiche	29
Abbildung 3.10: Radsatzauslenkungen bei Überfahrt einer Tiefrillenweiche	31
Abbildung 3.11: Kontaktpositionen bei Überfahrt einer Tiefrillenweiche	32
Abbildung 4.1: Rillenschienenprofil 60R1	34
Abbildung 4.2: Definition der Spurweite	35
Abbildung 4.3: Ablauf der Generierung verschiedener Weichen	36
Abbildung 4.4: Schematische Darstellung der generierten Weiche	37
Abbildung 4.5: Hinsichtlich Profilgenerierung relevante Weichenteile	38
Abbildung 4.6: Querschnitte der bearbeiteten Backenschiene	39
Abbildung 4.7: Fahrkopfbreite der Zungenschiene	40

Abbildung 4.8: Absenkung der Zungenschiene	41
Abbildung 4.9: Rillentiefe im Herzbereich einer Flachrillenweiche	42
Abbildung 4.10: Querschnitte im Herzbereich	43
Abbildung 4.11: Aufsicht des Herzstücks mit Abmessungen	44
Abbildung 4.12: Querschnitte des Herzstücks	45
Abbildung 4.13: Rillbreite der Radlenkerschiene	46
Abbildung 4.14: Querschnitte der Radlenkerschiene	46
Abbildung 4.15: Gesamtbild der generierten Weiche in 3D	47
Abbildung 4.16: Schädigung des Rillengrundes in der Flachrille	52
Abbildung 5.1: Prinzipskizzen des verwendeten Multigelenkfahrzeugs	56
Abbildung 5.2: Skizze des Radreifenprofils	57
Abbildung 5.3: Triebdrehgestell mit seinen Komponenten	58
Abbildung 5.4: Kennlinien der Sekundärfederstufe des Triebdrehgestells	60
Abbildung 5.5: Laufdrehgestell mit seinen Komponenten	61
Abbildung 5.6: Kennlinien der Sekundärfederstufe des Laufdrehgestells	62
Abbildung 5.7: Topologie der Wagenkastenstruktur des Multigelenkfahrzeugs	63
Abbildung 5.8: Gelenke zur Kopplung der Wagenkästen des Multigelenkfahrzeugs	64
Abbildung 5.9: Prinzipskizzen des verwendeten Drehgestellfahrzeugs	65
Abbildung 6.1: Normativ erfasste Beschleunigungsamplituden Weichendurchfahrt	69
Abbildung 6.2: Kontaktpositionen bei Tiefrillenweiche	70
Abbildung 6.3: Kontaktpositionen bei Flachrillenweiche	71
Abbildung 6.4: Position zur Beschleunigungsmessung	72
Abbildung 6.5: Beschleunigungen für Flach-, Tiefrillenweiche und Bogen	73
Abbildung 6.6: Beschleunigungen für verschiedene Herzstückspitzenabsenkungen	74
Abbildung 6.7: Beschleunigungen für verschiedene Herzstückspitzenbreiten	75
Abbildung 6.8: Beschleunigungen für verschiedene Herzstückspitzenbreiten: Drehgestellebene	76
Abbildung 6.9: Beschleunigungen für verschiedene Rillenschädigungen	77
Abbildung 6.10: Beschleunigungen für verschiedene Zungenspitzenabsenkungen	78
Abbildung 6.11: Beschleunigungen für verschiedene Zungenspitzenbreiten	79
Abbildung 6.12: Beschleunigungen für verschiedene Rillentiefeanstiege	80
Abbildung 6.13: Beschleunigungen für verschiedene Rillentiefeanstiege: Drehgestellebene	81
Abbildung 6.14: Beschleunigungen für verschiedene Rillbreitenabnahmen	82
Abbildung 6.15: Beschleunigungen bei Fehlen des Radlenkers	83
Abbildung 6.16: Laterale Beschleunigungen für verschiedene Zweiggleisradien	85

Abbildung 6.17: Beschleunigungen für verschiedene Zweiggleisradien: $v = 5 \text{ m s}^{-1}$.	86
Abbildung 6.18: Beschleunigungen für verschiedene Zweiggleisradien: $v = 7.07 \text{ m s}^{-1}$	87
Abbildung 6.19: Beschleunigungen für verschiedene Zweiggleisradien: Drehgestel- lebene	88
Abbildung 6.20: Beschleunigungen für Flach-, Tiefrillenweiche und Bogen	89
Abbildung 6.21: Beschleunigungen für verschiedene Herzstückspitzenabsenkungen .	90
Abbildung 6.22: Beschleunigungen für verschiedene Herzstückspitzenbreiten	91
Abbildung 6.23: Beschleunigungen für verschiedene Rillenschädigungen	92
Abbildung 6.24: Beschleunigungen für verschiedene Zungenspitzenabsenkungen . .	93
Abbildung 6.25: Beschleunigungen für verschiedene Zungenspitzenbreiten	94
Abbildung 6.26: Beschleunigungen für verschiedene Rillentiefenanstiege	95
Abbildung 6.27: Beschleunigungen für verschiedene Rillenbreitenabnahmen	96
Abbildung 6.28: Beschleunigungen bei Fehlen des Radlenkers	97
Abbildung 6.29: Laterale Beschleunigungen für verschiedene Zweiggleisradien . . .	98
Abbildung 6.30: Beschleunigungen für verschiedene Zweiggleisradien: $v = 5 \text{ m s}^{-1}$.	99
Abbildung 6.31: Zur Identifikation der Koppelstellenkräfte	101
Abbildung 6.32: Vertikale Koppelstellenkräfte für Flach-, Tiefrillenweiche und Bogen	102
Abbildung 6.33: Vertikale Koppelstellenkräfte für verschiedene Rillentiefenanstiege	103
Abbildung 6.34: Vertikale Koppelstellenkräfte für verschiedene Rillenschädigungen .	104
Abbildung 7.1: Maximale und minimale Beschleunigungen in Abhängigkeit der Weichenparameter	108
Abbildung A.1: Berechnung der Fahrkopfbreite der Zungenschiene	117
Abbildung A.2: Angenommene Querschnitte des Wagenkastens	119

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Parameter für das Modell des geführten Radsatzes	27
Tabelle 4.1: Rillenprofil 60R1	35
Tabelle 4.2: Eingangsgrößen zur Generierung der Zungenschienenprofile	41
Tabelle 4.3: Rillentiefe im Herzbereich einer Flachrillenweiche	42
Tabelle 4.4: Eingangsgrößen zur Generierung der Herzstückprofile	45
Tabelle 4.5: Rillenbreite im Bereich des Radlenkers	46
Tabelle 4.6: Parameter der Rillenschienenweiche	48
Tabelle 5.1: Bemaßung des Radreifenprofils	58
Tabelle 5.2: Massen und Trägheitsmomente des Triebdrehgestells	59
Tabelle 5.3: Primär- und Sekundärfeder des Triebdrehgestells	59
Tabelle 5.4: Massen und Trägheitsmomente des Laufdrehgestells	61
Tabelle 5.5: Primär- und Sekundärfeder des Laufdrehgestells	62
Tabelle 5.6: Massen und Trägheitsmomente der Wagenkästen (Multigelenkfahrzeug)	63
Tabelle 5.7: Massen und Trägheitsmomente des Wagenkastens (Drehgestellfahrzeug)	66

1

Einleitung

Nicht umsonst hat sich die im deutschen Sprachraum übliche Redewendung *die Weichen für etwas stellen* als Ausdruck für die Beeinflussung einer beabsichtigten, zukünftigen Entwicklung etabliert [1]. Die Entstehung dieses ursprünglich aus der Eisenbahnsprache stammenden Begriffs und dessen sprichwörtliche Übertragung in die Allgemeinsprache deuten bereits auf die Relevanz und die Unumgänglichkeit von Weichen als Teil der bahntechnischen Infrastruktur hin.

Gewiss ist das nicht die Motivation für diese Arbeit mit dem Titel *Dynamische Einflüsse von Weichenüberfahrten auf Straßenbahnzüge*. Tatsächlich aber spielen bei der Beurteilung der Einsetzbarkeit eines Fahrzeugtyps auf einem bestehenden Gleisnetz speziell Weichen eine nicht zu vernachlässigende Rolle und müssen daher durch geeignete Modellbildung und Simulation für die Schienenfahrzeugentwicklung zugänglich gemacht werden. Die Beweggründe für das Verfassen der vorliegenden Monographie werden im Folgenden eingehender dargelegt.

1.1 Motivation

Zunehmendes Wachstum von Städten erfordert die Weiterentwicklung und den Ausbau des öffentlichen Verkehrs, wie Abbildung 1.1 quantitativ für das Beispiel der Stadt Wien zeigt. Steigende Einwohnerzahl ist korreliert mit einem Anstieg der Nachfrage nach öffentlichen Verkehrsmitteln.

Insbesondere erweist sich der Einsatz schienengebundener Verkehrsmittel in Anbetracht ihrer Energieeffizienz als probates Mittel einen Anstieg der Fahrgastzahlen, welcher mit dem Anwachsen der Städte in natürlicher Weise verbunden ist, zu ermöglichen.¹ Der mit

¹Die Wiener Linien verzeichnen etwa einen kontinuierlichen Anstieg der Fahrgastzahlen bei stetiger Netzerweiterung: <http://www.wienerlinien.at/eportal/ep/tab.do?pageTypeId/23143>

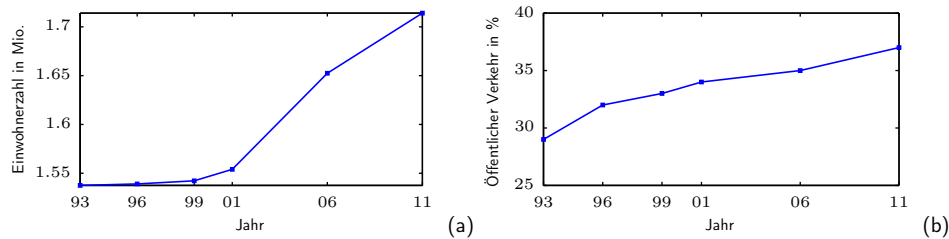


Abbildung 1.1.: Visualisierung der Notwendigkeit des Ausbaus des öffentlichen Verkehrs am Beispiel der Stadt Wien: (a) Anstieg der Einwohnerzahl Wiens zwischen 1993 und 2011 [2]; (b) Prozentualer Anteil des öffentlichen Verkehrs am gesamten Verkehr in Wien zwischen 1993 und 2011 [3].

der Schaffung neuer bzw. der Erweiterung bestehender Straßenbahnlinien verbundene Ausbau der straßenbahntechnischen Infrastruktur, insbesondere des Gleisnetzes, impliziert auch eine steigende Anzahl von Weichen und Kreuzungen im betreffenden Netz.

Demzufolge können Weichenüberfahrten speziell im städtischen Straßenbahnverkehr zu häufig auftretenden Manövern gezählt werden. Daher bedürfen sie einer ausreichenden Berücksichtigung in der Neu- bzw. Weiterentwicklung von Straßenbahnfahrzeugen.

Der Fahrzeughersteller steht meist vor der Aufgabe ein auf bestehenden Gleisanlagen einsetzbares Fahrzeug zu konzipieren bzw. zu entwickeln. Zu den ihm von außen vorgegebenen Randbedingungen gehören auch die Bauart und der Zustand der im Netz auftretenden Weichen. In der auf Modellbildung und Simulation durch Mehrkörpersysteme basierenden virtuellen Fahrzeugentwicklung werden derzeit jedoch nur folgende zwei Randbedingungen des Fahrwegs berücksichtigt. Zum einen ist dies die Trassierung und zum anderen sind dies Gleislagefehler [4]. Beispielsweise setzt sich etwa ein typisches in der Simulation berücksichtigtes Fahrmanöver aus einer unüberhöhten Bogenfahrt und einer superponierten synthetischen Gleislagestörung zusammen. Kaum gehen hierbei Einzelstörstellen, wie etwa Weichen, sowie über den Fahrweg veränderliche Schienenprofile ein. Für ein optimales simulationsbasiertes Fahrzeugdesign aber ist es unumgänglich auch Weichen in die Auslegung miteinzubeziehen.

In der frühen Fahrzeugentwicklungsphase sind Informationen, welche ein simulationsgetriebenes Verständnis der Interaktion des betreffenden Fahrzeugs und der im entsprechenden Netz verbauten Weichen ermöglichen würden, nur unzureichend zugänglich. Bestenfalls sind dem Fahrzeughersteller die Trassierung oder auch die verbauten Weichentypen bekannt. Kaum jedoch wird es möglich sein im entsprechenden Gleisnetz vermessene Weichen in der virtuellen Fahrzeugentwicklung nutzen zu können. Deshalb erscheint ein bereits vorab gewonnenes Verständnis der dynamischen Fahrzeugreaktion als Funktion bestimmter Weichenparameter für einen Fahrzeughersteller von großem Interesse.

Eine möglichst genaue Kenntnis der Wechselwirkung zwischen Fahrzeug und Weiche ist auch für den Hersteller von Weichen und deren Komponenten entscheidend. So werden etwa Weichenkomponenten mit geringem Verschleiß entwickelt, um die Instandsetzungsintervalle zu verlängern und die Lebenszykluskosten für den Betreiber zu minimieren.

Im Fokus der vorliegenden Arbeit sollen jedoch die Einflüsse von Weichenüberfahrten auf Straßenbahnzüge aus Sicht eines Fahrzeugherstellers stehen.

1.2 Zielsetzung

Die Zielsetzung dieser Arbeit umfasst daher im ersten Schritt den Aufbau eines grundlegenden simulationsbasierten Verständnisses für die Wechselwirkung zwischen Fahrzeug und Straßenbahnweiche. Anhand einer in Kapitel 4 beschriebenen Referenzweiche, welche zufolge Hersteller- sowie Betreiberinformationen als typisch für den Straßenbahnbereich erachtet werden kann, werden zu diesem Zweck unter anderem die auftretenden Kontaktsituationen untersucht und anhand bestehender Literatur auf ihre Plausibilität geprüft. Die hierfür verwendeten Fahrzeugmodelle werden als Mehrkörpersysteme modelliert, welche sich in Industrie und Wissenschaft gleichermaßen als Standardwerkzeug zur Behandlung schienenfahrzeugtechnischer Problemstellungen etabliert haben.

Der zweite Schritt beinhaltet die Untersuchung der Auswirkungen der eine Straßenbahnweiche charakterisierenden Eigenschaften, wie etwa der Herzstückausführung bzw. -geometrie, der Zungenschiene oder des Weichenradius, auf die Fahrzeugreaktion. Motiviert durch [5] soll diese Fahrzeugreaktion in Form von translatorischen Beschleunigungen auf Wagenkasten- und Drehgestellebene dargestellt und diskutiert werden. Auf Basis dieser aus Simulationen als Funktion bestimmter Weicheneigenschaften erhaltenen Größen sollen Einblicke gegeben werden, welche Weicheneigenschaften sich als einflussreich und in der Folge als in der simulationsbasierten Fahrzeugauslegung berücksichtigungswert erweisen.

Um den Geltungsbereich der getroffenen Aussagen zu erhöhen werden zwei in grundlegender Weise unterschiedliche Fahrzeugmodelle – zum einen ein konventionelles Drehgestellfahrzeug und zum anderen ein teilweise mit Losrädern ausgestattetes Multigelenkfahrzeug – implementiert und für die Simulationen verwendet. Durch diese Analyse unterschiedlicher Fahrzeugmodelle sollen fahrzeugunabhängige Effekte in Abhängigkeit der Weicheneigenschaften identifiziert werden. In beiden Fällen wird hierfür ein nicht angetriebenes Fahrzeug berücksichtigt.²

1.3 Literatur und Stand der Technik

Zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Schienenfahrzeugen haben sich Mehrkörpersysteme (MKS) – im Englischen *multi-body-systems* (MBS) – und der dahinter stehende Formalismus als mächtiges Werkzeug durchgesetzt. Dieser Ansatz meint eine Abbildung und Modellierung eines realen Systems durch Starrkörper, welche zum einen durch Koppelemente miteinander in Wechselwirkung treten und zum anderen durch Zwangsbedingungen in ihrer Bewegungsfreiheit eingeschränkt sein können. Neuere Entwicklungen lassen im Rahmen dieser Theorie auch die Modellierung flexibler Körper zu. Grundlegende Arbeiten, welche die Theorie der Mehrkörpersysteme sowie deren Implementierung in entsprechende Computerprogramme beschreiben, sind zum Beispiel [6–8]. Diese Programme ermöglichen eine effiziente Analyse mechanischer Systeme im Allgemeinen und von Schienenfahrzeugen im Speziellen [9]. Eine gute Einführung in die darin verwendeten numerischen Methoden findet man etwa in [10]. Weiterführend geben

²Die Begründung hierfür findet sich zu Beginn von Kapitel 6 auf Seite 68.

Arnold et al. [11] einen hilfreichen Überblick über die numerischen Techniken zur Handhabung von differential-algebraischen Gleichungen – im Englischen *differential-algebraic equations* (DAE) –, die in der mathematischen Beschreibung von Mehrkörpersystemen eine wesentliche Rolle spielen.

Daneben existiert eine Vielzahl an Veröffentlichungen, welche sich mit Weichen als speziellem Teil des Oberbaus beschäftigen. Darin werden verallgemeinernd gesprochen zwei ineinandergreifende Ziele verfolgt: einerseits die Suche nach einem verschleißarmen Weichendesign und andererseits die Analyse des dynamischen Fahrzeugverhaltens bei Überfahrt einer Weiche. Ein detaillierter Überblick über den aktuellen Stand der Technik und die entsprechenden Literaturstellen wird im Folgenden gegeben.

Eine der ersten Untersuchungen zum Thema Weichenüberfahrten veröffentlichen Schmid et al. [12] im Jahre 1994. Darin präsentieren die Autoren ein Programm zur computerbasierten Simulation des Laufverhaltens von Drehgestellen bei Passieren einer Weiche. Die Auswirkungen zweier unterschiedlicher Drehgestelle bei Überfahrt der Weichenzunge werden dargelegt und lassen folgende Schlüsse zu: Die Spurführungskräfte im Falle eines aktiv gelenkten Drehgestells sind wesentlich geringer. Hingegen zeigt eine verringerte longitudinale Primärfedersteifigkeit kaum merkliche Konsequenzen.

Drozdziel et al. [13] analysieren etwas später die Effekte geometrischer Abweichungen des Systems Schienenfahrzeug/Vollbahnweiche. Die behandelten Abweichungen umfassen allerdings nur die Radprofile, globale Fahrwegeseigenschaften (Einbauneigung der Schienen, Spurweite etc.) und eine Erweiterung der Spurweite im Weichenbereich und konzentrieren sich nicht wie die vorliegende Arbeit auf die Auswirkungen der konstruktiven Weichenparameter.

Einem etwas grundsätzlicheren Thema sind die beiden Artikel [14, 15] gewidmet. Darin gehen Schupp bzw. Schupp et al. genau auf die Modellierung des Kontakts Rad/Schiene und die Berechnung der Kontaktkräfte mit Hinblick auf ihre Anwendung auf Mehrpunktberührungen, wie sie im Falle von Weichen häufig vorkommen, ein. Der Kontakt zwischen Rad und Schiene kann durch eine algebraische Zwangsbedingung – nämlich dem Aufliegen des Rades auf der Schiene – abgebildet werden, weshalb sich auch die Normalkräfte als Zwangskräfte ergeben. Die Kontaktpunktsprünge, welche sich durch diese Art der Modellierung durch eine laterale Verschiebung des Rades auf dem Schienenprofil ergeben, lassen sich hingegen, wie in [14, 15] dargelegt, durch einen quasi-elastischen Ansatz glätten, was wiederum numerische Vorteile mit sich bringt. Als Anwendungsbeispiel zeigen die Autoren schließlich in beiden Arbeiten eine Weichenüberfahrt eines Reisezugwagens und erklären die dabei beobachteten Phänomene, was später als qualitative Referenz für die in dieser Dissertation erhaltenen Ergebnisse dienen wird.

Eine Reihe von Veröffentlichungen, die sich intensiv mit dem Thema Weichen anhand unterschiedlicher Problemstellungen auseinandersetzen, ist in den letzten Jahren am *Department of Applied Mechanics* der *Chalmers University of Technology* in Göteborg entstanden und verdient deshalb an dieser Stelle besondere Erwähnung. So verwenden etwa Kassa et al. [16] zwei unterschiedliche Programmpakete zur Simulation des Verhaltens zwischen Weiche und Fahrzeug. Ein intern zur Berechnung von Weichenüberfahrten sowie zur Behandlung der dabei auftretender Zweipunktberührungen weiterentwickelter Code, der Aussagen in einem größeren Frequenzbereich zulässt, wird mittels einer kommerziell vertriebenen Softwarelösung evaluiert. Auch in dieser Publikation erklären die Autoren

die grundlegenden Konsequenzen einer Vollbahnweiche auf die dynamische Fahrzeugantwort.

Darauf aufbauend zeigen Kassa und Nielsen [17] in einem bestimmten Teil des schwedischen Bahnnetzes mittels Dehnmessstreifen an den Radscheiben eines Messradsatzes durchgeführte Messungen der lateralen und vertikalen Kontaktkräfte zwischen Rad und Schiene. Im Speziellen vergleichen die Autoren gemessene Resultate der Überfahrt einer festgelegten Weiche auf dieser Strecke mit den entsprechenden Simulationsergebnissen. Bei der Gegenüberstellung der Rad/Schiene Kontaktkräfte wird eine gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung festgestellt.

Einen sehr interessanten Ansatz verfolgen wiederum Kassa und Nielsen in [18]. In dieser Veröffentlichung werden zunächst mittels statistischer Versuchsplanung (oder englisch *design of experiment*) die Achslast, der Reibwert zwischen Rad und Schiene, das Radprofil und das Schienenprofil unter einigen anderen Parametern, deren Nennung hier weniger von Bedeutung ist, als Haupteffekte auf die Normalkontaktkräfte sowie andere Schädigungsindikatoren (Verschleißindex, Indices zur Beschreibung von Rollkontaktermüdung) identifiziert. In einem nächsten Schritt werden Streuungen dieser Parameter und deren Auswirkungen mittels stochastischer Methoden abgebildet. Die Autoren weisen ausdrücklich darauf hin, dass Eigenschaften, welche die Weichengeometrie – wie Herzstückausführung, Länge der Weichenzunge etc. –, deren Variation Ziel der vorliegenden Arbeit ist, in den gezeigten Untersuchungen konstant gehalten werden.

Darauf Bezug nehmend untersuchen Pålsson und Nielsen [19] den Einfluss verschiedener Verschleißzustände eines Radprofils auf Indikatoren, welche für eine Weiche als schädigungsrelevant gelten. In dieser Publikation sind dies die Normalkontaktkraft, ein Ausdruck für die Energiedissipation in der Kontaktfläche und der Anpressdruck zwischen Rad und Schiene. Es zeigt sich, dass hohlgelaufene Räder im Bereich des Weichenherzstücks, jenes Bereiches also, in dem sich die beiden Schienen kreuzen, die größten Normalkontaktkräfte verursachen und daher große Auswirkungen auf die Schädigung des Systems Weiche haben. Ferner stellen die Autoren fest, dass in zukünftigen Untersuchungen auch Schädigungen der Schienen und unterschiedliche Weichendesigns berücksichtigt werden sollten.

Nach einer optimalen Spurweitenerweiterung im Bereich der Weichenzunge suchen Pålsson und Nielsen [20]. Die Güte der Spurweite als Funktion des Fahrwegs wird dabei durch einen aggregierten Schädigungsindex bewertet. Dieser ergibt sich durch Mittelung der Reibarbeitswerte, die sich aus Simulationsläufen mit verschiedenen Fahrzeugen sowie für die einzelnen Räder berechnen. Mit Hilfe einer Mehrgrößenoptimierung auf Basis eines genetischen Algorithmus werden jene Spurweitenfunktionen ermittelt, welche diese Schädigungsindices bei Befahrung des Haupt- und Abzweiggleises (gerade oder abzweigend) bzw. in spitzer und stumpfer Richtung (entgegen oder mit der Zungenschienenspitze) minimieren. Daraus resultiert eine pareto-effiziente Kurve an Spurweitenkonfigurationen, welche den Zielkonflikt zwischen einem optimalen Spurweitendesign und der Befahrungsrichtung verdeutlicht. Die häufig für die Verschleißbewertung herangezogene Reibarbeit [21] wird mit Hilfe der vorgestellten Methodik wesentlich verkleinert und zeigt bereits den Einfluss der Spurweite auf die Schädigung im Bereich der Weiche.

Alfi und Bruni [22] stellen ein mathematisches Modell der Wechselwirkung zwischen Rad und Schiene mit Anwendung auf eine Weiche vor. Dabei wird die Fahrbahn durch

ein auf Euler-Bernoulli-Balken basierendes Finite-Elemente Modell, welches neben den Schienen selbst auch die elastische Schienenbefestigung, die Schwellen und deren Bettung berücksichtigt, abgebildet. Das reale Fahrzeug hingegen wird durch ein Mehrkörpersystem mit elastischen Radsätzen angenähert. Gekoppelt sind Fahrweg und Fahrzeug über die Rad/Schiene-Kontaktkräfte. Deren Normalkomponente wird durch ein nichtlineares Hertzsches Kontaktelement berechnet, während die Approximation der Tangentialkomponenten auf dem von Kalker bereits 1982 vorgeschlagenen FASTSIM-Algorithmus [23] beruht, welcher sich als Standardmethode auf diesem Gebiet etabliert hat. Ferner findet sich ein für die Gültigkeit des vorgestellten Modells sprechender Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Vertikalbeschleunigungen der Schienen sowohl bei Überfahrt einer Vollbahnweiche als auch beim Passieren einer Flachrillenweiche.

Diesem Ansatz stellen Bruni et al. [24] eine exaktere mit Hilfe eines kommerziell erhältlichen Finite-Elemente Programms durchgeführte Modellierung der Weiche zusammen mit einem wesentlich vereinfachten Radsatzmodell gegenüber. Als Basis für diesen Vergleich dienen drei völlig unterschiedliche Weichentypen – eine Vollbahnweiche aus dem Metro-Bereich, eine Rillenschienenweiche aus dem Straßenbahnsektor und schließlich eine Flachrillenweiche aus dem Straßenbahnsektor. Die Autoren erläutern die Auswirkungen dieser beiden modelltechnischen Zugänge einerseits sowie verschiedener Fahrwegszustände andererseits vor allem im Hinblick auf die zu erwartenden Schäden des Systems Weiche. Im Vordergrund steht daher weniger – wie in der vorliegenden Arbeit – die Fahrzeugreaktion auf verschiedene Weichenzustände sondern vielmehr die Beschreibung der Fahrdynamik selbst.

In diese Richtung zielt eine Veröffentlichung von Lagos et al. [25]. Darin wird der Einfluss unterschiedlicher Radprofile einerseits sowie zweier Weichendesigns andererseits auf die Rad/Schiene Kräfte untersucht. Die beiden Weichendesigns besitzen die gleiche Nominallage (Radius, Schienenprofil und Kreuzungswinkel), unterscheiden sich jedoch hinsichtlich eines in einem Fall beweglichen bzw. im anderen Fall starren Herzstücks. Die Verwendung eines beweglichen Herzstücks ist zufolge einer ununterbrochen gewährleisteten Spurführung vor allem im Hochgeschwindigkeitsverkehr üblich. Ferner weist jene Weiche mit beweglichem Herzstück auch eine spezielle Art der Spurweitereinengung auf. Die aus Simulationen berechneten Spurführungskräfte betrachtend zeigt sich ein wesentlich geringerer Einfluss des Radprofils verglichen mit jenem der beiden Weichendesigns. Dies spricht wiederum für eine genaue Analyse der Auswirkungen einzelner Weichenparameter auf die Fahrzeugantwort, wie sie das Ziel der vorliegenden Arbeit ist.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Untersuchungen, die sich mit dem Thema Simulation von Weichenüberfahrten beschäftigen, in den letzten zehn Jahren intensiviert wurden. Bisher jedoch lag das Hauptaugenmerk auf einer Analyse von Vignolschienenweichen und weniger auf der Behandlung von Rillenschienenweichen, weshalb sich die vorliegende Dissertation zweiteren widmet. Ferner wird in den angeführten Literaturstellen kaum auf die Fahrzeugantwort bei einer Weichenüberfahrt als spezieller Art der Anregung des Schienenfahrzeugs sondern vielmehr auf mögliche Verbesserungen der Weiche an sich hinsichtlich Verschleiß eingegangen. Deshalb werden in dieser Arbeit die Auswirkungen unterschiedlicher Weichenparameter einer Rillenschienenweiche auf die Fahrzeugreaktion auf Basis von Simulationsmodellen analysiert, um so dem Fahrzeughersteller, dem häufig die oberbauliche Infrastruktur als Randbedingung vorgegeben ist, Hinweise auf – im Sinne fahrdynamischer Größen – einflussreiche Weichenparameter geben zu können.

Diese fahrdynamischen Größen werden auf Basis existierender Normen, welche für die Fahrzeugauslegung herangezogen werden, gewählt.³

Alternativ zu dem hier gewählten simulationsbasierten Zugang, wären ebenso Messungen, wie sie etwa am Beispiel der Rad/Schiene Kontaktkräfte in [17] gezeigt werden, denkbar, um die aus dem Befahren von Weichen resultierende Fahrzeugreaktion, die im Mittelpunkt dieser Arbeit stehen soll, zu untersuchen und um damit die Simulationsergebnisse zu validieren. Die mit tatsächlichen Messfahrten verbundenen Vorteile sind dabei die folgenden. Nur auf diese Weise können zum einen etwa die in der Realität am Fahrzeug auftretenden Beschleunigungen mit einer nur durch Unzulänglichkeiten der Messtechnik begrenzten Genauigkeit ermittelt werden. Zum anderen wird in natürlicher Weise der tatsächliche Zustand der im Allgemeinen verschlissenen Schienenquerschnitte mitberücksichtigt. Bedauerlicherweise standen während der Durchführung dieser Arbeit keine derartigen Messergebnisse zur Verfügung.

Nichtsdestotrotz bietet die modellbasierte Simulation die Möglichkeit gezielt die Wechselwirkung zwischen Fahrzeug und Weiche in Abhängigkeit bestimmter Weichenparameter – wie etwa der Herzstückausführung oder des Weichenradius, etc. – in Relation zueinander zu untersuchen und Aussagen über deren Einfluss auf die Fahrzeugreaktion zu treffen. Ist eine automatisierte Berechnung und Aufbereitung der Schienenquerschnitte einer Weiche erstmals implementiert⁴, lässt dies auch eine effiziente Variation bestimmter Weichenparameter zu, um eben deren Einfluss auf die Fahrzeugreaktion zu ermitteln. Ferner können nur durch diese modellbasierte Herangehensweise auch unterschiedliche Fahrzeugmodelle und -typen mitberücksichtigt werden, was im Falle von ohnehin wesentlich aufwändigeren Messfahrten nur unter erheblichem Mehraufwand zwar möglich jedoch kaum praxistauglich erscheint. Darüber hinaus liegt die mit der Anwendung von Simulationen verbundene Kostenersparnis in der Fahrzeugentwicklung auf der Hand. Natürlich wären auch zur Validierung der Simulationsergebnisse Messungen wünschenswert gewesen.

Wie bereits in Abschnitt 1.2 dargelegt, soll daher simulationsbasiert die Wechselwirkung zwischen bestimmten Weichenparametern und – die erwähnte Norm [5] als Ausgangspunkt nehmend – translatorischen Beschleunigungen an unterschiedlichen Messpunkten eines Fahrzeugs untersucht werden. Dabei steht nicht ein spezielles Straßenbahnfahrzeug, dessen konstruktive Ausführung sowie konkrete Fahrzeugparameter im Mittelpunkt des Interesses als vielmehr die Absicht allgemein Aussagen darüber zu treffen, welche dieser Weichenparameter auf die in der Fahrzeugauslegung gemäß [5] herangezogenen Beschleunigungen maßgeblichen Einfluss zeigen.

³Vgl. Abschnitt 6.1.

⁴Vgl. Kapitel 4.

1.4 Aufbau der Arbeit

Die Arbeit ist in insgesamt sieben Kapitel gegliedert, deren Inhalte für einen besseren Überblick im Folgenden kurz erläutert werden.

In Kapitel 2 wird die grundsätzliche Funktion von Weichen als essentiellm Teil des Oberbaus erklärt. Ferner wird auf die bestehenden Normen und Richtlinien für den Bau von Weichen – vor allem im Hinblick auf Straßenbahnweichen – eingegangen, um schon vorab die Parameter, deren Verständnis im weiteren Verlauf der Arbeit notwendig ist, zu erklären. Des Weiteren werden die einzelnen Komponenten einer Weiche – sofern diese für die durchgeführten Untersuchungen von Bedeutung sind – sowie deren genaue Funktion beschrieben.

Kapitel 3 ist der Erklärung der verwendeten Methodik, mit Hilfe derer die Weichenüberfahrten modelltechnisch abgebildet werden, gewidmet. Neben einem Überblick über die zur Verfügung stehenden Berechnungsmöglichkeiten wird näher auf die Beschreibung der Straßenbahnweiche mittels fahrwegsabhängiger Schienenprofile eingegangen. Das theoretische Rüstzeug für die Berechnung der für die Wechselwirkung zwischen Rad und Schiene entscheidenden Kontaktkräfte wird erläutert. Anhand von ersten Simulationsergebnissen gibt Kapitel 3 einen kurzen Überblick über prinzipielle Phänomene, welche bei der Überfahrt einer Straßenbahnweiche auftreten.

In logischer Konsequenz beschäftigt sich Kapitel 4 sogleich mit der genauen Vorgehensweise zur Generierung der Straßenbahnweichen. Dabei werden die bereits in Kapitel 2 erläuterten Komponenten einzeln erstellt, um Flexibilität bei der Erzeugung der gesamten Weiche zu gewährleisten. Außerdem wird bereits auf die Parameter hingewiesen, welche später variiert werden, um so auf ihren Einfluss im Hinblick auf die Auslegung von Straßenbahnzügen schließen zu können.

Darauffolgend werden in Kapitel 5 die auf Mehrkörpersystemen beruhenden Fahrzeugmodelle, welche zur Ermittlung auslegungsrelevanter Weichenparameter verwendet werden, erklärt. Neben dem bereits in Kapitel 3 verwendeten Radsatz mit starrer Achse ist dies ein konventionelles Drehgestellfahrzeug sowie ein teilweise niederfluriges und mit Losrädern ausgestattetes Multigelenkfahrzeug.

In Kapitel 6 folgen die erhaltenen Resultate. Aufbauend auf die auf ein grundsätzliches Verständnis abzielenden Ergebnisse aus Kapitel 3 werden einerseits die Fahrzeugreaktionen bei Weichenüberfahrten als Funktion der als Eingangsgröße verwendeten Weichenparameter untersucht, was Schlussfolgerungen auf den Einfluss dieser Parameter zulässt. Andererseits wird auch diskutiert, welche Auswirkungen die unterschiedlichen Fahrzeugmodelle selbst auf die Ergebnisse haben. Dies ermöglicht wiederum Rückschlüsse auf die Relevanz einzelner Weicheneigenschaften im Hinblick auf die Auslegung eines Straßenbahnzugs.

Kapitel 7 schließlich fasst nochmals die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Fragestellungen sowie die darin gewonnenen Erkenntnisse zusammen. Darüber hinaus findet sich darin ein Ausblick über weiterführende Arbeiten.

2

Weichen als Teil des Oberbaus

Eine notwendige Bedingung für den Betrieb schienengebundener Fahrzeuge ist die Existenz von Weichen und Kreuzungen. Nur diese beiden Komponenten gewährleisten Flexibilität, welche eine wesentliche Eigenschaft des Verkehrs im Allgemeinen sowie des Schienenverkehrs im Speziellen darstellt. Erst Weichen ermöglichen Schienenfahrzeugen die Befahrung verschiedener Streckenabschnitte, was sie zu einem unerlässlichen Teil der bahntechnischen Infrastruktur macht.

Es existiert eine Vielzahl verschiedener Ausführungsformen von Weichen, welche im Wesentlichen den entsprechend geltenden Normen unterliegen. Da in dieser Arbeit der Fokus auf der Untersuchung dynamischer Effekte bei Überfahrt von Straßenbahnweichen liegt, werden speziell deren Ausführungen und Eigenschaften eingehender beschrieben. Im Hinblick auf andere, vor allem im Vollbahnbereich verwendete Weichentypen sei auf die zitierten Quellen bzw. auf Hersteller verwiesen.

2.1 Normen, Verordnungen und Richtlinien

Einen Überblick über die Vielzahl an verschiedenen Weichentypen verschaffen die vom Verband Deutscher Verkehrsunternehmen (VDV) herausgegebenen Oberbau-Richtlinien bzw. Oberbau-Zusatzrichtlinien [26]. Der Oberbau besteht dabei definitionsgemäß aus sämtlichen Bauteilen, welche der Lastübertragung und der Spurführung dienen. Der Geltungsbereich dieser Richtlinien umfasst auch den Betrieb von Straßenbahnen sowie die damit verbundenen oberbaulichen Eigenschaften (inklusive Weichen und Kreuzungen). Jedoch handelt es sich bei diesen Richtlinien um Empfehlungen, wie das folgende direkt daraus entnommene Zitat zeigt.

Im Interesse einer wirtschaftlich-technischen Vereinheitlichung wird die Anwendung der Richtlinien zur Herstellung und Instandhaltung des Oberbaus empfohlen. Soweit bestimmte Erzeugnisse betroffen sein können, sind die Richtlinien unverbindlich.

Neben Definitionen den Oberbau betreffender Begriffe, Erklärungen zum Thema Instandhaltung des Oberbaus, Darstellungen der einzelnen Bauteile sowie Informationen zur Gleislage beinhalten die Oberbau-Richtlinien ein eigenes Kapitel zum Thema Weichen und Kreuzungen, in welchem in ausführlicher Art und Weise die wesentlichen Eigenschaften der einzelnen Weichenkomponenten sowohl für den Vollbahn- als auch für den Straßenbahnbereich erklärt werden.

Eine weitere Veröffentlichung, welche eine genaue Darstellung von Weichen als Teil des Oberbaus enthält, ist eine vom Deutschen Institut für Normung (DIN) herausgegebene europäische Norm [27–31]. Ihre insgesamt acht Teile umfassen neben den Definitionen der einzelnen Bestandteile auch eine eingehende Beschreibung der aus spurführungstechnischer Sicht relevanten Funktionen dieser Teile.

Weitere Richtlinien liefert die Straßenbahn Bau- und Betriebsordnung (BOStrab) [32]. Darin werden die für eine sichere Spurführung – vor allem auch in Weichenanlagen – notwendigen Eigenschaften und deren Berechnung festgelegt. Die Gewährleistung einer durchgängigen und sicheren Spurführung ist demnach unerlässlich und erfordert beim Bau und der Instandhaltung von Weichen die Einhaltung von Grenzwerten gewisser Parameter, welche in der BOStrab aufgelistet werden.

2.2 Komponenten und deren Funktion

Der einfachste existierende Weichentyp ist eine gerade Weiche, deren Draufsicht sich in prinzipieller Darstellungsform in Abbildung 2.1 findet. Diese ermöglicht sowohl die Durchfahrt des gerade weiterführenden Hauptgleises als auch jene des abzweigenden Zweiggleises. Der in dieser Arbeit betrachtete Weichentyp ist eine gerade Linksweiche, dessen Zweiggleis nach links abzweigt. Diese Festlegung ist vollkommen willkürlich, schränkt jedoch nicht die im Weiteren dargelegten Schlüsse ein. In diesem Sinne ließe sich in gleicher Weise eine Rechtsweiche untersuchen.

Neben geraden Weichen mit gerade fortlaufendem Hauptgleis existieren auch sogenannte Innen- bzw. Außenbogenweichen. Diese kennzeichnen sich durch ein gebogenes Hauptgleis und ein nach links bzw. nach rechts abzweigendes Zweiggleis. Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt jedoch auf der Untersuchung der abzweigenden Weichenüberfahrt. Unter diesem Gesichtspunkt ist es vergleichsweise unerheblich, ob die Weiche ein gerades oder im Bogen weiterlaufendes Hauptgleis besitzt.

Als mögliche Bogenformen des Zweiggleisbogens führen Lay und Rensing [33] neben Kreisbögen sowohl aus Kreisbögen zusammengesetzte Korbbögen als auch Klothoiden mit Kreisbögen an. Als Regelform bezeichnen die Autoren jedoch den Kreisbogen. Hinzukommend ist der Einbau von Übergangsbögen, die zwar einen ruhigeren Bogeneinlauf gewährleisten würden, in Weichen vor allem im Straßenbahnbereich unüblich. Deshalb

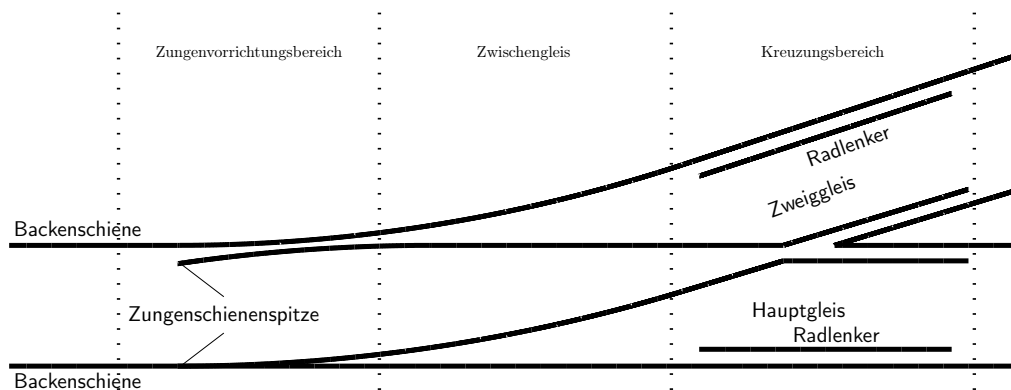


Abbildung 2.1.: Weichenbereiche einer geraden Linksweiche in abweigender Stellung nach [27]: Zungenvorrichtungsbereich, Zwischengleis und Herzstückbereich.

werden im Rahmen dieser Arbeit als Kreisbögen ausgeführte Zweiggleisbögen berücksichtigt.

Eine ausführlichere Auflistung der verschiedenen Weichenbezeichnungen findet man in [27] oder in [33]. Eine Kombination verschiedener Weichen wird schließlich als Weichenanlage bezeichnet.

Im Wesentlichen besteht eine Weiche gemäß [27] aus den drei Teilen Zungenvorrichtungsbereich, Zwischengleis und Herzstückbereich, deren Aufteilung innerhalb der gesamten Weiche in Abbildung 2.1 gezeigt wird. Im Folgenden werden diese drei Komponenten grundsätzlich beschrieben. Speziell die im Zusammenhang mit dieser Arbeit als besonders relevant zu erachtenden Eigenschaften dieser einzelnen Teile werden genauer erklärt. Der Fokus liegt dabei vor allem auf deren Einsatz im Straßenbahnbetrieb.

2.2.1 Zungenvorrichtung

Die Zungenvorrichtung ermöglicht einem Schienenfahrzeug den Wechsel vom Haupt- auf das Zweiggleis bzw. umgekehrt. Dabei wird prinzipiell unterschieden, ob die Weiche spitz – in Richtung der Zungenspitze – oder stumpf – vom Weichenende her kommend – befahren wird.

Die im Zusammenhang mit der rechnerischen Simulation relevanten Bestandteile einer Zungenvorrichtung sind die beiden Zungenschienen, deren horizontal in der Gleisebene mögliche Verschiebbarkeit durch eine Stellvorrichtung, die das Befahren des geraden oder des gebogenen Gleises der Weiche zulässt, und die zugehörigen Backenschienen. Diese müssen fertigungstechnisch in geeigneter Weise bearbeitet werden, sodass bei an die Backenschiene angelegter Zunge ein möglichst ruhiger und verschleißarmer Überlauf des Rades von der Backen- auf die Zungenschiene bzw. umgekehrt gewährleistet wird. Auf der anderen Seite muss zwischen abliegender Zunge und der Backenschiene ein hinreichend großer Abstand sein, sodass ein Berühren der Spurkranzrückenflanke des Rades in diesem Bereich ausgeschlossen wird.

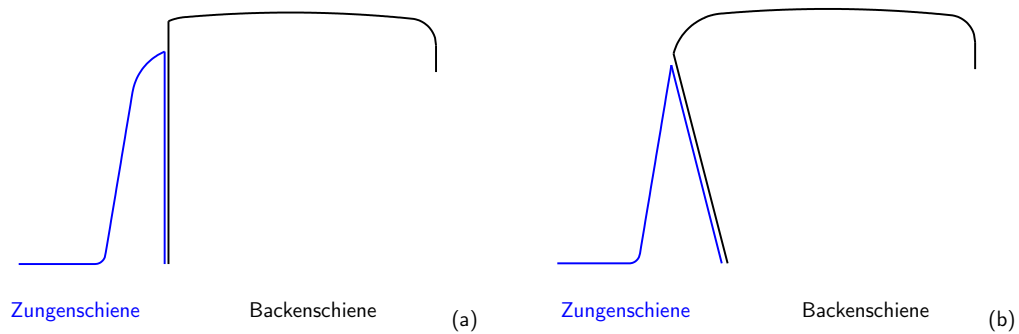


Abbildung 2.2.: Prinzipielle Darstellung der Ausführungsformen der Weichenzunge (blau) mit entsprechend bearbeiteter Backenschiene (schwarz) nach [26]: (a) eingelassene Variante charakterisiert durch ein vertikales Anliegen der Zunge an die Backenschiene (im Straßenbahnbetrieb bei engen Bögen üblich); (b) unterschlagende Variante mit geneigter Anlagefläche der Backenschiene.

Für die Zungen gibt es im Wesentlichen zwei verschiedene Ausführungsformen. Die unterschlagende Zunge unterscheidet sich von der eingelassenen Zunge durch eine geneigte, nicht einfach vertikale Anlagefläche an die Backenschiene, wie Abbildung 2.2 zeigt. Spurführungstechnisch ist die unterschlagende Variante zu favorisieren, da die Durchgängigkeit der Fahrkante der Backenschiene, welche sich als Schnittpunkt der Spurweitenbezugsfläche mit der Innenseite des Schienenkopfs ergibt, gewährleistet ist. Aus entgleisungssicherheitstechnischer Sicht soll jedoch im Falle von Bogenradien kleiner als 100 m – wie im städtischen Straßenbahnnetzen üblich – die eingelassene Form verwendet werden. Auf diese Weise nämlich wird auch bei einem verschleißbedingt ungünstig großem Abstand zwischen angelegter Zungenschiene und Backenschiene, dem sogenannten Klaffmaß, ein Aufsteigen bzw. ein Auffahren des Rades auf die Zungenspitze verhindert [32], weshalb zumeist die eingelassene Zunge im Straßenbahnverkehr verbaut wird. Ferner darf eine unterschlagende und abgesenkte Zunge gemäß [26] nur bei ausreichender Spurkranzhöhe (größer als 18 mm) verwendet werden.

Betreffend der Zungenvorrichtungsgeometrie unterscheidet man zwischen mathematischer und tatsächlicher Zungenspitze, wobei erstere die theoretische Überschneidung der beiden Fahrkanten der Zungen- und Backenschiene meint [27]. Zum Schutz der Spitze wird der Zungenschienenkopf durch sogenannte Beihobelung bearbeitet, wodurch die erwähnte tatsächliche Zungenspitze entsteht. Über die Anschlaglänge ist ein Anliegen der Weichenzunge an der Backenschiene möglich. Erst danach bildet die Zungenschiene ein eigenständiges Profil.

Ein weiterer im Hinblick auf die Modellbildung der Weiche, welche in Kapitel 4 näher dargelegt wird, wichtiger Aspekt ist die geometrische Ausführung der Zungenvorrichtung. Für deren Darstellung dient der Verlauf der Fahrkanten von Zungen- und Backenschiene. Bei der tangentialen Form verläuft die Fahrkante der Zunge zur Zungenspitze hin tangential an den Gleisbogen, welcher sich an die Backenschiene am Beginn des Zungenradius anschmiegt, bis sie jene der Backenschiene kreuzt. Diese Variante unterscheidet sich von der unterschrittenen Ausführung durch die in diesem Fall hinzukommende Verschiebung des Zungenradius – den sogenannten Unterschneidungsversatz. Die Fahrkante der Zungenschiene wird jedoch zur Zungenspitze hin in beiden Ausführungsformen aus einem

Kreisbogen und einem sich tangential an diesen Bogen schmiegenden Geradenstück gebildet. Die Zusammensetzung der Fahrkante aus diesen beiden Teilen ist in [Abbildung 2.3](#) in roter Farbe dargestellt.

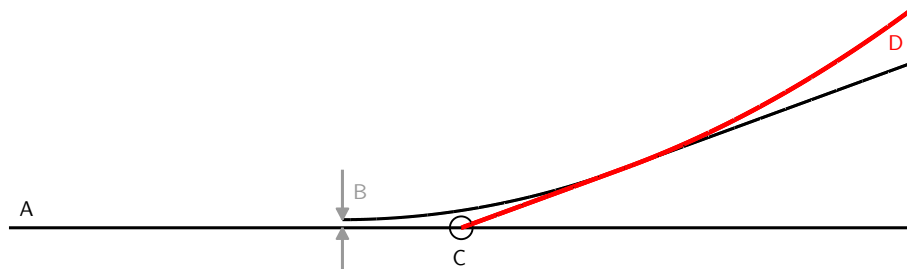


Abbildung 2.3.: Zungengeometrie nach [\[27\]](#): Fahrkante der Backenschiene (A), Unterscheidungsversatz (B), mathematische Zungenspitze (C) und Fahrkante der Zungenschiene bestehend aus einem tangentialen Geradenstück und einem Kreisbogen (D).

Ein wichtiges Maß ist auch die Breite der Zungenspitze, welche durch konstruktive Einschränkungen nicht beliebig klein sein kann. In der Regel sind Spitzenbreiten um 6 mm üblich. Ferner erfährt die Zungenspitze eine Absenkung, welche in einem gewissen Maß notwendig ist, damit einerseits die Radlast im Bereich geringer Zungenschienenbreite – etwa unmittelbar nach der Zungenspitze – noch zur Gänze von der Backenschiene getragen wird, andererseits jedoch der Spurkranz des Rades im Bedarfsfall bereits von der Zungenschiene geführt werden kann.

2.2.2 Zwischengleis

Nach Ende der Zungenvorrichtung bildet das sogenannte Zwischengleis den Übergang zum Herzstückbereich. Die Zwischenschienen sind mit den beweglichen Zungenschienen elastisch biegsam verbunden. Während für die Zungenschienen Sonderprofilformen verwendet werden und hinzukommend auch die Profile der Backenschienen im Zungenvorrichtungsbereich in geeigneter Weise bearbeitet werden, kommen im Zwischengleis die Regelprofile zur Anwendung, weshalb dieser Bereich von geringerem Interesse für die modelltechnische Aufbereitung zu sein scheint.

2.2.3 Herzstückbereich

Der Herzstückbereich als jener Teil der Weiche, welcher die Durchschneidung der beiden inneren Schienen umfasst, besteht aus den Fahrstücken, welche vielfach auch als Backenschienen bezeichnet werden, den beiden Flügelschienen, den Radlenkern und schließlich dem Herzstück mit dessen Herzspitze selbst. Deren Funktion wird nachfolgend im Einzelnen erklärt. Zum Verständnis der verwendeten Begriffe zeigt [Abbildung 2.4](#) eine Aufsicht eines einfachen Herzstücks einer geraden Linksweiche wie in [Abbildung 2.1](#) sowie die beiden sich schneidenden Rillenprofile.

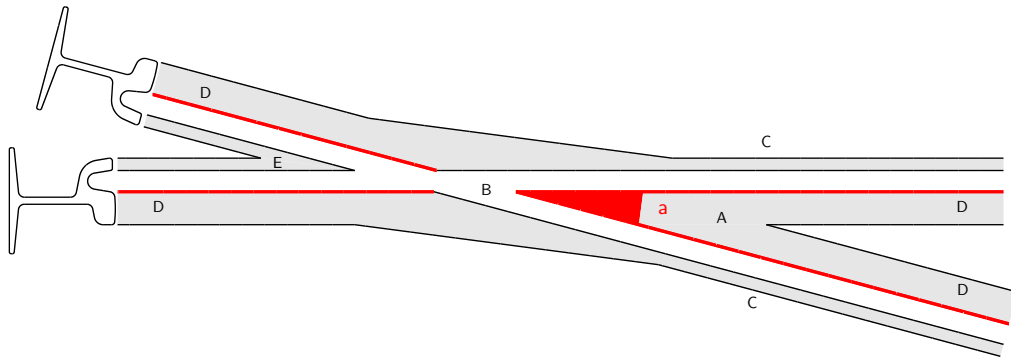


Abbildung 2.4.: Aufsicht eines einfachen starren Herzstücks mit Rillenprofilen nach [26]: Herzstückspitze (A) mit abgesenktem Bereich (a), Herzstücklücke (B), Flügel- bzw. Rillenflanken (C), Fahrkopf (D) bzw. Rillenkopf (E) der Rillenschienen, Fahrkanten (rote Linien) und der von diesen eingeschlossene Herzstückspitzenwinkel.

Die Herzstückspitze – die tatsächliche Überschneidung der Fahrkanten dieser beiden Schienen – ist entweder starr oder beweglich ausgeführt. Die bewegliche Form ist nur im Hochgeschwindigkeitsverkehr üblich, da sie eine durchgängige Fahrkante und somit eine wesentlich größere Laufruhe gewährleistet. Sie erfordert jedoch wiederum eine eigene Stellvorrichtung, weshalb im städtischen Nahverkehr zumeist eine starre Herzstückspitze verwendet wird. Diese hat hingegen zwangsläufig eine Unterbrechung der Fahrkante, die sogenannte Herzstücklücke, zur Folge, weshalb eine dem Herzstück gegenüberliegende Radlenkerschiene das Rad an der Spurkranzrückenflanke zu führen vermag. Dies ist aus sicherheitstechnischer Sicht unerlässlich, da auf diese Weise die herzustückseitig fehlende Spurkranzführung um eine Führung des gegenüberliegenden Rades an dessen Spurkranzrückenflanke ergänzt wird. Im Falle einer beweglich ausgeführten Herzstückspitze ist eine Radlenkerschiene nicht unbedingt notwendig, wiewohl beim Fehlen eines Radlenkers erhöhter Verschleiß der Herzstückspitze zu rechnen ist. In jedem Fall ist es die Aufgabe der Radlenkerschiene die Herzstückspitze vor einem unerwünschten Anfahren des Rades zu schützen.

Im Straßenbahnverkehr und im Speziellen bei der Anwendung von Rillenprofilen werden Herzstücke neben einer Differenzierung nach deren (Nicht-)Beweglichkeit ebenso anhand ihrer Rillenform eingeteilt.

Einerseits existieren Herzstücke mit Tiefrille, deren Rillenboden sich im Vergleich zum Regelprofil nicht verändert. Voraussetzung für den Einbau solcher Tiefrillenherzstücke ist ein hinreichend kleiner Herzstückspitzenwinkel, sodass im Bereich der Herzstücklücke bzw. -spitze eine genügend große Aufstandsfläche des Rades auf der Flügel- bzw. Rillenflanke garantiert ist, was in Abbildung 2.5 (a) verdeutlicht ist. Dabei ist der Herzstückspitzenwinkel definitionsgemäß [27] jener Winkel, den die Fahrkanten bzw. deren Tangenten im Falle eines Herzstücks mit durchlaufendem Bogen an deren theoretischem Durchschneidungspunkt einschließen. In Abbildung 2.4 ist dieser durch den rot gefüllten Bereich gekennzeichnet. Nach Passieren der Herzstücklücke übernimmt wiederum die Herzstückspitze die Radlast, weshalb sie in diesem Bereich bereits eine ausreichende Breite aufweisen muss. Zur Gewährleistung dieser Eigenschaft sowie zur Unterstützung dieses Übergangs

der Radlast von den Flügelschienen auf die Herzstückspitze erfährt das Spitzenprofil eine geeignete Bearbeitung. Diese wird durch Beihobelung etwas in ihrer Höhe abgesenkt.



Abbildung 2.5.: Unterschied zwischen Tief- und Flachrillenausführung des Herzstücks mit Radprofil (D), Herzstückspitze (B) und Flügelschiene (C): (a) Herzstückprofil mit Tiefrille: Überlappungsbereich Rad/Flügelschiene (A); (b) Herzstückprofil mit Flachrille.

Überschreitet der Herzstückwinkel ein gewisses Maß, welches der Flügelschiene keine ausreichende Führung des Rades mehr erlaubt, so muss das Herzstück als Flachrille ausgeführt werden [26]. Die Rillentiefe, das Maß zwischen Rillenboden und Schienenoberkante also, wird dabei in Richtung der Herzstückspitze so weit verringert, dass das Rad auf dessen Spurkranzkuppe durch das Herzstück fährt, was in Abbildung 2.5 (b) dargestellt ist. Das Rad wird gleichermaßen über die Herzstücklücke gehoben, wodurch die fehlende Aufstandsfläche auf der Flügelschiene kompensiert wird. Ebenso wie bei der Tiefrillenausführung liegt dem Herzstück eine Radlenkerschiene mit vom Rillenkopf her verringerter Rillenweite gegenüber, um das Rad vor einem Anlauf an der Herzstückspitze zu bewahren.

Trotz eines bestehenden Trends hin zu Tiefrillenherzstücken existieren in bestehenden Straßenbahnnetzen ein Vielzahl von Herzstücken in Flachrillenausführung. Zuzufolge innerstädtischer bauchlicher Gegebenheiten treten häufig enge Bögen und somit große Herzstückspitzenwinkel auf, weshalb in dieser Arbeit vermehrt Herzstücke in Flachrillenausführung untersucht werden. Abbildung 2.6 zeigt ein Foto eines derartigen Herzstücks aus dem Straßenbahnnetz von München.



Abbildung 2.6.: Foto eines Flachrillenherzstücks aus dem Straßenbahnnetz München [34].

3

Simulation von Weichenüberfahrten

In diesem Kapitel wird zunächst auf die allgemeine Modellierung von Schienenfahrzeugen eingegangen. Schienenfahrzeuge zeichnen sich insofern aus, als dass über kleine Kontaktflächen der Kontaktpartner Stahl-Rad und Stahl-Schiene sehr große Kräfte übertragen werden müssen, weshalb die modelltechnische Abbildung des Rad/Schiene Kontakts ein überaus wichtige Rolle spielt. Hinzukommend impliziert die Veränderlichkeit der Profile entlang der Fahrwegs im Falle von Weichen eine weitere Steigerung der Komplexität dieses Kontaktproblems.

Ferner wird die Handhabung und Implementierung dieser fahrwegsabhängigen Profile hinsichtlich der Modellierung einer Weiche beschrieben. Im Hinblick auf ein besseres Verständnis der Interaktion Weiche/Fahrzeug und der dabei auftretenden Phänomene werden beispielhaft charakteristische Simulationsergebnisse dargestellt und diskutiert.

3.1 Allgemeine Modellierung von Rad/Schiene-Systemen

Auf dem Gebiet der Schienenfahrzeugdynamik erweisen sich die bereits in Kapitel 1 erwähnten Mehrkörpersysteme (MKS) als geeignete Methode sowohl zur Untersuchung und Bewertung des dynamischen Verhaltens eines Gesamtfahrzeugs als auch zur Analyse der Wechselwirkung einzelner Fahrzeugkomponenten untereinander. Bestle gibt in [8] folgende Definition eines MKS.

Ein Mehrkörpersystem ist eine Menge von miteinander verbundenen starren Körpern, die eine mit diesen Bindungen verträgliche Bewegung zueinander ausführen [...]. Weiterhin können masselose Koppelemente zwischen den Körpern [...] eingebracht werden. Man bezeichnet die durch solche Koppelemente verursachten Kräfte [...] als eingeprägte Kräfte, die durch Bindungen verursachten Kräfte als Reaktionskräfte.

Die Literatur befasst sich umfassend mit der Methode der Mehrkörpersysteme zur mathematischen Beschreibung nichtlinearer mechanischer Systeme im Allgemeinen [6, 8] sowie der Dynamik von (Schienen-)Fahrzeugen im Speziellen [7, 35].

Durch den Einsatz von modernen Computerprogrammen, welche auf dem MKS-Ansatz beruhen, wird durch eine automatisierte Formulierung die Richtigkeit der Bewegungsgleichungen gewährleistet und eine Analyse eines komplexen Schienenfahrzeugs wesentlich erleichtert. Eine detailreiche Übersicht über die Vielzahl an (kommerziell) verfügbarer Software zur Simulation der Dynamik von Fahrzeugen im Allgemeinen wird in [36] gegeben. Ein weit verbreitetes Programmpaket aus dieser Familie ist Simpack [37], das in dieser Arbeit als Grundlage für die Berechnungen dient.

3.1.1 Bewegungsgleichungen

Dem MKS Formalismus folgend wird in Simpack die Bewegung der einzelnen starr modellierten Körper, welche durch masselose Koppellemente miteinander wechselwirken, durch Relativkoordinaten beschrieben, was sich als erheblicher Vorteil bei der Generierung der Bewegungsgleichungen erweist. Zuzufolge dieser rekursiven Beschreibung können Mehrkörpersysteme mit Baumstruktur durch die minimal mögliche Anzahl an Systemgleichungen beschrieben werden. Bei der Modellierung von Schienenfahrzeugen wird der Rad/Schiene Kontakt häufig als kinematische Zwangsbedingung, welche sich als algebraische Gleichung manifestiert, formuliert. Allgemein ergeben sich die Bewegungsgleichungen eines MKS mit kinematischen Schleifen zu folgendem Satz differential algebraischer Gleichungen [15, 38, 39]. Auf eine Darstellung der algebraischen Zwangsbedingungen auf Geschwindigkeits- und Beschleunigungsebene wird hier verzichtet.

$$\dot{\mathbf{p}} = \mathbf{v} \quad (3.1.1a)$$

$$\mathbf{M}(\mathbf{p}, t)\dot{\mathbf{v}} = \mathbf{f}(\mathbf{p}, \mathbf{v}, \boldsymbol{\lambda}, t) - \mathbf{G}^T(\mathbf{p}, t)\boldsymbol{\lambda} \quad (3.1.1b)$$

$$\mathbf{0} = \mathbf{g}(\mathbf{p}, t) \quad (3.1.1c)$$

Dabei ist $\mathbf{p}(t)$ der Vektor der verallgemeinerten Lagekoordinaten und $\mathbf{v}(t)$ jener der verallgemeinerten Geschwindigkeiten. Beide zusammen bestimmen den Zustand des Systems in eindeutiger Weise. Kinematisch geschlossene Schleifen, welche das MKS durch zusätzliche Zwänge in seiner Bewegungsfreiheit einschränken, werden durch Gleichung (3.1.1c) berücksichtigt. Die algebraische Bedingung des Kontakts zwischen Rad und Schiene etwa ist Teil dieser Gleichung. Die Einhaltung der kinematischen Zwangsbedingung wird durch die Zwangskräfte $-\mathbf{G}^T(\mathbf{p}, t)\boldsymbol{\lambda}$ garantiert. Hierbei sind $\mathbf{G}(\mathbf{p}, t)$ per definitionem die Jacobi-Matrix von $\mathbf{g}(\mathbf{p}, t)$, $\mathbf{G}(\mathbf{p}, t) = \frac{\partial}{\partial \mathbf{p}} \mathbf{g}(\mathbf{p}, t)$, und $\boldsymbol{\lambda}$ die Lagrange Multiplikatoren. Die verallgemeinerten eingepprägten Kräfte werden im Vektor $\mathbf{f}(\mathbf{p}, \mathbf{v}, \boldsymbol{\lambda}, t)$ zusammengefasst. Rad/Schiene-Systeme betrachtend hängen diese zuzufolge der Existenz von Reibkräften nichtlinear von den Zwangskräften ab. $\mathbf{M}(\mathbf{p}, t)$ bezeichnet die symmetrische Massenmatrix.

Ersetzt man die algebraische Zwangsbedingung und die daraus als Bedingungskraft resultierende Normalkraft durch ein sogenanntes elastisches Kontaktmodell zwischen Rad und Schiene, welches durch ein einseitiges Feder-Dämpfer-Element mit linearisierter Hertzscher Kontaktsteifigkeit [21] repräsentiert werden kann, so verändert sich die Struktur

der Bewegungsgleichungen (3.1.1) erheblich. Die Zwangskräfte werden zu eingepägten Kräften. Folglich ergibt sich durch den Entfall von Gleichung (3.1.1c) sowie des Terms $-\mathbf{G}^T(\mathbf{p}, t)\boldsymbol{\lambda}$ aus Gleichung (3.1.1b) eine Formulierung der Bewegungsgleichungen durch einen Satz gewöhnlicher Differentialgleichungen.

Der notwendigerweise hohe Wert der Hertzischen Kontaktsteifigkeit – in der Literatur werden etwa Werte von 10^9 N m^{-1} vorgeschlagen [40, 41] – führt jedoch durch eine Versteifung des Systems zu einem deutlichen Anstieg der Rechenzeit, weshalb unter einem numerischen Gesichtspunkt die Formulierung der Kontakt-Zwangsbedingung anstelle eines elastischen Kontaktelements vorteilhaft ist. Soll jedoch auch ein Radabheben bzw. -aufsetzen und Stöße zwischen den beiden Kontaktpartnern Rad und Schiene abgebildet werden, so ist eine elastische Modellierung unerlässlich. Nicht nur bei Weichenüberfahrten sondern auch bei engen Bögen im Straßenbahnverkehr treten diese Szenarien häufig auf. Man denke zum Beispiel an den plötzlich auftretenden Kontakt zwischen Radlenker und Spurkranzrückenflanke, der sich als Stoß zwischen diesen beiden Partnern äußert, oder den Überlauf des Kontaktgebiets von der Backenschiene auf die Weichenzunge. Deshalb ist es trotz aller numerischen Nachteile notwendig auf die elastische Modellierung des Kontakts Rad/Schiene zurückzugreifen.

Ein wichtiges Merkmal der klassischen Modellbildung des Kontakts Rad/Schiene stellt die Tatsache dar, dass Kontaktgeometrie und -mechanik losgelöst voneinander behandelt werden, was Vereinfachungen gleichzeitig jedoch Restriktionen impliziert.

3.1.2 Rad/Schiene Kontaktgeometrie

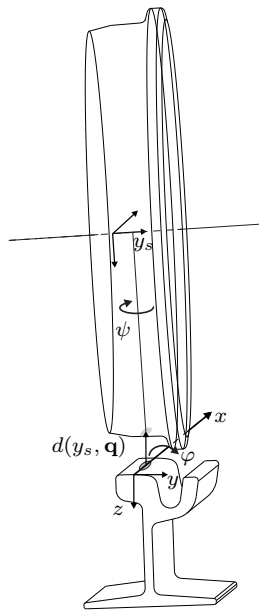


Abbildung 3.1.: Abstandsfunktion $d(y_s, \mathbf{q})$ [14].

Die Lösung des Kontaktgeometrieproblems zielt auf das Auffinden der möglichen Kontaktpunkte zwischen Rad und Schiene ab. Die Relativbewegung des starr modellierten Rades in Bezug auf die Schiene wird durch die Relativkoordinaten $\mathbf{q} = (u_y, u_z, \varphi, \psi)$ zwischen dem Radprofil- und dem Schienenprofilkoordinatensystem dargestellt. u_y bzw. u_z beschreiben dabei die laterale bzw. vertikale Verschiebung gegeneinander, wohingegen φ bzw. ψ eine Roll- bzw. Gierbewegung meinen. Mathematisch lässt sich dementsprechend eine Distanzfunktion $d(y_s, \mathbf{q})$ zwischen entsprechenden Punkten auf Rad und Schiene in Abhängigkeit der Relativkoordinaten \mathbf{q} und der Radprofilkoordinate y_s definieren [14, 15, 39], welche eine Beschreibung des geometrischen Kontaktproblems durch folgende Gleichung (3.1.2) impliziert.

$$\min_{y_s} d(y_s, \mathbf{q}) = 0 \quad (3.1.2)$$

Demzufolge berechnet sich die Radprofilkoordinate des Kontaktpunkts \tilde{y}_s aus der notwendigen Bedingung (3.1.3).

$$\left. \frac{\partial}{\partial y_s} d(y_s, \mathbf{q}) \right|_{y_s = \tilde{y}_s} = 0 \quad (3.1.3)$$

Führt man eine Verschiebung und/oder Verdrehung – also eine Änderung des Vektors \mathbf{q} – des Rades auf der Schiene aus, so führt dies zu sogenannten Kontaktpunktsprüngen. Die Radprofilkoordinate \tilde{y}_s als Lösung von Gleichung (3.1.3) ist also nicht in stetiger Weise von \mathbf{q} abhängig. Eine Änderung der lateralen Koordinate u_y zum Beispiel impliziert einen derartigen sprunghaften Übergang des Kontakts von der Lauffläche auf die Spurkranzstirnflanke des Rades. Jedoch auch auf der Lauffläche selbst sind solche Kontaktsprünge nicht auszuschließen. In Abbildung 3.2 sind die Berührungspunktzuordnung und die Kontaktpositionen abhängig von der lateralen Relativkoordinate u_y zwischen Rad und Schiene für die in dieser Arbeit betrachtete Profilpaarung dargestellt. Die Verschiebung u_y wird dabei in äquidistanten Schritten variiert. Trotzdem zeigt sich in den beiden Teilen (c) und (d) von Abbildung 3.2 die sprunghafte Änderung des Kontaktpunkts von der Lauffläche auf den Spurkranz des Rades. Je nach gewähltem Rollwinkel φ ergibt sich ein anderer Wert u_y^* , bei dem diese Unstetigkeit auftritt. Für $\varphi = 0^\circ$ gilt etwa $u_y^* \approx 5.9$ mm, wohingegen sich dieser Wert bei $\varphi = 2.4^\circ$ zu in etwa 6.3 mm verschiebt.

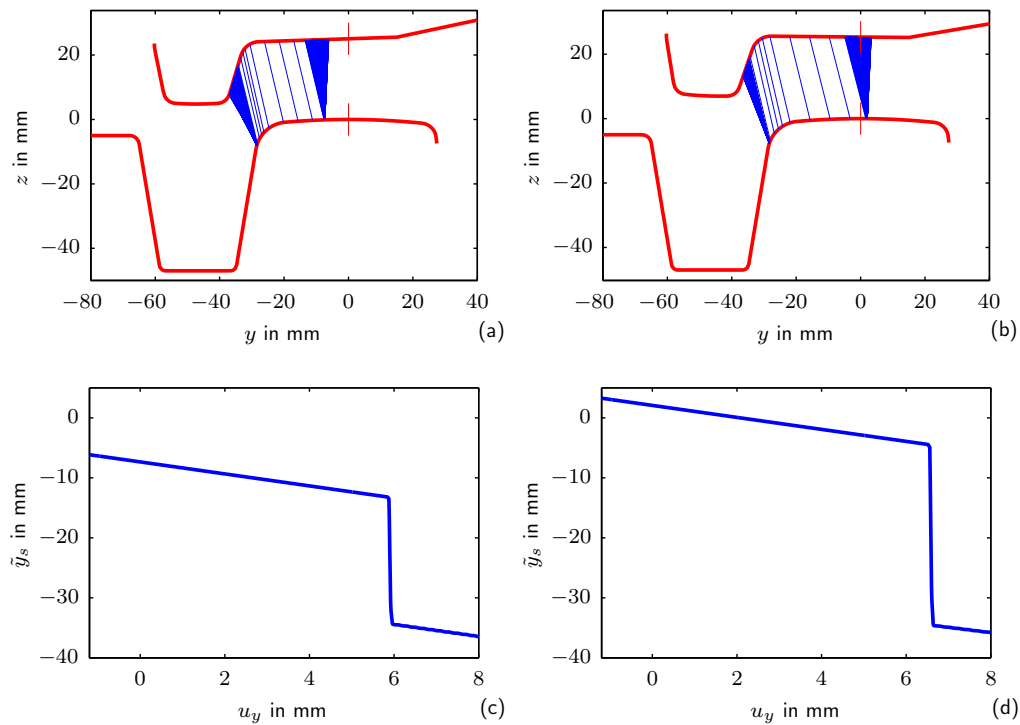


Abbildung 3.2.: Berührungspunktzuordnung (oben: (a) und (b)) und Kontaktpunktlage \tilde{y}_s (unten: (c) und (d)) in Abhängigkeit der lateralen Verschiebung u_y des Rades gegenüber der Schiene im Bereich $u_y \in [-1.2222, 8.7778]$ mm (zentriert um die Nominallage $u_{y,0} = 3.7778$ mm) für die Profilpaarung 60R1 und ein entsprechendes Radprofil für zwei unterschiedliche Rollwinkel φ : (a),(c) $\varphi = \psi = 0^\circ$; (b),(d) $\varphi = 2.4^\circ$ und $\psi = 0^\circ$.

Diese Unstetigkeit ist mit großen numerischen Problemen verbunden, kann aber durch eine Modifikation dieser Kontaktbedingung, welche bis hierher eine Verformung der Kontaktpartner ignoriert, geglättet werden. Netter et al. [39] berücksichtigen in ihrem quasi-elastischen Kontaktmodell in qualitativer Weise die lokale Deformation der beiden Kon-

taktpartner, wodurch sich Kontaktpunkte zu Kontaktflächen ausdehnen. Diese fiktiven Kontaktflächen werden schließlich wieder auf einen im Zentrum liegenden Kontaktpunkt \tilde{y}_s reduziert, welcher als Angriffspunkt für die Kontaktkräfte dient. Die auf diese Weise regularisierte Kontaktbedingung weist nun in Bezug auf die Relativkoordinaten \mathbf{q} eine ausreichende Differenzierbarkeit auf. Da die Normalkraft zum Zeitpunkt des Auffindungsprozesses der Kontaktfläche noch unbekannt ist und somit die Kenntnis einer realistischen Deformation nicht gegeben ist, wird basierend auf der Materialelastizität eine vorläufige Verformung angenommen. Eine genaue Darstellung dieses quasi-elastischen Modells findet man etwa in [14, 39]. Aufgrund seiner numerischen Vorteile ist das quasi-elastische Kontaktmodell in Simpack standardmäßig implementiert.

3.1.3 Rad/Schiene Kontaktmechanik

Grundsätzlich geht man in der Schienenfahrzeugdynamik von der vereinfachten Annahme aus, dass die Berechnung der Kontaktkräfte in ein Normal- bzw. ein Tangentialkontaktproblem getrennt werden kann. Die im Weiteren verwendete und in Simpack standardmäßig implementierte Vereinfachte Theorie von Kalker [23, 42] erfordert einige einschränkende Annahmen, führt aber zu deutlichen Vereinfachungen der Beschreibung des Rad/Schiene Kontakts und demzufolge zu einer deutlichen Reduktion des Rechenaufwands, was vor allem im Hinblick auf komplexe MKS nicht unerheblich ist. Der dieser Theorie entspringende Kalkersche FASTSIM-Algorithmus [23] hat sich zufolge seiner numerischen Effizienz als Standardmethode zur Berechnung der Rad/Schiene-Kräfte durchgesetzt, um das Laufverhalten eines Schienenfahrzeugs zu analysieren.

Im Rahmen der Vereinfachten Theorie von Kalker zur Beschreibung des Rad/Schiene Kontakts werden zunächst die relative Position des Rades auf der Schiene und die zugehörigen Kontaktpunkte ermittelt. Aus der Kinematik ergeben sich weiters die Relativgeschwindigkeiten in die Tangentialrichtungen x und y sowie die Winkelgeschwindigkeit um die Normalrichtung z und die entsprechenden Schlüpfе. Zusammen mit der Normalbelastung bilden sie die Eingangsgrößen für die Lösung des Normalkontakt- sowie des Tangentialkontaktproblems.

Die nachfolgende Darstellung des Normal- wie auch des Tangentialkontaktproblems soll sich auf das Wesentliche beschränken und basiert weitgehend auf [21].

Normalkontaktproblem

Die Lösung des Normalkontaktproblems meint die Ermittlung der Kontaktfläche und der darin auftretenden Normalspannungen aus Kenntnis der Kontaktpunkte, der Normalbelastung und der Materialeigenschaften. Dabei wird standardmäßig auf die bereits 1882 von Hertz [43] entwickelte Theorie zurückgegriffen, die sich trotz ihrer zahlreichen Annahmen und Vereinfachungen in einer Vielzahl von Anwendungsfällen in der Schienenfahrzeugdynamik bewährt hat. Die wesentlichen Voraussetzungen betreffen nach [21] vor allem das Material und die Profilform der beiden Kontaktpartner Rad und Schiene. Dazu zählen:

- Materialgleichheit, -homogenität, -isotropie und -elastizität.

- Die Oberflächen von Rad und Schiene sind durch Flächen zweiten Grades darstellbar.
- Die Glattheit der Oberflächen wird vorausgesetzt.
- Die Behandlung von Struktur- und Kontaktmechanik kann getrennt werden.
- Die sich berührenden Körper bilden Halbräume.

Den Annahmen der Hertzschen Theorie folgend ergeben sich immer ellipsenförmige Kontaktflächen, deren Ausdehnung durch die beiden Halbachsen a und b in Abhängigkeit der Krümmungsradien, der Normalkraft N und der Materialeigenschaften der sich berührenden Oberflächen definiert ist. Deren Berechnung ist beispielsweise in [21, 42] angeführt. Ferner besitzen die Normalspannungen $p(x, y)$ die Form eines Halbellipsoids, deren Maximum – die Hertzsche Pressung p_0 – im Zentrum lokalisiert ist – vergleiche Abbildung 3.3 auf Seite 22.

$$p(x, y) = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad \text{mit } p_0 = \frac{3N}{2\pi ab} \quad (3.1.4)$$

Neuere rechenintensive Untersuchungen mittels der Finite-Elemente-Methode zeigen, dass die Kontaktgebiete zwischen Rad und Schiene häufig nichtelliptische Flächen bilden und auch die Spannungsverteilung eine wesentlich andere als jene in der Hertzschen Theorie berechnete ist [44, 45]. Mangels Alternativen, deren numerischer Aufwand im Rahmen der Behandlung von Rad/Schiene Systeme auf Basis eines Gesamtfahrzeugs vertretbar erscheint, wird trotzdem in den meisten Fällen – wie auch in dieser Arbeit – auf die Hertzschen Berechnungen zurückgegriffen.

Die in Gleichung (3.1.4) enthaltene Normalkraft N wird aus den Gleichgewichtsbedingungen bestimmt, ergibt sich aber je nach Modellierung auf unterschiedliche Art und Weise. Wie in Abschnitt 3.1.1 bereits erwähnt ist einerseits eine Modellierung als kinematischer Zwang denkbar. N resultiert daher als Schnittkraft zwischen Rad und Schiene.

Andererseits ermöglicht eine elastische Formulierung über ein von der Durchdringung δ der beiden Kontaktpartner abhängiges lineares Feder-Dämpferelement eine Nachbildung des Abhebens eines Rades. In diesem Fall berechnet sich der Betrag N der Normalkontaktkraft als eingeprägte Kraft gemäß nachfolgender Gleichung (3.1.5). Die Richtung entspricht dabei der Normalen auf die Tangente des Schienenprofils im Kontaktpunkt. Der Parameter c_N bezeichnet die lineare Hertzsche Kontaktsteifigkeit, wie sie etwa in [21] auf Seite 60 definiert wird.

$$N(\delta) = \begin{cases} 0 & \text{für } \delta \leq 0, \text{ kein Kontakt Rad/Schiene} \\ c_N \delta + d_N \dot{\delta} & \text{für } \delta > 0, \text{ Kontakt Rad/Schiene,} \end{cases} \quad (3.1.5)$$

Die Ermittlung des Kontaktpunktes bleibt jedoch in beiden Fällen dieselbe. Die dabei verwendete quasi-elastische Beschreibung hat dementsprechend nichts mit der elastischen Modellierung der Normalkontaktkraft gemein.

Die Resultate des Normalkontaktproblems – die Form und Größe der Kontaktellipse sowie die Normalspannungsverteilung – dienen in weiterer Folge als Input für die Lösung des Tangentialkontaktproblems.

Tangentialkontaktproblem

Die Lösung des Tangentialkontaktproblems nach dem von Kalker entwickelten FASTSIM-Algorithmus setzt die Tangentialkräfte in Beziehung mit den kinematischen Größen. Dies sind der Längsschlupf ν_x , der Querschlupf ν_y und der Bohrschlupf ν_φ . Eine der grundsätzlichen Annahmen ist die Gültigkeit des Coulombschen Reibungsgesetzes global für die gesamte Kontaktfläche sowie lokal für jeden Teil der Kontaktfläche. Eine übersichtliche und für diese Arbeit ausreichende Beschreibung findet sich etwa in [46], woraus auch die folgende Darstellung sinngemäß entnommen ist.

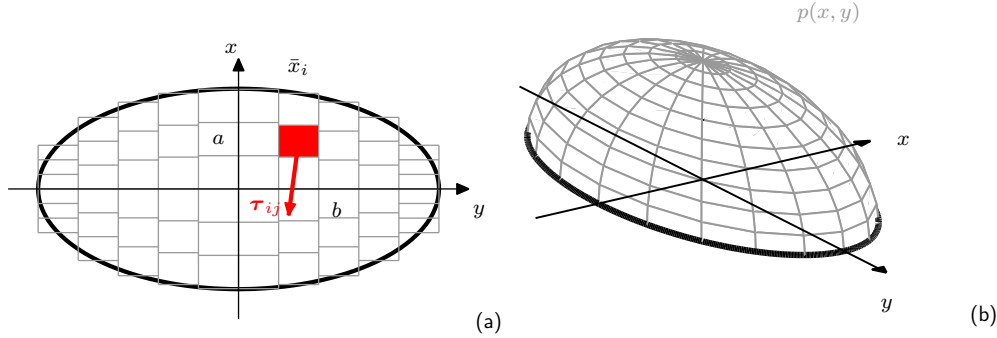


Abbildung 3.3.: Nach [46], Rollrichtung des Rades entspricht der x -Richtung: (a) Diskretisierung der Hertzischen Kontaktellipse (Halbachsenmesser a und b) in Flächen A_{ij} (rot) mit Schubspannungsvektor τ_{ij} ; (b) Halbellsipsoidförmige Normalspannung $p(x, y)$ gemäß Gleichung (3.1.4).

Zunächst wird ein ausreichend feines $(m \times n)$ -Raster über das aus dem Normalkontaktproblem ermittelte Kontaktgebiet gelegt. Jedem sich so ergebenden Kontaktflächenstück A_{ij} wird ein lokaler Schubspannungsvektor τ_{ij} in einem im Ellipsenmittelpunkt zentrierten Koordinatensystem (x, y) zugeordnet. Dieser ergibt sich als Funktion der globalen Starrkörperschlupfwerte, der lokalen Koordinaten (x_{ij}, y_{ij}) und einigen Proportionalitätskonstanten L_k , welche ihrerseits von den beiden Halbmessern a und b der Kontaktellipse, dem Schubmodul G und den von Kalker berechneten und etwa in [42] tabellierten Kalker-Koeffizienten C_{lk} abhängen [47].

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_x \\ \tau_y \end{pmatrix}_{ij} = (x_{ij} - \bar{x}_i) \begin{pmatrix} \frac{\nu_x}{L_x} - \frac{\nu_\varphi}{L_\varphi} y_{ij} \\ \frac{\nu_y}{L_y} + \frac{\nu_\varphi}{L_\varphi} x_{ij} \end{pmatrix} \quad (3.1.6)$$

Dabei bezeichnet \bar{x}_i die x -Koordinate der Einlaufkante (in Radumfangsrichtung). Für die Proportionalitätskonstanten findet Kalker [23] folgende Werte.

$$L_x = \frac{8a}{3C_{11}G} \quad (3.1.7a)$$

$$L_y = \frac{8a}{3C_{22}G} \quad (3.1.7b)$$

$$L_\varphi = \frac{\pi a}{4C_{23}G} \sqrt{\frac{a}{b}} \quad (3.1.7c)$$

Nun wird noch durch Überprüfung der Haftbedingung geklärt, ob die Fläche A_{ij} Teil des Haft- bzw. des Gleitgebiets der Kontaktfläche ist. Dabei ist die maximale Schubspannung $\tau_{\max,ij}$ begrenzt durch den Reibkoeffizienten μ und die in dieser Teilfläche auftretende Normalspannung gemäß Gleichung (3.1.4) $p(x_{ij}, y_{ij})$. Ist nun A_{ij} ein Element des Haftgebiets, so erfüllt der Schubspannungsvektor aus Gleichung (3.1.6) $|\tau_{ij}| < \tau_{\max,ij}$ und für die tatsächliche Spannung $\tilde{\tau}_{ij}$ gilt $\tilde{\tau}_{ij} = \tau_{ij}$. Andernfalls muss $|\tilde{\tau}_{ij}| = \tau_{\max,ij}$ gesetzt werden und A_{ij} ist Teil des Gleitgebiets.

Die zu berechnenden Tangentialkräfte \mathbf{T} ergeben sich schließlich durch Aufintegration der Schubspannungen über die gesamte Kontaktfläche, welche im Falle der vorliegenden Diskretisierung des Kontaktgebiets zu einer Summation der $(m \times n)$ -Produkte $\tilde{\tau}_{ij}A_{ij}$ degeneriert.

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} T_x \\ T_y \end{pmatrix} = \sum_{i,j} \tilde{\tau}_{ij}A_{ij} \quad (3.1.8)$$

Gleichung (3.1.8) bildet schließlich auch den gesuchten Zusammenhang zwischen den Schlupfkraften und den kinematischen Schlupfwerten und somit die Lösung des Tangentialkontaktproblems nach Kalker.

3.1.4 Mehrpunktkontakt

Für eine realistische Analyse von Weichenüberfahrten ist es unerlässlich mehr als einen Kontaktpunkt gleichzeitig zuzulassen. Aber nicht nur im Falle der Betrachtung von Weichen sondern auch bei engen Bögen, wie sie im Straßenbahnwesen üblich sind, ist eine modelltechnische Abbildung einer sogenannten Mehrpunktberührung notwendig. Da im Rahmen der Untersuchung von Straßenbahnweichen beide Szenarien zutreffen, wird das in Simpack implementierte Mehrpunkt-Kontaktmodell kurz erläutert. Zunächst aber zeigt Abbildung 3.4 exemplarisch zwei der vielen möglichen Kontaktsituationen bei Überfahrt einer Straßenbahnweiche mit Rillenschienen, bei denen eine Mehrpunktberührung denkbar ist.

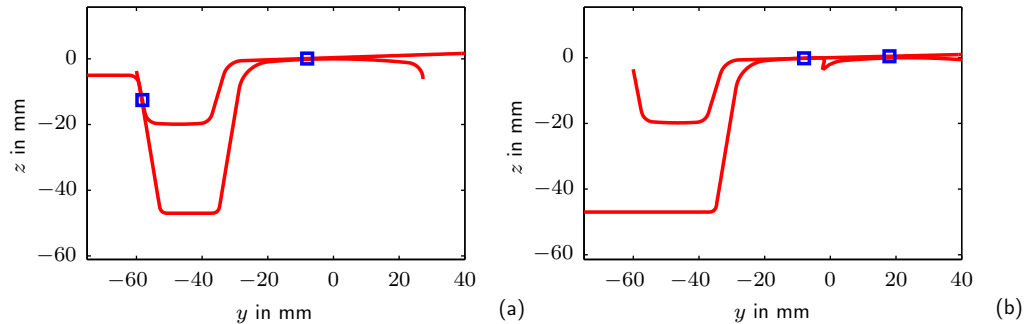


Abbildung 3.4.: Mögliche Mehrpunktkontaktszenarien bei Überfahrt einer Straßenbahnweiche mit Rillenschienen gezeigt an einem Rechtsprofil: (a) Radlenkerbereich mit je einem Kontakt auf der Lauffläche sowie auf der Spurkranzrückflanke; (b) Zungenbereich mit zwei Kontaktpunkten auf der Lauffläche.

Netter et al. [39] beschreiben die Vorgehensweise für die Modellierung des Kontakts als kinematische Zwangsbedingung. Zunächst werden durch die in Abschnitt 3.1.2 erwähnte

regularisierte Kontaktbedingung alle gleichzeitig existierenden Kontaktpunkte identifiziert. Nun gilt es die gesamte als Zwangskraft bestehende Normalkontaktkraft auf diese Kontaktpunkte aufzuteilen. Zum einen muss diese Aufteilung in stetiger Weise von der Relativkinematik Rad/Schiene abhängen und zum anderen müssen sich die einzelnen Normalkontaktkräfte als vektorielle Größen wieder zur Gesamtwangskraft aufsummieren. Gewährleistet wird dies durch eine Aufteilung und Gewichtung gemäß der regularisierten Abstände $d(\tilde{y}_s, \mathbf{q})$ für jeden einzelnen Kontaktpunkt.

Wird die Normalkraft dem elastischen Modell folgend als eingeprägte Kraft berechnet, so erfolgt genau wie im obigen Fall zunächst die Kontaktpunktsuche mittels des quasilinearisierten Modells. Nun aber wird jedem dieser Kontaktpunkte eine einseitiges Feder-Dämpfer-Element zugewiesen, welches auf Basis der entsprechenden Durchdringung – des Abstandes zwischen den beiden Kontaktpunktmarkern auf Rad und Schiene also – die diesem Kontaktpunkt entsprechende Normalkraft liefert (vgl. Gleichung (3.1.5)).

Für jeden Kontaktpunkt P_i mit zugehöriger Normalkraft \mathbf{N}_i können nun wiederum im Rahmen der Vereinfachten Theorie von Kalker die Normalspannungsverteilung nach Hertz und schließlich die Tangentialkräfte \mathbf{T}_i ermittelt werden. Zusammenfassend verdeutlicht Abbildung 3.5 den eben beschriebenen Ablauf.

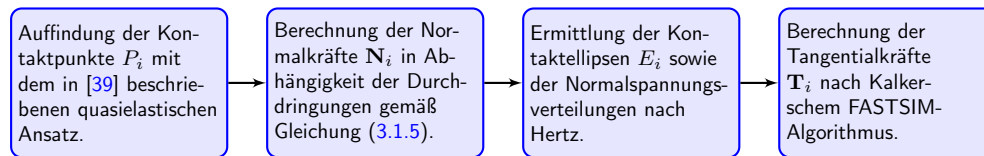


Abbildung 3.5.: Ablauf der Lösung des Rad/Schiene Kontaktproblems wie im Rahmen dieser Arbeit verwendet: Von der Auffindung der Kontaktpunkte bis zur Berechnung der darin auftretenden Kontaktkräfte.

3.2 Modellierung fahrwegsabhängiger Profile

Neben der Handhabbarkeit von Mehrpunktberührungen ist auch die Verwendung entlang des Fahrwegs veränderlicher Schienenprofile unerlässlich, um Weichenüberfahrten abbilden zu können. Die Fahrwegskoordinate wird im Folgenden mit s bezeichnet, weshalb die fahrwegsabhängigen Profile kurz s -variabel heißen.

Um eine korrekte Modellierung dieser s -variablen Querschnitte zu gewährleisten, muss die entsprechende Simulationsumgebung zuverlässige Approximationsmethoden zur Verfügung stellen. Das in dieser Arbeit als Grundlage für die Untersuchungen herangezogene MKS-Programm Simpack bietet diese Methoden in dessen Switch-Modul. Nachfolgend wird dessen Funktion basierend auf [15] erklärt.

3.2.1 Approximation

Ein aus CAD-Zeichnungen oder Messungen stammender Schienenquerschnitt wird zunächst durch eine Menge von diskreten Datenpunkten $\{(y_k, z_k)\}_{k=1\dots K}$ in dessen Querschnittsebene repräsentiert.

Im ersten Schritt muss aus diesen diskreten Werten eine möglichst glatte Kurve generiert werden. Die Differenzierbarkeit nämlich ist für die Funktionalität des Algorithmus zur Kontaktpunktaufindung von entscheidender Bedeutung¹. In Simpack wird dies durch eine Approximation der Querschnittsrohdaten durch kubische B-Splines gewährleistet. Diese sind zweimal stetig differenzierbar, weshalb die Voraussetzung für die Kontaktpunktsuche erfüllt ist. Die diskreten Punkte $\{(y_k, z_k)\}_{k=1\dots K}$ dienen dabei gleichzeitig als Stütz- und Nahtstellen für die entsprechende Approximation durch je zwischen zwei dieser Punkte stückweise definierten Basisfunktionen. Für diese Basisfunktionen werden stückweise Polynome vom Grad drei verwendet, deren Koeffizienten dermaßen berechnet werden, sodass an den Nahtstellen die Bedingung zweimaliger Differenzierbarkeit erfüllt ist und die Unterschiede der dritten Ableitungen minimiert werden. Ferner werden die Querschnitte durch eine auf eins normierte Bogenlänge u parametrisiert, wodurch man schließlich folgende Darstellung eines bestimmten Querschnitts in der (y, z) -Ebene erhält.

$$\mathbf{F}(u) = \begin{pmatrix} y(u) \\ z(u) \end{pmatrix} \text{ mit } 0 \leq u \leq 1 \quad (3.2.1)$$

Um auch eine sinnvolle Interpolation in longitudinaler Richtung zu gewährleisten, ist es notwendig die Querschnitte in gleicher Weise zu diskretisieren, da sich die Anzahl K der Rohdatenpunkte aufeinanderfolgender Querschnitte möglicherweise stark voneinander unterscheidet. Darin liegt auch die Begründung für den nächsten Schritt der Approximationsroutine. Dabei wird ein bereits im ersten Schritt geglätteter Querschnitt nochmals mittels Splines an einer fixe Anzahl von nunmehr u -äquidistant verteilten Knoten approximiert.

In Richtung der Fahrwegskoordinate s folgt schließlich noch die lineare Interpolation zwischen zu zwei aufeinanderfolgenden Querschnitten gehörigen Knotenpunkten, deren normierte Bogenlänge u übereinstimmt, wie Abbildung 3.6 zu zeigen versucht.

Während der Simulation werden nun auf Basis der Position des Rades bezogen auf die Schiene jene grauen Punkte auf den beiden schwarz dargestellten Querschnitten, welche sich an den Positionen $s = s_1$ und $s = s_2$ befinden, also gemäß ihrer übereinstimmenden u -Koordinate, miteinander linear verbunden. Dadurch ergibt sich der entsprechend in rot dargestellte Querschnitt an der Fahrwegposition $s_1 < \bar{s} < s_2$. Dieser wird wiederum mittels einer Approximation durch Splines geglättet.

Als erheblicher Nachteil also erweist sich die Tatsache, dass die Spline-Koeffizienten nicht – wie bei s -konstanten Profilen üblich – offline berechnet und in Tabellenform gespeichert werden können, sondern während der Zeitintegration immer aufs Neue basierend auf der aktuellen Radposition online ermittelt werden müssen, weshalb ein deutlicher Anstieg der Rechenzeit zu erwarten ist.

¹Vergleiche Abschnitt 3.1.2.

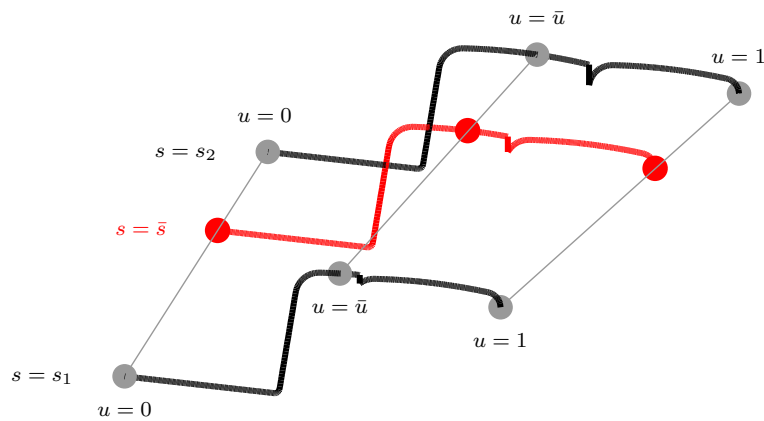


Abbildung 3.6.: Interpolation zweier an den Fahrwegskordinaten s_1 bzw. s_2 positionierten Profile basierend auf der deren normierter Bogenlänge $u \in [0, 1]$ nach [15].

3.3 Prinzipielle Untersuchungen

Zum Abschluss von Kapitel 3 werden nun Simulationsergebnisse einer Weichenüberfahrt und die dabei auftretenden grundlegenden Charakteristika gezeigt. Da es sich hierbei lediglich um eine prinzipielle Darstellung der eine Weichenüberfahrt betreffenden Phänomene handelt, wird als Fahrzeugmodell ein einfacher Radsatz mit starrer Achse verwendet, welcher in Abbildung 3.7 gezeigt ist. Dieser wird in einem mit konstanter Geschwindigkeit entlang der Fahrwegskordinate s bewegten Rahmen, welcher keinerlei Bewegungsfreiheit besitzt, geführt. Dieser soll den Drehgestellrahmen darstellen. Um die Primärfederstufe qualitativ abzubilden, werden an beiden Seiten der Radsatzachse in alle drei Raumrichtungen wirkende lineare Feder-Dämpferelemente angebracht und mit dem Rahmen verbunden. Um möglichst realistische Radaufstandkräfte und Kontaktsituationen zu erhalten, wird der Radsatz noch mit einer vertikal auf den Schwerpunkt wirkenden Achslast F_{ax} beaufschlagt, welche die anteiligen Gewichtskräfte von Drehgestell und Wagenkasten abbilden soll (vgl. [48]).

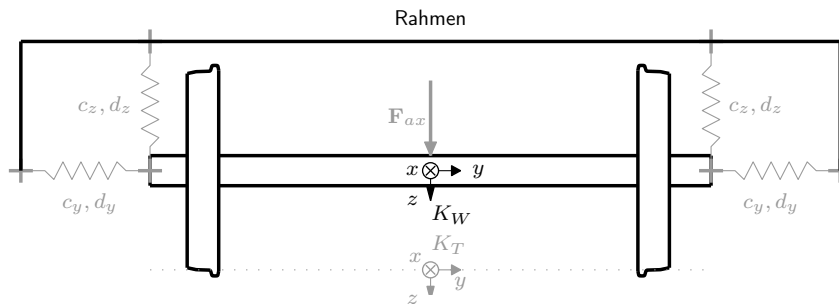


Abbildung 3.7.: Modell eines starren im Drehgestellrahmen geführten Radsatzes nach [48]: Primärfedersteifigkeiten c_i und Dämpfungskonstanten d_i mit $i = x, y, z$, Achslast F_{ax} .

Oberbauseitig werden eine Flachrillen- und auch eine Tiefrillenweiche mit dem Weichen-

radius $R = 50$ m als Eingangsgröße für die im Folgenden dargelegten prinzipiellen Untersuchungen verwendet. Diese werden anhand der in Abschnitt 3.2 erklärten Methoden zur Implementierung s -variabler Profile generiert. Eine genauere Darstellung der hierfür notwendigen Aufbereitung der Querschnitte erfolgt in Kapitel 4, ist jedoch an dieser Stelle weniger von Relevanz, da die Erklärung der grundlegenden Eigenschaften einer Weichenüberfahrt geklärt werden sollen. Des Weiteren werde eine gerade Linksweiche in abzweigender Stellung mit einem Herzstückspitzenwinkel $\alpha = 13.663^\circ$ betrachtet.

Die Parameter für das Modell des starren gefesselten Radsatzes, wie sie in Abbildung 3.7 dargestellt sind, wurden in Anlehnung an [48] gewählt und sind in Tabelle 3.1 aufgelistet. Der Rahmen wird mit einer konstanten Geschwindigkeit von $v = 5 \text{ m s}^{-1}$ entlang

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Federsteifigkeiten	c_x	$4.0 \cdot 10^5$	N m^{-1}
	c_y	$2.0 \cdot 10^5$	N m^{-1}
	c_z	$4.0 \cdot 10^5$	N m^{-1}
Dämpfungskonstanten	d_x	$2.0 \cdot 10^4$	N s m^{-1}
	d_y	$1.0 \cdot 10^4$	N s m^{-1}
	d_z	$2.0 \cdot 10^4$	N s m^{-1}
Radsatzmasse	m_{RS}	1022	kg
Trägheitsmomente	I_{xx}	678	kg m^2
	I_{yy}	90	kg m^2
	I_{zz}	678	kg m^2
Achslast	\mathbf{F}_{ax}	$1.233 \cdot 10^5$	N

Tabelle 3.1.: Parameter für das Modell des geführten Radsatzes aus Abbildung 3.9 gemäß [48].

des Fahrwegs bewegt. Die Normalkontaktkräfte werden mittels des elastischen Ansatzes abgebildet.² Wie bereits in Abschnitt 3.1.3 dargelegt ist, wird zur Berechnung der tangential wirkenden Kontaktkräfte auf den bereits vorgestellten und in Simpack routinemäßig implementierten FASTSIM-Algorithmus zurückgegriffen.

3.3.1 Flachrillenweiche

Zunächst zeigt das obere Diagramm aus Abbildung 3.8 die laterale Verschiebung y des Radsatzes aus der Mittellage bezogen auf die Gleismitte.³ Auf der Abszisse ist die Fahrwegskordinate s entlang der Flachrillenweiche aufgetragen. Die Kurve $y(s)$ betrachtend offenbaren sich zwei wesentliche Eigenschaften einer abzweigenden Weichenüberfahrt.

Zum einen wird der Radsatz bei Einfahrt in den durch den Weichenradius vorgegebenen nach links abzweigenden Bogen (zwischen 0 m bis 1 m) aus der Nominallage nach rechts ausgelenkt. Dieser Vorgang findet ein Ende, sobald die Spurkranzstirnflanke des rechten

²Vgl. Gleichung (3.1.5) auf Seite 21.

³Vgl. Koordinatensysteme K_T und K_W in Abbildung 3.7.

Rades in Kontakt mit der Fahrflanke des Rillenschienenprofils kommt. Demzufolge erreicht $y(s)$ einen konstanten durch das Spurspiel bedingten Wert. Zum anderen erfährt der Radsatz durch den Radlenker in jenem Bereich, welcher dem Herzstück gegenüberliegt, eine Rückführung in Richtung Gleismitte und darüber hinaus, um ein Anlaufen an der Herzstückspitze zu verhindern ($s = 12\text{ m}$ bis 15 m). Ferner erkennt man im mittleren Teil von Abbildung 3.8 die durch die Flachrillenausführung des Herzstückbereichs hervorgerufene Verschiebung des Radsatzes in vertikaler Richtung, welche eine Überbrückung der führungslosen Herzstücklücke ermöglicht.

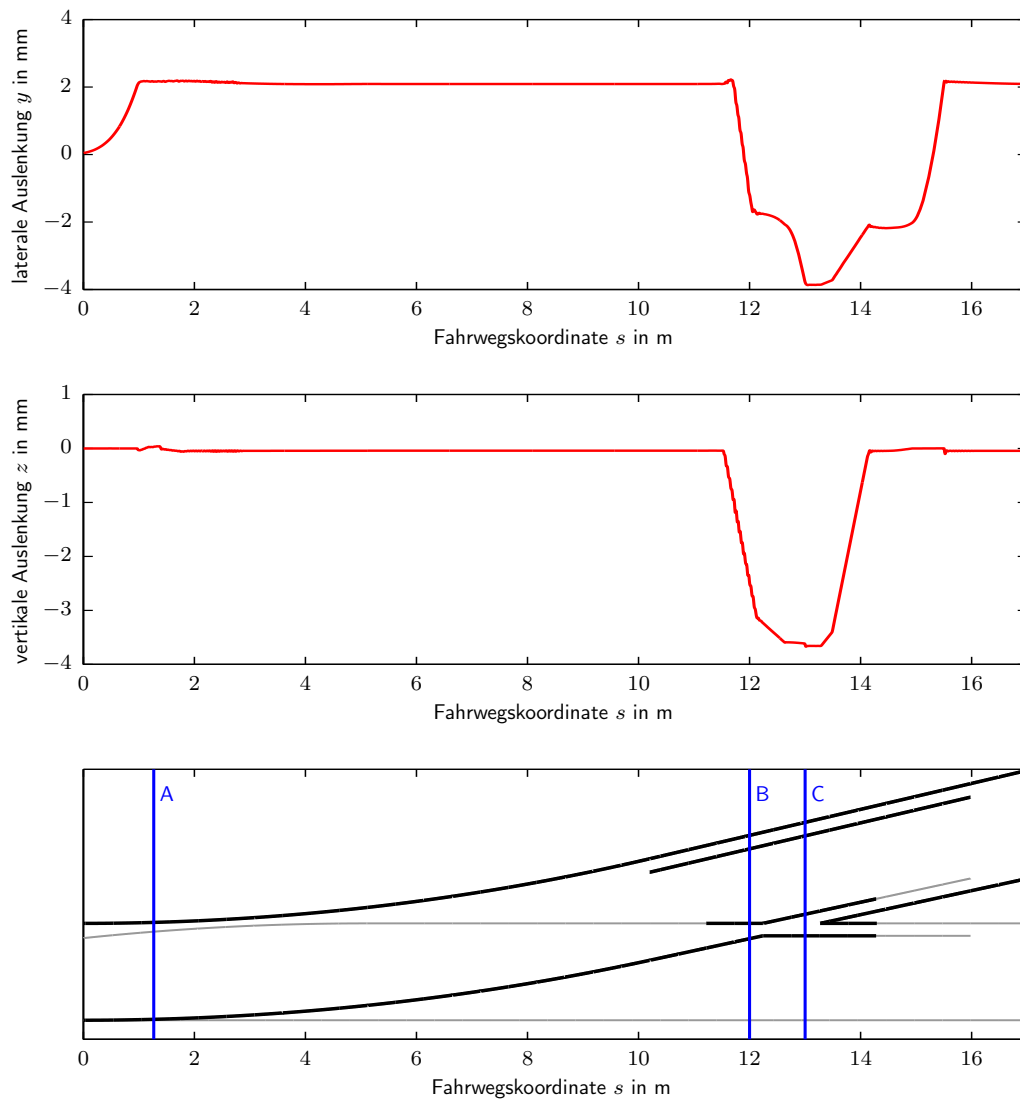


Abbildung 3.8.: Abzweigende Überfahrt der Flachrillenweiche: Laterale Auslenkung des Radsatzes von der Gleismitte aus (oben); vertikale Verschiebung des Radsatzes von der Mittellage aus (mitte); Prinzipskizze mit Querschnittspositionen A, B und C gemäß Abbildung 3.9 (unten).

Im unteren Teil von Abbildung 3.8 findet sich schließlich die Prinzipskizze der für die Simulationen verwendeten Flachrillenweiche. Dabei ist festzuhalten, dass die Skalierung der Abszisse (s -Koordinate) mit jenen aus den beiden oberen Diagrammen übereinstimmt. Die darin markierten Positionen A, B und C beziehen sich auf die nachfolgende Abbildung 3.9. Diese zeigt einerseits die Kontaktpunkte auf der linken und rechten Schiene als Funktion der Fahrwegskoordinate s und andererseits die diesen Positionen entsprechenden Rad/Schiene-Querschnitte. Dabei sind folgende Situationen festzustellen:

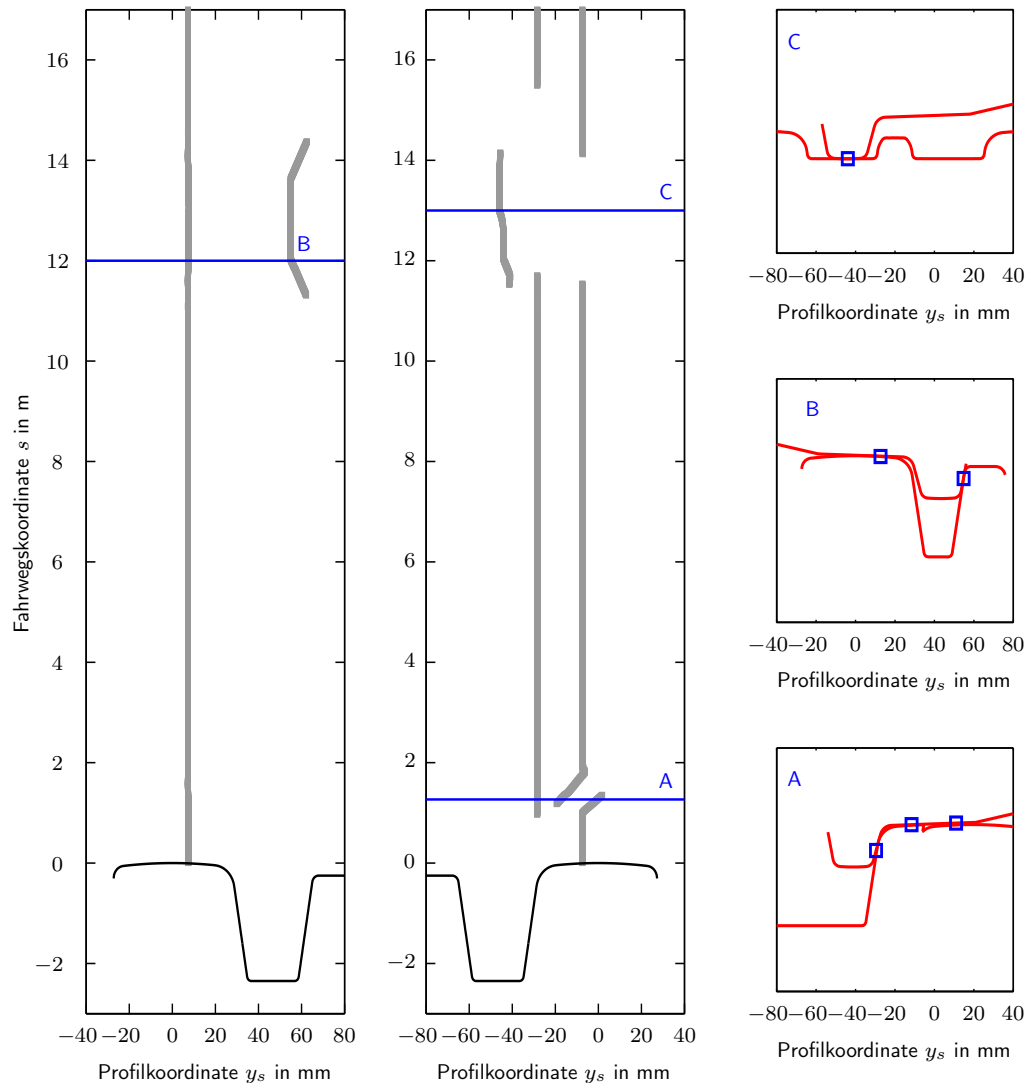


Abbildung 3.9.: Abzweigende Weichenüberfahrt: Kontaktpositionen der beiden Räder des starren im Drehgestellrahmen geführten Radsatzes bei Überfahrt einer Flachrillenweiche: linke Schiene (links); rechte Schiene (mitte); entsprechende Querschnitte an den Positionen A, B und C (rechts).

Zungenbereich (Position A): Hier kommt es zum einen durch die Einfahrt in den Bo-

gen durch die laterale Auslenkung neben dem ohnehin vorhandenen Kontaktpunkt auf der Lauffläche zu einem weiteren Kontaktpunkt an der Rad- bzw. Fahrflanke der rechten Schiene. Außerdem bildet sich die an die Backenschiene angelegte Zungenschiene in ihrer Breite und Höhe in diesem Bereich aus. Dementsprechend existieren simultan zwei Kontaktpunkte auf der Lauffläche, was beispielsweise an der Position A der Fall ist. Jener auf der Backenschiene bewegt sich in positive y_s -Richtung (nach bogenaußen), bis die Zungenschiene zunächst einen Teil der Radlast übernimmt und schließlich als eigenständiges Profil die gesamte Radlast abträgt. Im weiteren Verlauf ergibt sich wiederum der gewöhnliche Kontaktpunkt auf der Lauffläche und jener auf Radflanke zufolge der lateralen Auslenkung im Bogen.

Radlenker (Position B): Auf der linken bogeninneren Schiene wird erst im Bereich des Radlenkers eine Veränderung der Kontaktsituation merklich. Die vom Rillenkopf her verringerte Rillentiefe sorgt neben dem Laufflächenkontakt für einen weiteren Kontaktpunkt auf der Spurkranzrückflanke des Rades (Position B). Dadurch wirkt eine Kraft, welche den bereits in Abbildung 3.8 dargestellten Rückversatz des Radsatzes in Richtung Gleismitte verursacht.

Herzstückbereich (Position C): Wiederum auf der bogenäußeren rechten Schiene kommt es durch die Verringerung der Rillentiefe im Flachrillbereich zum Kontakt zwischen Rillenkopf und Spurkranzspitze. Dadurch wird der Radsatz angehoben⁴ und das Rad auch bei großem Herzstückspitzenwinkel sicher über führungslose Herzstücklücke geleitet. Der Querschnitt an der Position C befindet sich bereits im Bereich der Herzstückspitze. Diese würde im Falle einer als Tiefrille ausgeführten Weiche in Kontakt mit der Lauffläche des Rades kommen.

3.3.2 Tiefrillenweiche

Bei Überfahrt der Tiefrillenweiche, welche sich lediglich durch das Fehlen der Rillentiefeanrampung sowie des Flachrillenherzstücks von der vorher verwendeten Flachrillenweiche unterscheidet, ist die Situation eine etwas andere.

Der Radsatz wird zwar, wie der obere Teil von Abbildung 3.10 zeigt, ebenso wie bei der Flachrillenweiche zufolge des Linksbogens nach rechts verschoben, bis sich bedingt durch den Kontakt Fahrflanke/Spurkranzstirnflanke eine konstante Auslenkung einstellt. Ebenso erfüllt der Radlenker seine Funktion als Führgröße an der Spurkranzrückflanke des linken Rades, was sich wiederum in der Rezentrierung des Radsatzes in Richtung Gleismitte äußert ($s = 12 \text{ m}$ bis 14 m).

Betrachtet man nun jedoch im mittleren Diagramm von Abbildung 3.10 die vertikale Verschiebung $z(s)$ des Radsatzes, so offenbart sich ein wesentlicher Unterschied. Das rechte Rad erfährt zunächst keine nennenswerte Auslenkung in vertikaler Richtung. Lediglich im Bereich der Weichenzunge ($s = 1 \text{ m}$ bis 3 m) ändert sich $z(s)$ unmerklich zufolge des Kontaktüberlaufs von der Backenschiene auf die Zungenschiene. Dies ist ebenso bei der Flachrillenweiche – wenn auch in Abbildung 3.8 aufgrund der Skalierung kaum erkennbar – der Fall, da sich diese im Zungenbereich nicht von der Tiefrillenweiche unterscheidet. Nun jedoch wird das Rad nicht angehoben, was einem negativen z -Wert entspräche.

⁴Man vergleiche hierzu den mittleren Teil von Abbildung 3.8.

Vielmehr erfährt der Radsatz bei $s \approx 13\text{ m}$ eine Absenkung, welche durch die Tatsache erklärbar ist, dass sich die Flügelschiene⁵ im Tiefrillenherzstück entfernt, so das Rad zufolge der Laufflächenneigung auf einem geringeren Radius abrollt und daher der Radsatz abgesenkt wird. Während nun wiederum die Herzstückspitze in Kontakt mit der Lauffläche kommt, wird das Rad und damit der Radsatz wieder auf die ursprüngliche Höhe angehoben.

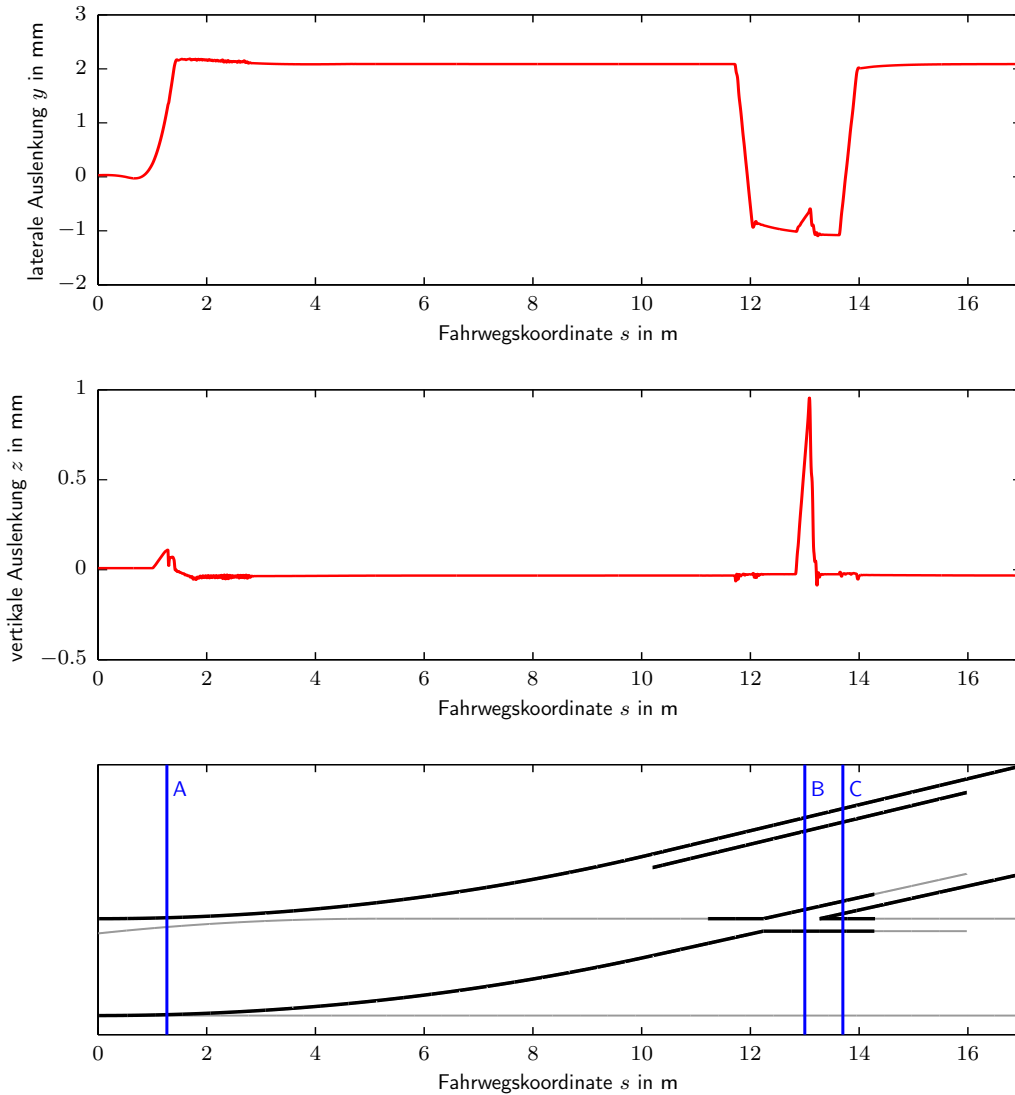


Abbildung 3.10.: Abzweigende Überfahrt der Tiefrillenweiche: Laterale Auslenkung des Radsatzes von der Gleismitte aus (oben); vertikale Verschiebung des Radsatzes von der Mittellage aus (mitte); Prinzipskizze mit Querschnittspositionen B und C gemäß Abbildung 3.11 (unten).

Ebenso wie in Abbildung 3.9 für die Flachrillenweiche werden in Abbildung 3.11 die Kon-

⁵Vgl. Abbildung 2.4 auf Seite 14.

taktpunktverläufe entlang der Fahrwegskoordinate s sowie ausgezeichnete Querschnitte dargestellt. Während aufgrund gleicher Radlenker- und Zungengeometrie die Aussagen für die beiden Bereiche auch für die Tiefrillenweiche gültig bleiben und deshalb nicht erneut beschrieben werden, ergeben sich beim Vergleich der beiden Abbildungen 3.9 und 3.11 folgende Unterschiede.

Herzstückbereich (Position B): Wie bereits erwähnt entfernt sich die Flügelschiene in Abhängigkeit vom Herzstückspitzenwinkel⁶, sodass sich auch der auf der Backenschiene üblicherweise bei einer Schienenprofilkoordinate $y_s \approx -8$ mm befindliche Kontaktpunkt nach außen verlagert. Durch die Geometrie des Radprofils muss in jedem Fall eine genügend große Aufstandsfläche zwischen Flügelschiene und Lauffläche gewährleistet sein. Ist der Herzstückspitzenwinkel zu groß oder die Lauffläche des Radprofils zu kurz, so fällt das Rad in die Herzstücklücke, was unbedingt vermieden werden muss.

Herzstückbereich (Position C): An dieser Position übernimmt bereits die in ihrer Höhe und Breite anwachsende Herzstückspitze eine Teil der Radlast. Es existieren synchron somit zwei Kontaktpunkte auf der Lauffläche.

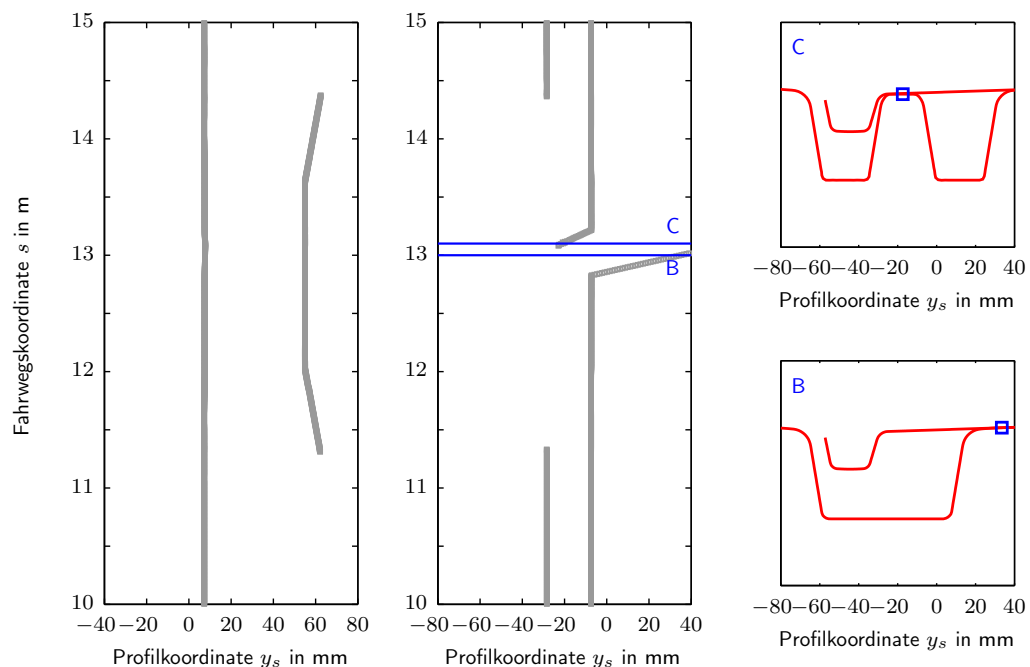


Abbildung 3.11.: Abzweigende Weichenüberfahrt: Kontaktpositionen der beiden Räder des starren im Drehgestellrahmen geführten Radsatzes bei Überfahrt einer Tiefrillenweiche im Herzstückbereich: linke Schiene (links); rechte Schiene (mitte); entsprechende Querschnitte an den Positionen B und C (rechts).

⁶Vgl. Abbildung 2.4 auf Seite 14.

4

Geometrie und Generierung einer Straßenbahnweiche

Das folgende Kapitel gibt einen Überblick über die Generierung der Straßenbahnweiche, welche neben dem Schienenfahrzeugmodell die zweite wesentliche Eingangsgröße für nachfolgende Simulationen und somit die Basis für die angestrebten Untersuchungen des Einflusses spezifischer Weichenparameter auf die Fahrzeugreaktionen darstellt. Die Aufbereitung und Repräsentation der Weiche folgt dabei dem in Abschnitt 3.2 vorgestellten Formalismus und basiert demnach auf der Generierung einer Abfolge von fahrwegsabhängigen Schienenprofilen.

Neben den lokalen Eigenschaften, welche speziell die Profile einer ausgezeichneten Komponente der Weiche in ihrer Ausprägung beeinflussen, bestimmen auch die globalen Parameter – wie etwa der Bogenradius des Zweiggleises – die Form der Weiche. Nachfolgend findet sich sowohl eine Beschreibung der lokalen als auch der globalen Weicheneigenschaften.

Zunächst jedoch muss geklärt werden, welches Regelprofil als Referenz für die Berechnung der restlichen Querschnitte herangezogen wird.

4.1 Regelschienenprofil

Anders als im Fernverkehr teilen sich Straßenbahnen die Verkehrsfläche im innerstädtischen Bereich mit anderen Verkehrsteilnehmern, wie etwa Kraftfahrzeugen, weshalb die verwendeten Schienen in einer Ebene mit der restlichen Fahrbahn verbaut werden müssen. Dies wird durch die Anwendung von Rillenschienen ermöglicht, deren Eigenschaften auf die innerstädtischen Anforderungen zugeschnitten sind. Die Einbettung in die Fahrbahnebene verlangt außerdem eine asymmetrische Ausführung der Rillenprofile.

Das im Weiteren als Grundlage verwendete Regelprofil ist das Rillenschienenprofil 60R1, welches beispielsweise im Straßenbahnnetz der Wiener Linien verlegt ist. Die Form dieses Standardprofils ist durch eine vom Deutschen Institut für Normung (DIN) herausgegebene europäische Norm [49] festgelegt und in Abbildung 4.1 dargestellt, ohne dass dabei die genauen Abmessungen angeführt sind. Bezüglich derer sei auf [49] verwiesen.

Was die Einbauneigung der Schienen betrifft, so lässt sich feststellen, dass es sich bei Weichen um üblicherweise senkrecht eingebaute Schienen handelt [50]. Außerdem werden die im Straßenbahnbetrieb üblichen Rillenschienenprofile, zu denen eben auch das Profil 60R1 zählt, zufolge der notwendigen Anpassung an die Fahrbahnoberfläche in der Regel lotrecht verbaut [51], was im Folgenden in der Simulation berücksichtigt wird.

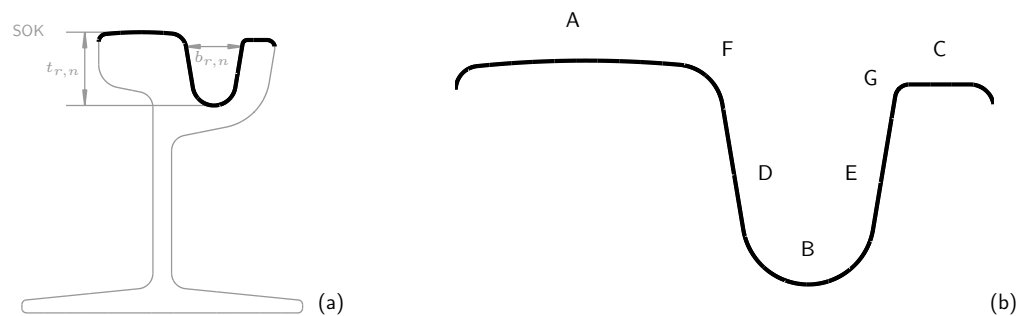


Abbildung 4.1.: Prinzipielle Darstellung des Rillenschienenprofils 60R1 (geometrische Maße siehe [49]): (a) ganzes Profil mit Kennzeichnung der Schienenoberkante (SOK), der Rillentiefe $t_{r,n}$ und der Rillenbreite $b_{r,n}$; (b) für die Berechnungen wesentlicher Profileile mit Bezeichnungen gemäß [32]: Fahrkopf (A), Rillenkopf (C), Fahrflanke (D), Rillen- oder Leitflanke (E), Kopf- (F) und Rillenkopf- (G).

Wichtige Größen sind hierbei die Rillentiefe, die Rillenbreite sowie der vertikale Abstand z_p zwischen Schienenoberkante und Spurweitenmessebene, welcher jene beiden Punkte an der Fahrflanke des linken bzw. des rechten Schienenprofils definiert, deren Entfernung die Spurweite festlegt. Die Spurweitenmessebene ergibt sich demzufolge als um z_p von der Schienenoberkante parallel nach unten verschobene Gerade, wodurch auch die Schnittpunkte mit den beiden Fahrflanken zur Bemessung der Spurweite eindeutig definiert sind. Ebenso wie die Spurweite wird auch die Rillenbreite in dieser Ebene gemessen.

Der Wert für z_p kann laut [52] zwischen 0 mm bis 14 mm gewählt werden. Tabelle 4.1 beinhaltet die numerischen Werte dieser Parameter für das Profil 60R1, wie sie in dieser Arbeit verwendet werden. Abbildung 4.2 hingegen weist visuell auf die Definition der

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Rillenbreite	$b_{r,n}$	36	mm
Rillentiefe	$t_{r,n}$	47	mm
SME bez. SOK	z_p	9	mm

Tabelle 4.1.: Einige Parameter des Standardrillenprofils 60R1 mit deren Standardwerten gemäß [49].

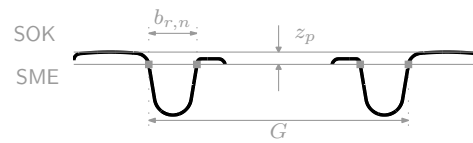


Abbildung 4.2.: Spurweitenmessebene (SME) nach [52]: vertikaler Abstand zwischen SOK und SME (z_p); Rillenbreite $b_{r,n}$ gemessen in der SME.

Spurweitenmessebene, der damit verbundenen Spurweite G und der Rillenbreite $b_{r,n}$ hin.

Nach Beschreibung des zugrunde liegenden Rillenschienenprofils 60R1 folgt nun eine grundsätzliche Erklärung des Ablaufs der Erstellung einer Straßenbahnweiche zur Verwendung im MKS-Programm Simpack.

4.2 Ablauf der Profilerzeugung

Im Hinblick auf die Variation geometrischer Weicheneigenschaften werden zunächst die Komponenten einzeln generiert und samt ihrer Eigenschaften gespeichert. Diese Komponenten, deren Eigenschaften den in Kapitel 2 angeführten Richtlinien sowie Informationen von Weichenherstellern entnommen werden, sind die Zungenschiene, die Radlenkerschiene, der Herzbereich und das Herzstück. Dieser Ablauf schafft einerseits die Möglichkeit diese Einzelteile beliebig zu kombinieren und gewährleistet andererseits auch Flexibilität in der Handhabung der verschiedenen Weichen. Nach der Erstellung der Komponenten werden diese in einem weiteren Schritt zu einer bestimmten Weiche W_k zusammengeführt und ihrer Reihenfolge entsprechend aneinandergesetzt. In formaler Schreibweise lässt sich diese Herangehensweise durch folgende Gleichung (4.2.1) ausdrücken.

$$W_k = \bigcup_i K_{i,k} \quad (4.2.1)$$

Durch die Vereinigung der Einzelteile $K_{i,k}$ ergibt sich folglich die Straßenbahnweiche W_k mit den speziellen Eigenschaften der Komponenten $K_{i,k}$. Mangelt es daher an einer Komponente mit bestimmten Eigenschaften – etwa der Zungenschiene mit einer gewissen Zungenspitzenabsenkung –, so kann diese auf einfache Art und Weise generiert und schließlich mit anderen bestehenden Komponenten zu einer neuen Weiche zusammengeführt werden, was zu einer deutlichen Steigerung der Adaptivität führt.

Das Blockschaltbild in Abbildung 4.3 zeigt die Abfolge der Erstellung einer Straßenbahnweiche für ihre Anwendung innerhalb der Simulationsumgebung Simpack. Die Aneinanderreihung der Komponenten $K_{i,k}$ zur Erstellung der Weiche W_k erfordert dabei auch die Berechnung der zugehörigen Positionen entlang des Fahrweges. Diese im Folgenden mit der Fahrwegskoordinate s bezeichneten Positionen werden bereits simultan mit den Querschnitten einer Komponente – wie im Teil **B** von Abbildung 4.3 angedeutet – errechnet. Jede Komponente $K_{i,k}$ der Weiche W_k besteht dementsprechend aus einer

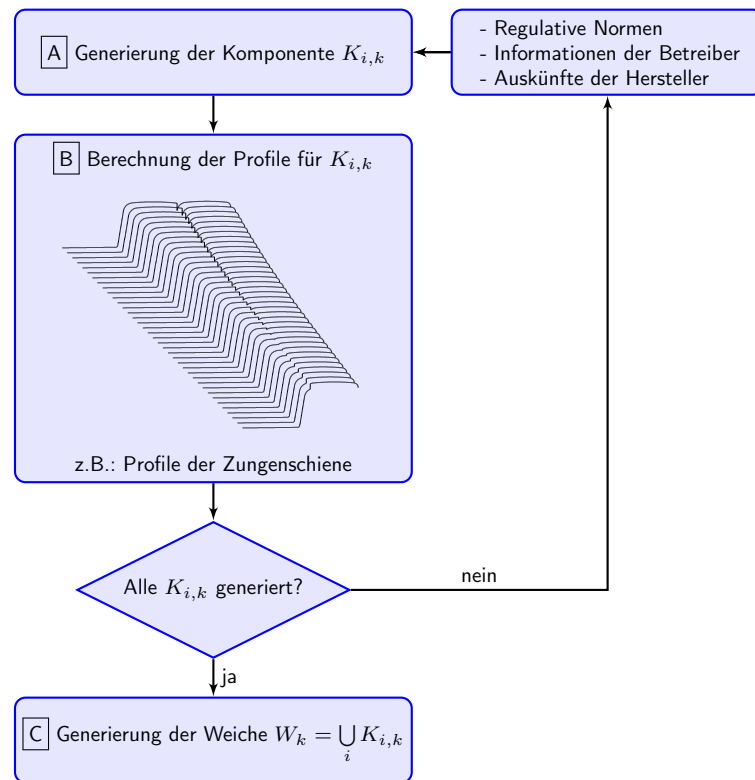


Abbildung 4.3.: Flussbild des Ablaufs der Generierung verschiedener Weichen W_k : **A**] Festlegung der Parameter für eine Komponente $K_{i,k}$; **B**] Berechnung der Querschnitte dieser Komponente als Funktion der Fahrwegskoordinate; **C**] Vereinigung der einzelnen Komponenten $K_{i,k}$: $W_k = \bigcup_i K_{i,k}$.

bestimmten Abfolge einer definierten Anzahl $N_{i,k}$ von Profilen. Die Wahl dieser Anzahl wird entsprechend in einem Bereich, in dem sich das Profil der Schiene im Bezug auf die Fahrwegskoordinate s rasch ändert, größer ausfallen als in Teilen, welche einen konstanten Schienenquerschnitt aufweisen. Zu ersteren zählt zum Beispiel das Herzstück als Überschneidungspunkt zweier Fahrschienen, wodurch eine rasche Profiländerung gegeben ist. Die Querschnitte des Zwischengleises hingegen bleiben konstant.

Diese $N_{i,k}$ Profile bzw. Querschnitte wiederum werden durch ihre Koordinaten in deren Querschnittsebene $(y, z(y))_{j=1 \dots N_{i,k}}$ repräsentiert und durch die zugehörige Fahrwegskoordinate $(s_j)_{j=1 \dots N_{i,k}}$ entsprechend ihrer Position entlang der Schiene angeordnet. Abbildung 4.4 verdeutlicht diese Abfolge allgemein für eine bestimmte aber beliebige Weiche $W_{\tilde{k}}$.

Nach dieser allgemeinen Erklärung des Prozesses zur Weichengenerierung für deren Verwendung im Mehrkörpersystemprogramm Simpack widmen sich die folgenden Abschnitte zunächst den bereits in allgemeiner Form in Kapitel 2.2 beschriebenen Komponenten und deren für die Generierung der fahrwegsabhängigen Querschnittskordinaten relevanten

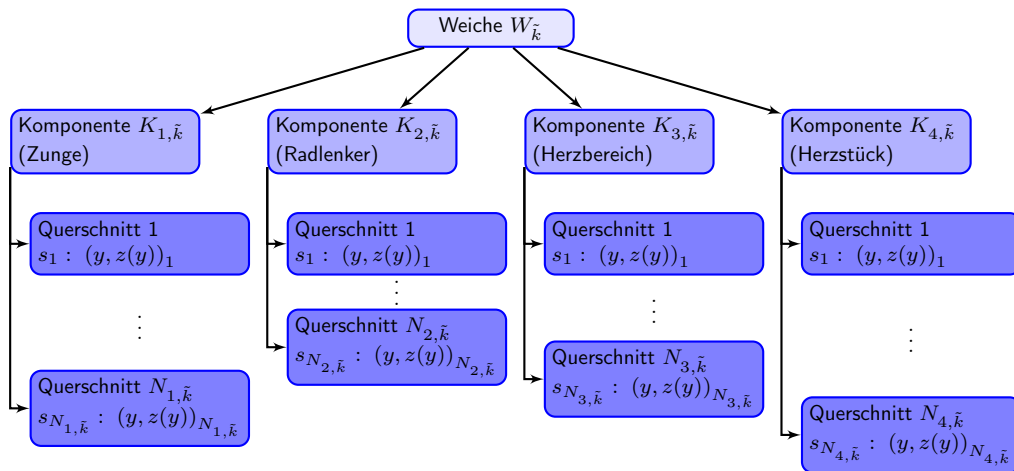


Abbildung 4.4.: Repräsentation einer Weiche $W_{\tilde{k}}$ durch die vier Komponenten Zungenschiene $K_{1,\tilde{k}}$, Radlenkerschiene $K_{2,\tilde{k}}$, Herzbereich $K_{3,\tilde{k}}$ und Herzstück $K_{4,\tilde{k}}$, deren je $N_{i,\tilde{k}}$ Querschnitte durch Koordinatenpaare an ihren Fahrwegpositionen s dargestellt werden.

Eingangsgrößen.

4.3 Einzelne Komponenten der Straßenbahnweiche

Beispielhaft werde wie schon in Kapitel 2.2 ohne Beschränkung der Allgemeinheit eine gerade Linksweiche in abzweigender Stellung betrachtet.

Dabei ist grundsätzlich zu beachten, dass programmintern nur jene Teile der Weiche abgebildet werden, welche für den Kontakt zwischen Rad und Schiene im betrachteten Fahrmanöver von Bedeutung sind. Für das Regelschienenprofil aus Abbildung 4.1 auf Seite 34 ist das genau der im Teil (b) schwarz hervorgehobene Abschnitt. Eine weitere Konsequenz daraus ist die Tatsache, dass etwa bei Erstellung einer abzweigenden Weiche auf eine Darstellung des gerade weiterführenden Hauptgleises sowie des Großteils der beiden Flügelschienen verzichtet werden kann.

Infolgedessen bestehen die virtuell in der Simulation dargestellte Weiche bzw. deren für das jeweilige Fahrmanöver wesentliche Teile, nur aus einer linken und einer rechten Schiene. Für eine gerade Linksweiche in abzweigender Stellung beinhaltet die rechte Schiene daher einerseits die an die Backenschiene, deren Fahrkopf hinsichtlich einer passenden Anlagefläche für die Zunge geeignet bearbeitet ist, angelegte Weichenzunge sowie die anschließende Zwischenschiene und andererseits den Herzbereich mit dem Herzstück. Darauf folgt das Regelschienenprofil. Ferner besteht die linke Schiene zum einen aus der Backenschiene mit konstantem Querschnitt, wie in Abbildung 4.1 auf Seite 34, und zum anderen aus der Radlenkerschiene.

In Abbildung 4.5, welche sich an die Prinzipskizze aus Abbildung 2.1 anlehnt, werden jene Teile, welche in der Profilvergenerierung aufgrund eines möglichen Kontakts zwischen Rad und Schiene Berücksichtigung finden, in blauer Farbe hervorgehoben.

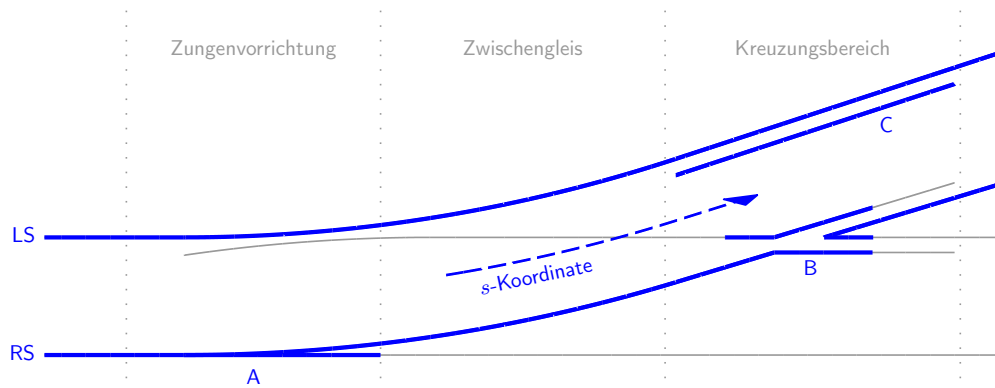


Abbildung 4.5.: Darstellung der für die Profilvergenerierung wesentlichen Teile einer Weiche in abweigender Stellung (blau): rechte Schiene (RS) mit bearbeiteter Backenschiene und angelegter Zunge (A), Herzbereich mit Herzstück (B); linke Schiene (LS) bestehend aus Fahrschiene und Radlenkerschiene (C); für die Approximation nicht berücksichtigte Teile (grau); vgl. Abbildung 2.1 nach [27].

Dem Formalismus aus Abschnitt 4.2 folgend werden nun die Eingangsgrößen für eine Erstellung der Komponenten $K_{i,k}$ aus Gleichung (4.2.1) – Zungenschiene, Herzbereich, Herzstück und Radlenkerschiene – erklärt.

4.3.1 Zungenschiene

Die Zungenschiene und die daran angelegte hinreichend bearbeitete Backenschiene bilden den ersten Teil der rechten Schiene der nach links abzweigenden Weiche. Da die Zunge erst nach Erreichen der sogenannten Anschlaglänge (vgl. Seite 12) ein eigenständiges Profil bildet, muss sie zuvor gemeinsam mit der anliegenden (rechten) Backenschiene des gerade weiterlaufenden Hauptgleises betrachtet werden. Zunächst wird die Ausbildung dieses Backenschienenprofils entlang der Anschlaglänge, welche im Folgenden mit l_a bezeichnet wird, erklärt.

Bearbeitung der Backenschiene

Maßgebend für die Gestalt des rechten Backenschienenprofils als Funktion der Fahrwegskoordinate s ist das verwendete Rillenprofil 60R1, dessen Gestalt etwa in Abbildung 4.1 bzw. 4.2 gezeigt wird. Hinzukommend zu den in Tabelle 4.1 angeführten Merkmalen, wie Rillentiefe und -breite, ist die Fahrkopfbreite mit 56 mm [49] in der Spurweitenmessebene bemessen.

Die Bearbeitung des Backenschienenprofils im Bereich der Zungenvorrichtung erfolgt am Zungenanfang durch eine Verringerung dieser Fahrkopfbreite um einen Wert von $\delta_f = 6$ mm. Mit einem Anstieg der Fahrwegskoordinate s in Richtung der Anschlaglänge l_a nimmt auch die Fahrkopfbreite linear zu, bis sie wieder den ursprünglichen Wert $b_{f,n} = 56$ mm erreicht. Die Fahrkopfbreite b_f als Funktion von s besitzt folglich die in Gleichung (4.3.1) angegebene Gestalt. Dabei ist angenommen, dass die Zunge und somit

auch die Bearbeitung der Backenschiene bei $s_0 = 0$ m beginnt. Ferner beziehen sich alle im Weiteren definierten s -Werte auf dieses s_0 .

$$b_f(s) = \frac{\delta_f}{l_a} (s - s_0) + b_{f,n} - \delta_f \quad (4.3.1)$$

Dieser funktionale Zusammenhang ergibt also die Fahrkopfbreite der bearbeiteten Backenschiene in Abhängigkeit von s entlang der Anschlaglänge l_a . In Abbildung 4.6 ist das bearbeitete Backenschiennenprofil an zwei verschiedenen s -Positionen – nämlich s_0 und $s_1 = s_0 + l_a$ – schwarz hervorgehoben dargestellt.

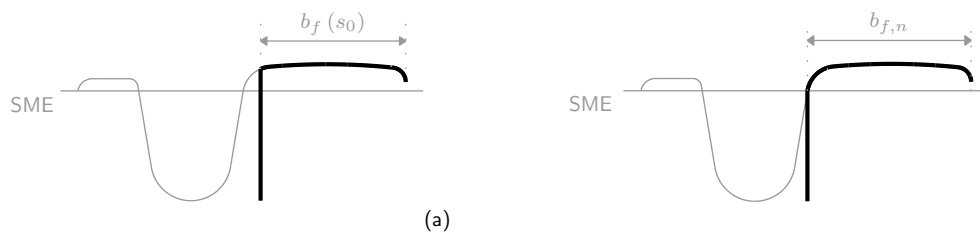


Abbildung 4.6.: Fahrkopfbreite des bearbeiteten Backenschiennenprofils $b_f(s)$: (a) an der Stelle s_0 : $b_f(s_0)$; (b) an der Stelle $s_1 = s_0 + l_a$: $b_f(s_1) = b_{f,n}$; vollständiges Profil (grau), für die Verwendung relevanter Profiltteil (schwarz).

Ausbildung der Zungenschiene

Da im Straßenbahnbereich Weichen häufig kleine Bogenradien zwischen 20 m bis 50 m besitzen, wird üblicherweise eine eingelassene Zungenschiene verbaut.¹ Deshalb wird auch diese Form hinsichtlich der Generierung der Zungenprofile implementiert.

Ebenso wie die Fahrkopfbreite der Backenschiene verändert sich auch die Breite des Zungenschiennenprofils entlang der Anschlaglänge. Im betrachteten Fall einer Linksweiche in abzweigender Stellung – des Anliegens der Zungenschiene an der rechten Backenschiene also – steigt diese zunächst entlang eines Geradenstückes linear an, um dann tangential in einen dem Weichenradius entsprechenden Bogen überzugehen. Dabei wird ein gewisser Unterschneidungsversatz vorausgesetzt.² Der Ausgangswert der Fahrkopfbreite an der Stelle s_0 wird dabei als Zungenspitzenbreite $b_{z,0}$ bezeichnet.

Die Erstellung der Zungenquerschnitte erfordert daher wie auch jene der Backenschiennenprofile die Berechnung der Fahrkopfbreite der Zungenschiene als Funktion von s . Im Folgenden werde diese mit $b_z(s)$ bezeichnet. Die hierfür notwendigen Eingangsgrößen sind die bereits eingeführte nominelle Fahrkopfbreite $b_{f,n}$ des Standardprofils 60R1, die Anschlaglänge l_a , die Zungenspitzenbreite $b_{z,0}$, der Radius R_a der bogenäußeren (rechten) Schiene des Zweiggleises, welcher sich durch Addition des Zweiggleisradius und der halben Spurweite ergibt, und schließlich die Länge des Geradenstückes g_z , entlang dessen die Fahrkopfbreite linear vom Zungenanfang her zunimmt. Abbildung 4.7 zeigt zunächst Zungenprofile an zwei ausgezeichneten s -Positionen – am Beginn der Weichenzunge s_0 und nach der Anschlaglänge.

¹Vgl. hierzu Kapitel 2.2.1 und im Speziellen Abbildung 2.2 auf Seite 12.

²Vgl. Abbildung 2.3 auf Seite 13.



Abbildung 4.7.: Fahrkopfbreite des Zungenschienenprofils $b_z(s)$: (a) an der Stelle s_0 : $b_z(s_0) = b_{z,0}$; (b) an der Stelle $s_1 = s_0 + l_a$: $b_z(s_1) = b_{f,n}$; anliegendes Backenschienenprofil gemäß Abbildung 4.6 (grau), für die Verwendung relevanter Profilteile (schwarz).

Die Berechnung von $b_z(s)$ in Abhängigkeit oben genannter Parameter entspricht dabei nachfolgender Gleichung (4.3.2) unter der Berücksichtigung der Gleichungen (4.3.3).³

$$b_f(s) = \begin{cases} k_f s + b_{z,0}, & \text{für } s \leq s_g \\ -\sqrt{(R_a^2 - (s - m_x)^2)} + m_y & \text{für } s > s_g, \end{cases} \quad (4.3.2)$$

wobei sich die Steigung k_f , die Koordinaten des Mittelpunkts (m_x, m_y) des Kreisbogens mit Radius R_a und die Fahrwegposition s_g als Funktionen der Eingangsgrößen berechnen lassen.

$$k_f = k_f(R_a, l_a, b_{f,n}, b_{z,0}, g_z) \quad (4.3.3a)$$

$$m_x = m_x(R_a, l_a, b_{f,n}, b_{z,0}, g_z) \quad (4.3.3b)$$

$$m_y = m_y(R_a, l_a, b_{f,n}, b_{z,0}, g_z) \quad (4.3.3c)$$

$$s_g = s_g(R_a, l_a, b_{f,n}, b_{z,0}, g_z) \quad (4.3.3d)$$

Gemäß Gleichung (4.3.2) setzt sich die Zungenfahrkopfbreite aus einem linearen Anteil und einem Kreisbogen entsprechend dem äußeren Radius R_a zusammen. Dabei verläuft $b_z(s)$ tangential an diesen Bogen in Richtung Zungenspitze.⁴

Neben der Fahrkopfbreite der Zungenschiene beeinflusst auch die Spitzenabsenkung die Gestalt der entsprechenden Profile. Die Tiefe der Absenkung $a_z(s)$ setzt sich aus zwei wesentlichen Anteilen zusammen.

Einerseits liegt abhängig von der Zungenspitzenbreite eine im Folgenden $a_{z,n}$ genannte natürliche Absenkung vor. Der Fahrkopf der Zungenschiene nimmt gewissermaßen durch eine Verbreiterung auch an Höhe zu. Die Ausprägung von $a_{z,n}$ als Funktion von s ist bestimmt durch die Profilform.

Andererseits wird $a_{z,n}$ aus sicherheitstechnischen Gründen mit einer künstlichen Absenkung $a_{z,k}$ überlagert.⁵ Die Tiefe dieser künstlichen Absenkung steigt dabei von der Spitze über eine gewisse Länge l_z hinweg linear an. Die gesamte Absenkung $a_z(s)$ in Abhängigkeit der Fahrwegskoordinate s ergibt sich folglich gemäß Gleichung (4.3.4).

$$a_z(s) = a_{z,n}(s) + a_{z,k}(s) \quad (4.3.4)$$

³Die ausführlichen Bestimmungsgleichungen finden sich im Anhang A, Abschnitt A.1.1.

⁴Man vergleiche hierzu den rot hervorgehobenen Verlauf der Fahrkante der Zungenschiene in Abbildung 2.3 auf Seite 13.

⁵Diese Gründe sind bereits in Abschnitt 2.2.1 dargelegt.

Abbildung 4.8 verdeutlicht die Bemessung von $a_z(s)$ für zwei ausgewählte Zungenquerschnitte. Links wird die Absenkung der Zungenspitze – an der Position s_0 also – gezeigt, während im rechten Teil der Zungenquerschnitt nicht mehr abgesenkt ist, da bereits das ganze Profil ausgebildet ist und die Oberkante des Zungenquerschnitts bereits mit der SOK übereinstimmt.



Abbildung 4.8.: Tiefe der Absenkung der Zungenschiene $a_z(s)$: (a) an der Stelle s_0 : $a_z(s_0) = a_{z,0}$; (b) an der Stelle $s_1 = s_0 + l_a$: $a_z(s_1) = 0$; anliegendes Backenschienenprofil gemäß Abbildung 4.6 (grau), für die Verwendung relevanter Profiltile (schwarz).

Zur Übersicht werden die für die Generierung der Zungen- und Backenschienenprofile notwendigen Eingangsgrößen in Tabelle 4.2 aufgelistet. Diese beiden Teile werden schließlich je zu einem entlang des Fahrweges veränderlichen Gesamtprofil zusammengefasst und bilden die Basis für die Approximation der rechten Backenschiene mit angelegter Zunge im Bereich der Zungenvorrichtung.⁶

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit	Abhängigkeit von
Zweiggleisradius	R	50000	mm	–
Radius (bogenäußere Schiene)	R_a	$R + \frac{G}{2}$	mm	Zweiggleisradius R , Spurweite G
Anschlaglänge	l_a	1734	mm	Zweiggleisradius R
Nominelle Fahrkopfbreite	$b_{f,n}$	56	mm	Profil 60R1, Spurmesebene (SME)
Rückbearbeitung Fahrkopfbreite	δ_f	6	mm	–
Zungenanfang	s_0	0	mm	–
Zungenende	s_1	l_a	mm	Anschlaglänge l_a
Zungenspitzenbreite	$b_{z,0}$	6	mm	–
Geradenlänge	g_z	650	mm	Zweiggleisradius R
Zungenspitzenabsenkung	$a_{z,0}$	1.6	mm	–
Länge der künstlichen Zungenabsenkung	l_z	631	mm	–

Tabelle 4.2.: Zusammenfassung der die Zungenschienegeometrie bestimmenden Parameter und deren standardmäßig für eine gerade Linksweiche mit Zweiggleisradius $R = 50$ m verwendeten Zahlenwerte (basierend auf Herstellerinformationen sowie bestehenden Normen).

⁶Man vergleiche hierzu Abbildung 4.5 auf Seite 38.

4.3.2 Herzbereich

Der das Herzstück umgebende Bereich bildet nach der Backenschiene mit angelegter Zunge und der Zwischenschiene den dritten wichtigen Abschnitt der rechten Schiene der geraden Linksweiche in abzweigender Stellung. Die Ausführungsform des Herzstücks selbst beeinflusst dabei auch die Gestalt des umliegenden Bereiches. Erfordern die äußeren Gegebenheiten (großer Herzstückspitzenwinkel bzw. kleiner Weichenradius) den Einbau eines Flachrillenherzstücks, so muss die Rillentiefe in Richtung desselbigen verringert werden und darüber hinaus auch wieder auf den entsprechenden Wert des Regelprofils ansteigen. Der funktionale Zusammenhang zwischen der Rillentiefe und der Fahrwegskoordinate s ist normativ erfasst und unterscheidet sich je nach vorliegendem Weichenradius R und Herzstückspitzenwinkel α . Ist der Verbau eines Tiefrillenherzstücks aufgrund einer ausreichend großen Übergangsfläche und eines hinreichend kleinen Herzstückspitzenwinkels möglich und erwünscht, so entfällt die Bearbeitung des Rillenbodens. In dieser Arbeit steht jedoch die Untersuchung einer Flachrillenweiche im Vordergrund, weshalb die nachfolgenden Erklärungen auf diese Herzstückform und somit auch auf den umliegenden Bereich mit veränderter Rillentiefe bezogen sind.

Gemäß [26] sollten die Rilleneinläufe in jenem Bereich, in dem der Rillenboden die Führung des Rades auf dessen Spurkranzkuppe übernimmt, eine gewisse Neigung nicht überschreiten. Die maximal empfohlene Neigung wird im Weiteren mit $k_{t,max}$ bezeichnet und besitzt laut [26] den numerischen Wert 0.01. Für den tatsächlich berücksichtigten Anstieg des Rillenbodens k_t sollte daher nach Möglichkeit $k_t \leq k_{t,max}$ gelten. Zuzufolge spezieller baulicher Gegebenheiten im Stadtbereich kann diese Forderung jedoch nicht immer erfüllt werden, weshalb häufig auch größere Steigungen zur Anwendung kommen.

Der Verlauf der s -abhängigen Rillentiefe, welcher einerseits durch den eben beschriebenen Anstieg k_t und andererseits auch durch die feste Rillentiefe im Bereich des Flachrillenherzstücks charakterisierbar ist, wird in Abbildung 4.9 der Referenz [26] folgend gezeigt. Links daneben in Tabelle 4.3 sind die entsprechenden Parameterwerte aufgelistet.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Rillentiefe	$t_{r,n}$	47	mm
Zwischentiefe	$t_{r,z}$	25	mm
Flachrillentiefe	$t_{r,f}$	13	mm
Anstieg	k_t	0.01	–

Tabelle 4.3.: Parameter zur Generierung der Schienenquerschnitte im Herzbereich.

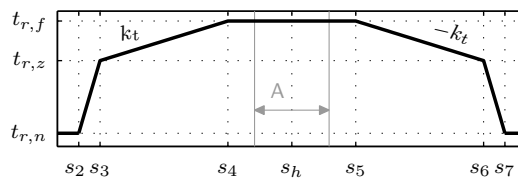


Abbildung 4.9.: Rillentiefe $t_r(s)$ im Herzbereich im Intervall $[s_2, s_7]$ der betrachteten Flachrillenweiche; Blockherzstück (A).

Die in Abbildung 4.9 auf der Abszisse aufgetragenen s -Werte (s_2, \dots, s_7) ergeben sich einerseits aufgrund der Kenntnis der s -Position der Herzstückspitze s_h , welche durch Gleichung (4.3.5) in Abhängigkeit vom Weichenradius R und der Spurweite G beschrieben wird, und andererseits durch die Berücksichtigung der Parameter aus Tabelle 4.3. Der Anrampungsbereich zwischen s_2 und s_7 ist zentriert um s_h . Die Gültigkeit von Gleichung (4.3.5) beschränkt sich jedoch auf ein Herzstück in einem durchlaufenden Bogen.

$$s_h = \sqrt{2RG} \tag{4.3.5}$$

Neben einer Veränderung der Rillentiefe im Falle eines Flachrillenherzstücks kann auch die Rillenbreite verringert werden, um eine bessere Spurführung zu gewährleisten. Eine veränderliche Rillenbreite, welche wiederum abhängig von R und α ist, wird jedoch nicht betrachtet, da dies im Falle enger Bögen vor allem im Straßenbahnbereich nicht erforderlich ist.

Abschließend zeigt Abbildung 4.10 noch zwei Querschnitte an den Positionen s_2 bzw. s_4 im Herzbereich, deren Rillentiefe sich aus der in Abbildung 4.9 veranschaulichten Funktion ergibt. Zwischen diesen Profile nimmt die Rillentiefe stückweise linear ab.

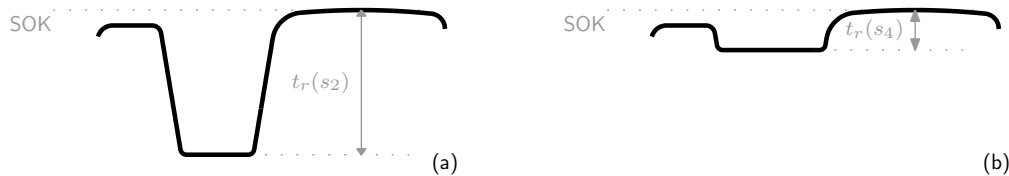


Abbildung 4.10.: Rillentiefe $t_r(s)$ der rechten Schiene im Herzbereich: (a) an der Stelle s_2 : $t_r(s_2) = t_{r,n}$; (b) an der Stelle s_4 : $t_r(s_4) = t_r(s_h) = t_r(s_5) = t_{r,f}$.

4.3.3 Herzstück

Wie bereits an früherer Stelle allgemein erwähnt ist für das Herzstück nur jener Teil modelltechnisch abzubilden, welcher für den Kontakt zwischen Rad und Schiene in Frage kommt. Dieser Bereich beschränkt sich daher neben der Herzstückspitze, auf die in unmittelbarer Nähe befindlichen Flügelschienen sowie die Fahrschiene selbst. Bei betrachteter gerader Linksweiche bildet das Herzstück einen weiteren Teil der rechten Schiene des Zweiggleises im Falle einer Weichendurchfahrt in spitzer Richtung. Es repräsentiert den Schnittpunkt mit der linken Schiene des Hauptgleises. Die Herzstückspitze befindet sich bei s_h , dessen Berechnung bereits in Gleichung (4.3.5) angeführt ist.

Wird das Herzstück zufolge enger Bogenradien als Flachrille ausgeführt, so ist wiederum der Wert $t_{r,f}$ entscheidend für eine Charakterisierung der Rillentiefe. Die Abmessungen des Blockherzstücks und der Herzstücklücke hingegen werden durch Vorgabe des Herzstückspitzenwinkels α und der nominellen Rillenbreite $b_{r,n}$ bestimmt.⁷ Obwohl durch die Annahme von s_h gemäß Gleichung (4.3.5) ein noch im Weichenbogen befindliches Herzstück vorausgesetzt wird, soll der Einfachheit halber für die Berechnung der Querschnitte angenommen werden, dass das Herzstück den Schnittpunkt zweier gerader Schienen bildet.⁸ Diese Annahme erscheint durchaus gerechtfertigt, da der Kreisbogen im Bereich des Herzstücks, dessen Länge im Vergleich zur Weichenlänge vernachlässigbar gering ist, gut durch die an der Herzstückspitze gebildete Tangente approximiert werden kann. Ferner werden auch in der Realität gerade Herzstücke im durchlaufenden Bogen verbaut, [53] Seite 24. Um die Variabilität der Rillenbreite $b_r(s)$ im Herzstück zu veranschaulichen, zeigt Abbildung 4.11 eine Aufsicht der sich kreuzenden rechten Schiene des Zweiggleises und der linken Schiene des Hauptgleises.

⁷Zur Definition der Rillenbreite und deren numerischen Werts vgl. Seite 35.

⁸Exakterweise schneiden sich bei betrachteter Linksweiche die gerade linke Schiene des Hauptgleises und die gebogene rechte Schiene des Zweiggleises (vgl. Abbildung 4.5).

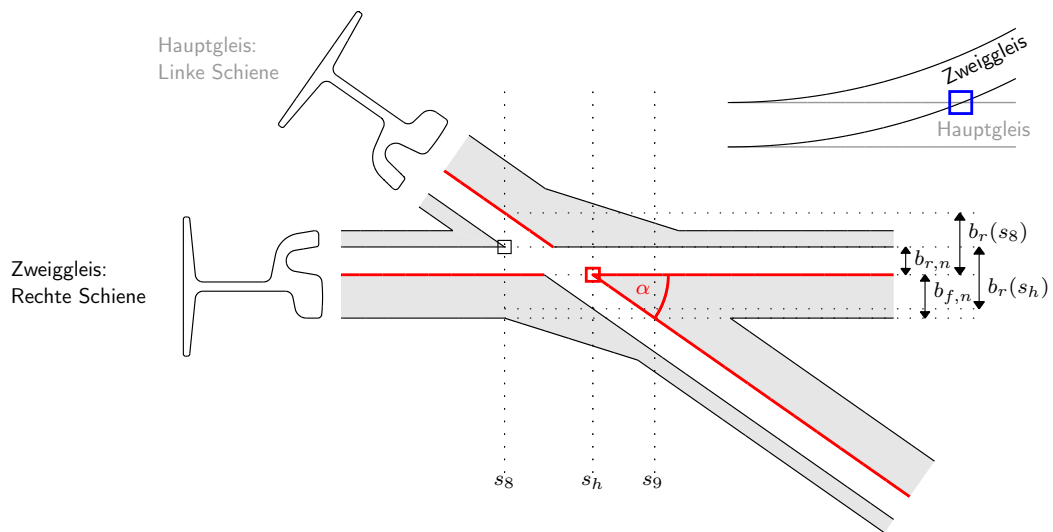


Abbildung 4.11.: Aufsicht des Herzstücks mit Rillenprofil 60R1 (blau umrahmter Teil der Übersichtsskizze der geraden Linksweiche im rechten oberen Eck): fiktive Herzstückspitze gegeben als Schnittpunkt der beiden Fahrkanten (□) an der Position s_h ; Rillenkantenspitze (□); Rillenbreite $b_r(s)$ im Bereich des Herzstücks $[s_8, s_9]$; Herzstückspitzenwinkel α .

Zum einen ändert sich bei der Fahrwegspostion s_8 die Rillenbreite $b_r(s)$ sprunghaft, zum anderen kennzeichnet s_9 jene Stelle, an der die Fahrkopfbreite der Herzstückspitze wieder den nominellen Wert $b_{f,n}$ erreicht hat. Die beiden Werte für s_8 und s_9 können demnach durch einfache geometrische Zusammenhänge in Abhängigkeit von α , s_h , $b_{r,n}$ und $b_{f,n}$ folgendermaßen berechnet werden.

$$s_8 = s_h - b_{r,n} \frac{\cos(\alpha) + 1}{\sin(\alpha)} \quad (4.3.6a)$$

$$s_9 = s_h + b_{f,n} \frac{1}{\tan(\alpha)} \quad (4.3.6b)$$

Zwei weitere Eigenschaften, welche für die Generierung des Herzstücks Relevanz besitzen, sind die anfängliche Breite der Herzstückspitze $b_{h,0}$ sowie die Absenkung der Herzstückspitze $a_h(s)$ als Funktion der Fahrwegskoordinate s , welche graphisch in Abbildung 4.12 erklärt werden. Der entsprechende Bereich liegt zwischen s_h und s_9 .⁹ Diese beiden die Ausbildung der Herzstückspitze beeinflussenden Größen werden im Hinblick auf sicherheitsrelevante Kriterien gewählt. Schließlich muss die Spitze alleine die gesamte Radlast abtragen können, was eine gewisse Breite erfordert (vgl. etwa [29]). Die Zunahme der Spitzenbreite ist durch den Winkel α festgelegt. Die Spitzenabsenkung $a_h(s)$ nimmt bis zum Erreichen der SOK wieder linear ab.

Abschließend finden sich die Eingangsgrößen für die Berechnung der Herzstückquerschnitte sowie deren den entsprechenden Normen [26–32] entnommene Zahlenwerte für eine gerade Linksweiche mit einem Zweiggleisradius von 50 m in Tabelle 4.4.

⁹Vgl. Abbildung 4.11.

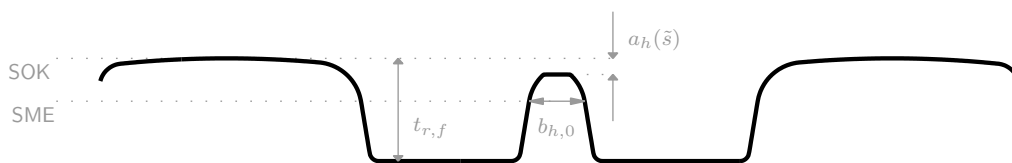


Abbildung 4.12.: Herzstück in Flachrillenausführung: Rillentiefe $t_{r,f}$ zwischen Rillengrund und SOK, Spitzentiefe $b_{h,0}$ und Spitzenabsenkung an der Stelle $\bar{s} \in [s_h, s_g]$: $a_h(\bar{s})$.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit	Abhängigkeit von
Zweiggleisradius	R	50000	mm	–
Herzstückspitzenwinkel	α	13.662	°	Zweiggleisradius R
Nominelle Fahrkopfbreite	$b_{f,n}$	56	mm	Profil 60R1, Spurmessebene (SME)
Nominelle Rillentiefe	$b_{r,n}$	36	mm	Profil 60R1, Spurmessebene (SME)
Herzstückspitzenabsenkung	$a_{h,0}$	4	mm	–
Herzstückspitzenbreite	$b_{h,0}$	10	mm	–
Rillentiefe Flachrille	$t_{r,f}$	13	mm	–

Tabelle 4.4.: Zusammenfassung der die Herzstückgeometrie bestimmenden Parameter und deren standardmäßig für eine gerade Linksweiche mit Zweiggleisradius $R = 50$ m verwendeten Zahlenwerte (basierend auf Herstellerinformationen sowie bestehenden Normen).

4.3.4 Radlenkerschiene

Die abschließende Komponente der betrachteten Flachrillenweiche bildet die Radlenkerschiene, welche dem Herzbereich bzw. dem einfachen Herzstück gegenüberliegt und demnach einen wichtigen Teil der linken Schiene des Zweiggleises repräsentiert. Handelt es sich um ein Flachrillenherzstück, so sind für den Radlenker beide Ausführungen – als Flach- und auch als Tiefrille – denkbar. Der Radlenker wird im Falle von Rillenschienenweiche mit starr ausgeführtem Herzstück durch eine von der Rillenkante her verringerte Rillentiefe charakterisiert. Auf diese Weise ist eine Führung an der Spurkranzrückflanke des linken Rades möglich, wodurch die im Gleis gegenüberliegende Herzstückspitze vor erhöhtem Verschleiß durch den Spurkranz des rechten Rades bewahrt wird.

Laut [32] sollte die Länge des Radlenkers, welche bei Rillenschienenweichen der Länge der verengten Rillentiefe gleichkommt, nicht geringer als der doppelte Achsabstand im Drehgestell des entsprechenden Straßenbahnfahrzeugs sein. Den vom VDV herausgegebenen Oberbau-Richtlinien [26] entnimmt man, dass die Rate k_r der Verengung der Rillentiefe bis zum Erreichen des konstanten Wertes $b_{r,r,0}$ 0.01 nicht überschreiten soll.

Ähnlich wie bei der Generierung der Querschnitte des Herzbereichs, als die Rillentiefe als Funktion der Fahrwegskoordinate die entscheidende Größe war, ist der Verlauf der Rillentiefe in Abhängigkeit von s charakterisierend für die Radlenkerschiene. Im Folgenden bezeichnet $b_{r,r}(s)$ die Rillentiefe des Radlenkers.¹⁰ In Tabelle 4.5 sind die Eigenschaften der Radlenkerschiene für eine Rillenschienenweiche mit einem Zweiggleisradius von 50 m aufgelistet, während Abbildung 4.13 des Radlenkers Rillentiefe als Funktion von

¹⁰Im Gegensatz dazu ist $b_r(s)$ die Rillentiefe im Herzstück bzw. -bereich (vgl. Abschnitt 4.3.3).

s darstellt. Die Positionen s_3 , s_h und s_6 entsprechen dabei jenen aus Abbildung 4.9 auf Seite 42.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Rillenbreite verengt	$b_{r,r,0}$	26	mm
Rillenbreite nominell	$b_{r,n}$	36	mm
Rillentiefe	$t_{r,n}$	47	mm
Anstieg	k_r	$\frac{10}{1200}$	–

Tabelle 4.5.: Parameter zur Generierung des Radlenkers (Zweiggleisradius $R = 50$ m).

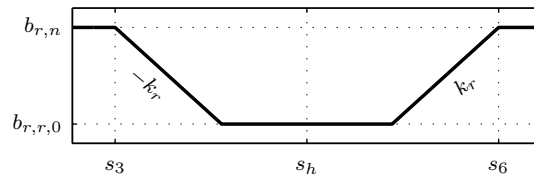


Abbildung 4.13.: Rillenbreite $b_{r,r}(s)$ des Radlenkers im Intervall $[s_3, s_6]$ der betrachteten Rillenschienenweiche.

Die Radlenkerschiene wird im Folgenden als Tiefrille ausgeführt, weshalb eine Bearbeitung des Rillenbodens und dessen Berücksichtigung bei der Querschnittsgenerierung entfallen kann.

Zu Folge einer starren Herzstückspitze und der damit verbundenen Fahrkantenunterbrechung ist eine Verengung der Rillenbreite jedoch unbedingt notwendig. Zwei ausgewählte Profile der linken Radlenkerschiene mit den Rillenbreiten $b_{r,n}$ bzw. $b_{r,r,0}$ sind in Abbildung 4.14 zu sehen. Nochmals sei betont, dass die Verengung der Rille von der Rillenkante her vollzogen wird. Die Fahrkante als Messpunkt für die Spurweite bleibt daher konstant.¹¹

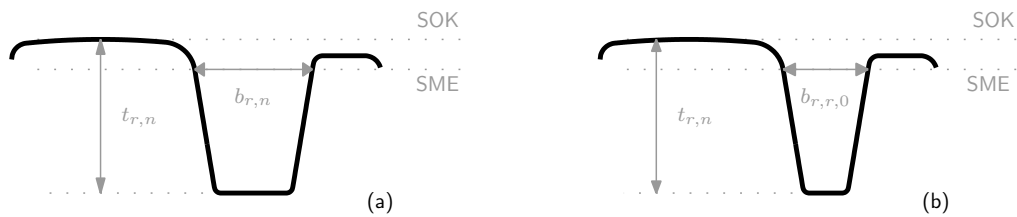


Abbildung 4.14.: Rillenbreite $b_{r,r}(s)$ des Radlenkers in Tiefrillenausführung mit Rillentiefe $t_{r,n}$: (a) an der Stelle s_3 : $b_{r,r}(s_3) = b_{r,n}$; (b) an der Stelle s_h : $b_{r,r}(s_h) = b_{r,r,0}$.

4.4 Zusammenfügung der Komponenten

Um alle nun beschriebenen Komponenten der betrachteten Flachrillenweiche und deren Anordnung entlang des Fahrwegs nochmals zu verdeutlichen, zeigt Abbildung 4.15 neben einer Prinzipskizze der Weiche auch eine dreidimensionale Darstellung der einzelnen Teile. Die Abbildungen sind jedoch nicht maßstabsgetreu sondern je nach Bedarf in ihrer Größe angepasst dargestellt. Ferner unterscheiden sie sich durch die jeweilig verwendete Perspektive.

¹¹Zur Definition der Fahrkante vergleiche man Abbildung 4.2.

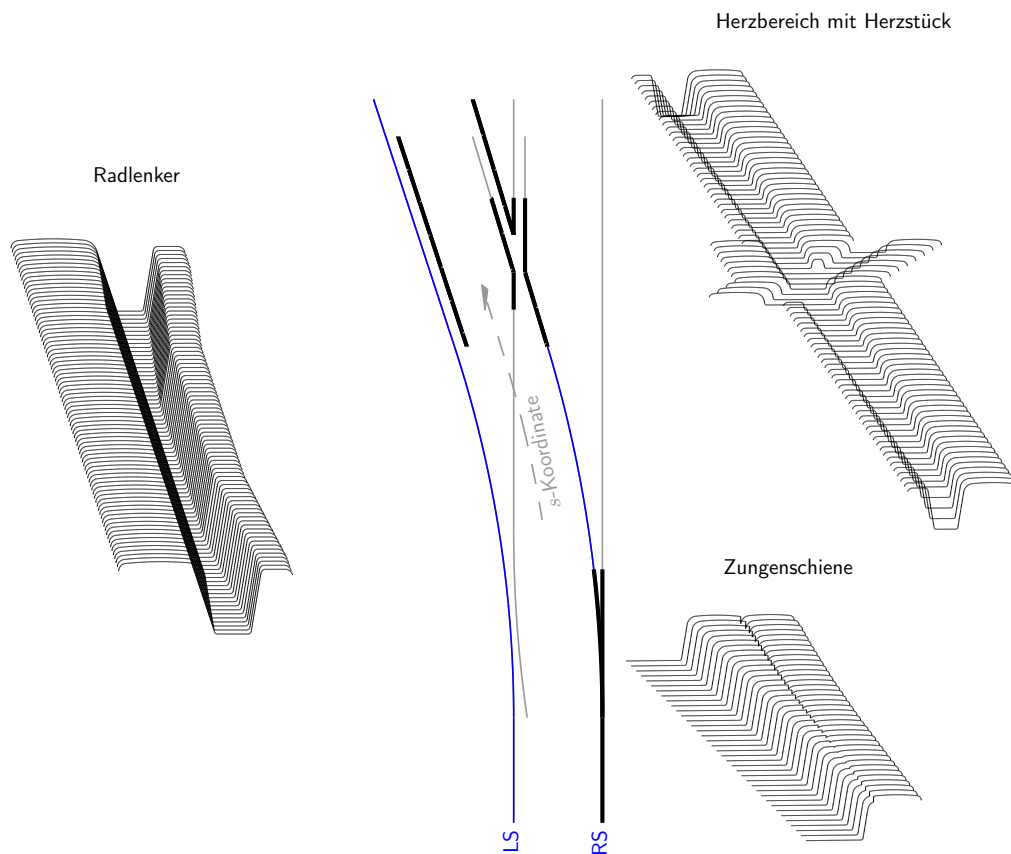


Abbildung 4.15.: Dreidimensionale Darstellung der generierten Komponenten der Flachrillenweiche und deren Position (in der Übersichtsskizze schwarz hervorgehoben): rechte Schiene (RS) mit Zungenschiene, Herzbereich und Herzstück; linke Schiene (LS) mit Radlenkerprofil; dunkelblau markierte Bereiche werden durch das Standardprofil 60R1 repräsentiert.

Die Darstellung der Radlenkerschiene lässt die von der Rillenkante her verengte Rillenbreite erkennen, während der Verlauf der Rillentiefe im gegenüberliegenden Herzbereich festzustellen ist. Darüber hinaus beinhaltet der Herzbereich das Blockherzstück, den Kreuzungspunkt der rechten Schiene des Zweiggleises und der linken Schiene des Hauptgleises. Eine abzweigende Weichendurchfahrt betrachtend befindet sich die rechte Weichenzunge in angelegter Stellung, wie das entsprechende dreidimensionale Bild zeigt. Auf eine modelltechnische Abbildung der abliegenden linken Zunge wird verzichtet, da ein Kontakt zwischen der Spurkranzrückflanke des linken Rades und der abliegenden Zunge bei Einhaltung der BOStrab-Richtlinien [32] nicht möglich ist.

Betont werde an dieser Stelle nochmals, dass die tatsächliche Berechnung aller in Abbildung 4.15 dargestellten Querschnitte hinsichtlich der Krümmungsradien, etc. auf dem in Abschnitt 4.1 beschriebenen Regelschienenprofil 60R1 und den im gesamten vorigen Abschnitt 4.3 dargelegten Methoden basiert.

Die Tatsache, dass alle berechneten Querschnitte als Rechtsprofile definiert sind und erst

intern in Simpack auf ein entsprechendes Linksprofil gespiegelt werden, ermöglicht auch sofort die Implementierung des Hauptgleises und somit die Simulation einer entsprechenden Geradeausfahrt durch die Weiche. Im Mittelpunkt dieser Arbeit stehe jedoch die abzweigende Weichenüberfahrt, da dieser Fall vor allem im Hinblick auf den Kontakt zwischen Radlenkerschiene und Spurkranzrückenflanke interessanter erscheint und alle Charakteristika der Weiche abzubilden vermag.

4.5 Variation der Weicheneigenschaften

Kapitel 4 abschließend rekapituliert der folgende Abschnitt die für die Untersuchung und Identifikation der Auslegungsrelevanz verwendeten Weichenparameter. Als Referenz dient eine einfache Rillenschienenweiche in abzweigender Stellung mit einem Zweiggleisradius von 50 m, deren Herzstück als Flachrille ausgeführt ist. Die nominellen Werte der für deren Generierung notwendigen Eingangsparameter sind in Tabelle 4.6 nochmals zusammengefasst.

Komponente der Weiche	Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Global	Zweiggleisradius	R	50000	mm
	Spurweite	G	1435	mm
	Herzstückspitzenwinkel	α	13.662	°
	Abstand SME zu SOK	z_p	9.19	mm
Regelprofil 60R1	Fahrkopfbreite	$b_{f,n}$	56	mm
	Rillenbreite	$b_{r,n}$	36	mm
	Rillentiefe	$t_{r,n}$	47	mm
Zungenschiene	Zungenspitzenbreite	$b_{z,0}$	6	mm
	Anschlaglänge	l_a	1734	mm
	Geradenlänge	g_z	650	mm
	Rückbearbeitung Backenschiene	δ_f	6	mm
	Zungenspitzenabsenkung	$a_{z,0}$	1.6	mm
	Länge der künstlichen Absenkung	l_z	631	mm
Herzbereich	Flachrillentiefe	$t_{r,f}$	13	mm
	Zwischenrillentiefe	$t_{r,z}$	25	mm
	Anstieg der Rillentiefe	k_t	0.01	–
	Länge der konstanten Flachrillentiefe	$l_{r,f}$	1200	mm
Herzstück	Spitzenabsenkung	$a_{h,0}$	4	mm
	Spitzenbreite	$b_{h,0}$	10	mm
Radlenkerschiene	Rillenbreite Radlenker	$b_{r,r,0}$	26	mm
	Abnahme Rillenbreite	k_r	$\frac{10}{1200}$	–

Tabelle 4.6.: Zusammenfassung der Parameter der als Referenz verwendeten Rillenschienenweiche und ihre Zuordnung zu den entsprechenden Komponenten.

Auf Basis dieser Zahlenwerte, welche die Eingangsgrößen für die in dieser Arbeit als

Referenz dienende Flachrillenweiche darstellen, werden nun Eigenschaften definiert, deren Auswirkungen auf die Fahrzeugantwort durch Variation in den nächsten Kapiteln untersucht werden.

Gleichzeitig werden diese Szenarien durch Entsprechungen in einer tatsächlich verbauten Weiche motiviert und im folgenden Abschnitt dargelegt. Wenngleich diese Auswahl keinen Anspruch auf Vollständigkeit erhebt, so werden doch die aufgrund von Betreiberinformationen a priori am wichtigsten erscheinenden Weichenparameter einer Untersuchung unterzogen.

4.5.1 Einfluss von Flach- und Tiefrillenweiche

Ohne auf die einzelnen Weicheneigenschaften der Referenzweiche einzugehen, lässt sich zunächst grundsätzlich untersuchen, welchen Einfluss eine abzweigende Überfahrt einer Flachrillenweiche im Vergleich zu einer gewöhnlichen Bogendurchfahrt hat. Um eine gewisse Vergleichbarkeit dieser beiden doch sehr unterschiedlichen Fahrmanöver zu gewährleisten, wird die Annahme getroffen, dass sowohl der Zweiggleisradius als auch der Radius des Bogens mit dem Referenzwert 50 m aus Tabelle 4.6 übereinstimmen. Dieser globale Weichenradius wird entsprechend seiner Austrittshäufigkeit in einem typischen Straßenbahnnetz gewählt. Die Gegenüberstellung dieser beiden Szenarien bzw. der dabei auftretenden Fahrzeugreaktionen soll ein Hinweis für die generelle Auslegungsrelevanz von Weichen im Straßenbahnbereich sein.

Hinzukommend lässt sich noch eine Straßenbahnweiche in Tiefrillenausführung mit der als Referenz geltenden Flachrillenweiche vergleichen und so der Einfluss der grundsätzlichen Ausführungsform der Weiche¹² untersuchen. Im Neuzustand ist eine Weiche mit Tiefrille im Gegensatz zu einer Flachrillenweiche die zu präferierende Form, da diese ohne eine Kontaktaufnahme zwischen Spurkranzkuppe und Rillenboden, welche sich als Stoß in vertikaler Richtung äußert und damit mit erhöhtem Verschleiß verbunden ist, auskommt. Nicht immer kann jedoch abhängig vom Herzstückspitzenwinkel und der Laufflächenlänge des Radprofils, deren Kombination eine ausreichend große Aufstandsfläche gewährleisten muss, ein Tiefrillenherzstück verbaut werden.¹³

Auf jeden Fall erscheint ein Vergleich von Bogen, Tief- und Flachrillenweiche hinsichtlich ihres Einflusses auf die Fahrzeugreaktion interessant. Auf diese Weise nämlich lassen sich die von der Weiche hinzukommenden Störungen von jenen der entsprechenden Bogenfahrt trennen und identifizieren. Hierbei sei auf Kapitel 6 verwiesen, in dem die entsprechenden Resultate dargelegt werden.

¹²Vgl. hierzu Abbildung 2.5 auf Seite 15.

¹³Vgl. diesbezüglich die Ausführungen in Kapitel 2.2.3.

4.5.2 Variation bestimmter Weichenparameter

Zungenspitzenbreite und -höhe

Zunächst lässt sich der Einfluss der Zungengeometrie näher beleuchten. Lagos et al. [25] etwa weisen bereits auf die Wichtigkeit des Zungenbereichs bei der Untersuchung der Wechselwirkung Fahrzeug/Weiche hin. So sei ein wesentliches Problem eine häufig auftretende Stoßbelastung zwischen Radflanke und der Zungenschiene, welche nicht nur in erhöhtem schienen- sowie radseitigen Verschleiß sondern auch in einer Übertragung von Schwingungen auf benachbarte Bauteile führe. Erschwerend hinzu kommt das Fehlen von Übergangsbögen (Klothoiden, etc.), welche einen stetigen Krümmungsverlauf und somit eine wesentlich ruhigere Bogeneinfahrt garantieren würden, im Falle von Straßenbahnweichen jedoch mehr die Ausnahme als die Regel sind. So stellt etwa Weigend [53] Folgendes fest.

Im abzweigenden Strang der Weichen wird, weil es die wirtschaftliche Verwendung der sehr teuren Weichen anders nicht zulässt, ein unvermittelter Krümmungswechsel in der nach allgemeiner Auffassung noch erträglichen Größe in Kauf genommen.

Zufolge des erhöhten Verschleißes der Zungenschiene und vor allem deren Spitze ist in einem bestehenden Straßenbahnnetz mit einer erhöhten Streuung der die Evolution der Zungenschiene beschreibenden Größen zu rechnen [54]. Bereits a priori interessant erscheint deshalb die Frage, ob und inwiefern sich eine unterschiedliche Ausbildung der angelegten Zungenschienen auf das Fahrzeugverhalten bei abzweigender Weichenüberfahrt auswirkt. Diese wird wesentlich von der in Abschnitt 4.3.1 erklärten Zungenspitzenbreite $b_z(s)$ sowie deren Absenkung $a_z(s)$ beeinflusst, weshalb eine Variation von $b_{z,0}$ und $a_{z,0}$ durchgeführt wird.

Radlenkergeometrie

Die als Sicherheitsvorrichtung nicht unwesentliche Radlenkerschiene, welche beim Verbau von Rillenschienen durch eine verringerte Rillenbreite realisiert wird¹⁴, ist durch die mögliche und bei abzweigender Fahrt häufig vorkommende Führung zwischen Radrückflanke und Leitflanke der Schiene größeren Belastungen und somit einer neuerlichen verschleißbedingten Rillenerweiterung ausgesetzt. Auf diesen Sachverhalt wird auch in [32] bei der Diskussion von verschiedenen Verschleißzuständen hingewiesen.

Aus diesem Grund erscheint es sinnvoll im Zuge dieser Arbeit verschiedene Werte für die minimal auftretende Rillenweite $b_{r,r,0}$ sowie unterschiedliche Rillenweiteneinläufe im Sinne des Anstiegs k_r in Betracht zu ziehen.

¹⁴Vgl. Abschnitt 4.3.4.

Anrampungsgeometrie im Herzbereich

Ein Flachrillenherzstück betrachtend spielt die Anrampungsgeometrie im Herzbereich die entscheidende Rolle für den Überlauf des Rades vom Fahrkopf auf den (erhöhten) Rillengrund der Schiene. Wie bereits in Abschnitt 4.3.2 dargelegt, unterliegt der Anstieg der Rillentiefe einem maximal empfohlenen Wert $k_{t,max}$ [26]. Ist die Einhaltung dieser Beschränkung beim Verbau einer einzelnen Weiche durchaus möglich, so kann k_t in komplizierteren aus mehreren Teilen bestehenden Weichenanlagen sehr wohl größere Werte annehmen. Dies wird zwar nicht empfohlen, entspricht aber der Realität.

Außerdem liefert eine Variation des Rillentiefenanstiegs generell Aufschluss darüber, in welchem Maße diese Art der Anregung in die Interaktion zwischen Fahrzeug und Weiche eingeht, weshalb eine Untersuchung nahe liegt.

Herzstückspitze und -breite

Die Geometrie der Herzstückspitze kommt nur dann zum Tragen, wenn das Herzstück als Tiefrille ausgeführt ist oder aber der Rillengrund eines Flachrillenherzstücks derart tief ausgefahren ist, dass die Höhe eines ebenso verschleißenen Spurkranzes nicht mehr für eine Berührung und Führung der Spurkranzkuppe ausreicht. Im zweiten Fall verhält sich das Rad unter der Voraussetzung eines hinreichend kleinen Kreuzungswinkels sowie einer hinreichend langen Lauffläche des Radprofils genauso, als würde es ein Tiefrillenherzstück passieren. Die Analyse des Einflusses der Herzstückspitze sei dementsprechend beschränkt auf die Tiefrillenausführung.

Insbesondere im Bereich, welcher für den Überlauf des Rades von der Flügel- auf die Herzstückspitze verantwortlich ist, wird mit hohem Verschleiß des Oberbaus zu rechnen sein. Je nach Radlast können größere Deformationen der Spitze auftreten.

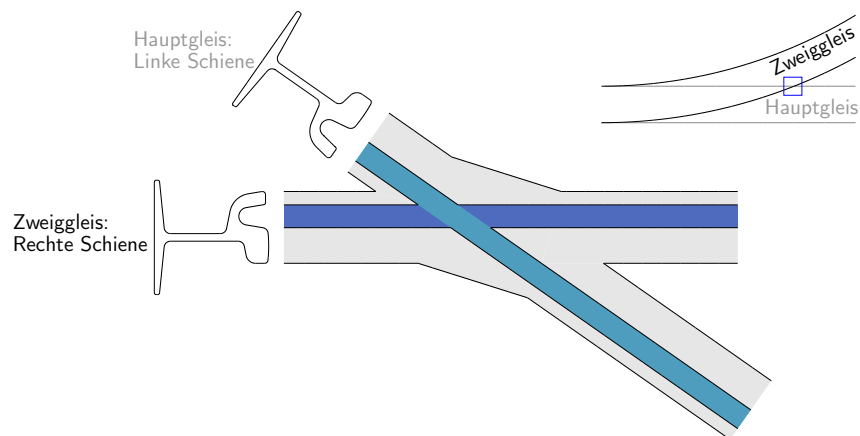
Wiest et al. [55] studieren diese bei wiederholtem Befahren auftretenden Schädigungen der Herzstückspitze. Das Material verforme sich durch den aus der Berührung zwischen Rad und Herzstückspitze resultierenden Stoß plastisch, wodurch die Herzstückspitze an Höhe verliere. Unmittelbare Konsequenz dieser Überlegungen ist die Tatsache, dass in einem bestehenden Gleisnetz eine große Bandbreite an Spitzenhöhen sowie -breiten existiert, weshalb eine Untersuchung dieser Parameter¹⁵ sinnvoll erscheint.

Auch Andersson und Dahlberg [56] untersuchen bereits die Stoßbelastung zwischen Rad und Schiene im Herzstück und kommen zum Schluss, dass die Art und Weise des Radüberlaufs (sanft oder ungleichmäßig) von der Flügelschiene auf die Herzstückspitze der entscheidende Faktor im Hinblick auf die Rad/Schiene Kräfte ist. Ein ungleichmäßiger Überlauf etwa führt zu einer raschen Vergrößerung der Kontaktkräfte. Sogar ein kurzzeitiges Abheben des Rades und ein anschließendes Aufprallen, welches eine große Stoßbelastung induziert, kann in diesem Fall beobachtet werden.

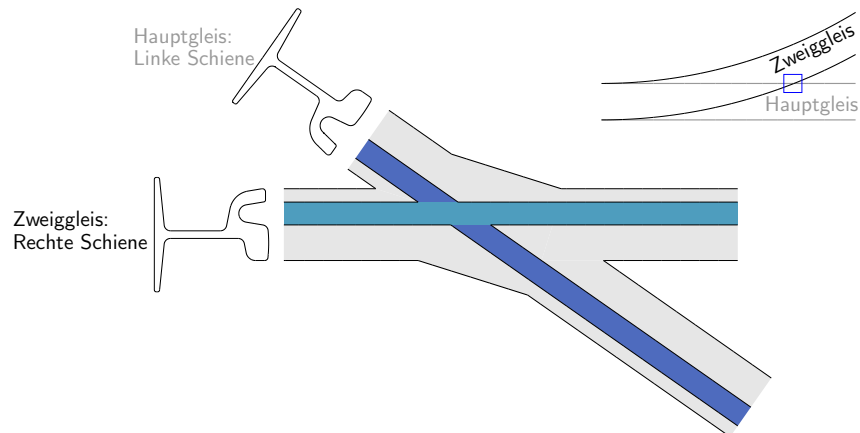
¹⁵Definiert sind diese Parameter im Abschnitt 4.3.3 aus Seite 43.

Schädigung des Rillengrundes der Flachrille

Ein weiteres in der vorliegenden Arbeit untersuchtes Szenario ist die Schädigung des Rillengrundes im Bereich der Flachrille. Der gewöhnliche Verschleiß einer Flachrillenanlage besteht nämlich darin, dass die Rille durch den Auflauf der Spurkranzkuppe des Rades tiefer ausgefahren wird [57]. Unterscheiden sich nun die Häufigkeiten, mit denen die beiden Weichenstränge (Haupt- und Zweiggleis) befahren werden, so ist mit unterschiedlichen Rillentiefen im Überschneidungspunkt der beiden Rillen zu rechnen. Diese Beobachtung liefert nun bei der Betrachtung einer nach links abzweigenden Weichenüberfahrt zwei nachfolgend beschriebene Fälle, welche visuell in Abbildung 4.16 dargestellt sind.



(a) Fall A: Häufigere Befahrung des Hauptgleises.



(b) Fall B: Häufigere Befahrung des Zweiggleises.

Abbildung 4.16.: Zur Schädigung des Rillengrundes in der Flachrille: Draufsicht eines Flachrillenherzstücks mit unterschiedlichen Rillentiefen im Herzbereich durch niedrigen (■) bzw. hohen (■) Verschleiß des Rillengrundes.

Fall A: Wird das Hauptgleis der Weiche häufiger frequentiert, so folgt durch den Ver-

schleiß des Rillengrundes eine erhöhte Rillentiefe im (ausgefahrenen) Flachrillenherzstück, welches den Kreuzungspunkt der rechten Schiene des Zweig- sowie der linken Schiene des Hauptgleises darstellt. Abbildung 4.16(a) illustriert diesen Sachverhalt durch unterschiedliche Farbgebung der Rillen. Unter der Annahme eines im Nominalzustand befindlichen Zweiggleises bedeutet dies, dass die auf der Spurkranzkuppe auflaufenden rechten Räder eines Fahrzeugs in einem kurzen Teil des Herzstücks – nämlich genau im Überschneidungsbereich der beiden Rillen – plötzlich eine größere Rillentiefe vorfinden, was sich in einer kurzzeitigen Stoßbelastung äußern kann.

Fall B: Genau umgekehrt ist die Situation, falls das abzweigende Gleis selbst häufiger passiert wird¹⁶. Wiederum unter der Annahme eines bereits stark ausgefahrenen Rillengrundes und eines ebenso in der Höhe verschlissenen Radspurkranzes besteht die Möglichkeit, dass das entsprechende Rad trotz Flachrille nicht mehr auf dessen Spurkranzkuppe aufläuft. Reicht nun die Länge der Radlauffläche bei entsprechend großem Herzstückspitzenwinkel nicht aus, um die durch Verschleiß entstandene „Tiefgrille“ zu passieren, fällt das Rad in die Herzstücklücke und stößt in weiterer Folge gegen die Herzstückspitze.

Zumal diese beiden Szenarien in großer Anzahl in Straßenbahnnetzen mit Flachrillenweichen auftreten, widmet sich ein Teil aus Abschnitt 6 den hieraus resultierenden Fahrzeugreaktionen.

4.5.3 Einfluss globaler Weicheneigenschaften in Form unterschiedlicher Weichenradien

Um die in Kapitel 6 durchgeführte Untersuchung des Einflusses von Weichen hinsichtlich der resultierenden Fahrzeugreaktion in ihrer Vollständigkeit zu erweitern, werden neben den bisher betrachteten lokalen Eigenschaften der Referenzweiche mit einem Radius von $R = 50$ m auch die Auswirkungen unterschiedlicher Zweiggleisradien untersucht.

Hierfür wird eine der Referenzweiche ($R = 50$ m) entsprechende Weiche mit einem Zweiggleisradius von $R = 100$ m generiert. Jene Weicheneigenschaften, die sich aufgrund der Geometrie, den Herstellerinformationen und den entsprechenden Normen [27–31] zusammen mit dem Weichenradius im Vergleich zu Tabelle 4.6 ändern, sind in Tabelle 4.7 für den Zweiggleisradius $R = 100$ m aufgelistet.

Dabei ist zu beachten, dass aufgrund eines sich im Bogen befindlichen Herzstücks ein veränderter Zweiggleisradius ebenso einen anderen Herzstückspitzenwinkel erfordert. Darüber hinaus lässt ein größerer Zweiggleisradius zufolge einer größeren gesamten Weichenlänge einen längeren Anrampungsbereich in Form eines sanfteren Anstiegs der Rillentiefe k_t zu. Ebenso ist die Zungenschiene länger ausgeführt, was durch eine erhöhte Anschlaglänge l_a deutlich wird. Neben diesen Eigenschaften ist auch die Einlauflänge der Radlenkerschiene größer. Diese umfasst genau jenen dem Herzstück gegenüberliegenden Bereich, welcher eine sich vermindere Rillenbreite aufweist. Man beachte hierzu beim Vergleich von Tabelle 4.7 und Tabelle 4.6 die entsprechenden Zahlenwerte für die Abnahme der Rillenbreite k_r .

¹⁶Vgl. Abbildung 4.16(b).

Komponente der Weiche	Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Global	Zweiggleisradius	R	100000	mm
	Herzstückspitzenwinkel	α	9.68337	°
Zungenschiene	Anschlaglänge	l_a	2559	mm
	Geradenlänge	g_z	800	mm
Herzbereich	Anstieg der Rillentiefe	k_t	0.006	–
	Länge der konstanten Flachrillentiefe	$l_{r,f}$	2000	mm
Radlenkerschiene	Abnahme Rillenbreite	k_r	$\frac{10}{2000}$	–

Tabelle 4.7.: Zusammenfassung der Parameter der verwendeten Rillenschienenweiche mit Zweiggleisradius $R = 100$ m und ihre Zuordnung zu den entsprechenden Komponenten.

5

Fahrzeugmodelle und ihre Vergleichbarkeit

Nachdem Kapitel 4 die Modellierung der Weiche behandelt, fehlen für eine vollständige Beschreibung des Systems Fahrweg/Fahrzeug noch geeignete Fahrzeugmodelle, deren Erstellung – wie bereits in Kapitel 3 kurz beschrieben – auf dem MKS-Ansatz beruht und im MKS-Programm Simpack realisiert wird.

Jedem dabei verwendeten als starr angenommenen Teilkörper wird hierbei eine Masse, eine Schwerpunktsposition, ein Trägheitstensor und schließlich ein Gelenk, welches an einen benachbarten Körper oder aber das Inertialsystem ankoppelt, zugewiesen. Die Darstellung der Kinematik erfolgt standardmäßig in einem mit dem Körper fest verbundenen Koordinatensystem. Um etwa die Primär- oder Sekundärfederstufe modelltechnisch abzubilden, bedient man sich einer Reihe unterschiedlicher Kraftelemente.

Für die Simulationen werden zwei Fahrzeuge herangezogen. Zum einen wird ein als Stadt- und Straßenbahn gleichermaßen verkehrendes Multigelenkfahrzeug betrachtet, welches sich einerseits durch einen hohen Anteil an Niederflurigkeit und andererseits durch gelenkige Verbindungen zwischen den Wagenkästen charakterisiert. Hinzukommend besitzen die darin verbauten Laufdrehgestelle Losräder. Zum anderen wird ein reines Drehgestellfahrzeug modelliert, welches aus zwei Drehgestellen und einem auf diesen drehbar gelagerten starren Wagenkasten besteht.

Bereits vorweggenommen sei, dass sich auch das Modell des Drehgestellfahrzeugs im Sinne einer vernünftigen Vergleichbarkeit der beiden als Triebdrehgestelle im Multigelenkfahrzeug verbauten Fahrwerke bedient, weshalb gleich im folgenden Abschnitt 5.1 auf die modelltechnische Realisierung des Multigelenkfahrzeugs eingegangen wird. Nichtsdestotrotz weisen diese beiden Fahrzeugtypen den fundamentalen Unterschied der im einen Fall gelenkigen und im anderen Fall starren Wagenkastenstruktur auf.

5.1 Multigelenkfahrzeug

Kennzeichnend für das betrachtete Multigelenkfahrzeug ist zunächst die Radsatzfolge $Bo'2'2'Bo'$, welche der vom Deutschen Institut für Normung in [58] herausgegebenen Nomenklatur entspricht. Dementsprechend meint diese Bezeichnung die Abfolge der Radsätze dieses Multigelenkfahrzeugs gemäß ihrer Reihenfolge. So existieren gefolgt von zwei einzeln angetriebenen Radsätzen (Bo'), welche in einem Drehgestellrahmen gelagert sind, jeweils vier in einem Laufdrehgestell angeordnete, durch ein Achsbrücke verbundene, nicht angetriebene Räder ($2'$). Gespiegelt an der Fahrzeugmitte wiederholt sich schließlich diese Abfolge.¹

Abbildung 5.1 zeigt sowohl eine Drauf- als auch eine Seitenansicht des Multigelenkfahrzeugmodells mit den wesentlichen Komponenten. Dieses besteht dementsprechend aus zwei Trieb- und zwei Laufdrehgestellen. Erstere besitzen starre Radsätze, wohingegen in zweiteren zufolge der Niederflrigkeit keine durchgängigen Achsen existieren können. Der gesamte betrachtete Straßenbahnzug, wie er in Abbildung 5.1 zu sehen ist, besitzt eine Länge von 3665 mm und setzt sich neben den Fahrwerken aus insgesamt fünf Wagenkästen zusammen, wobei Wagen #3 lediglich als Sänfte zwischen Wagen #2 und #4 eingehängt ist.

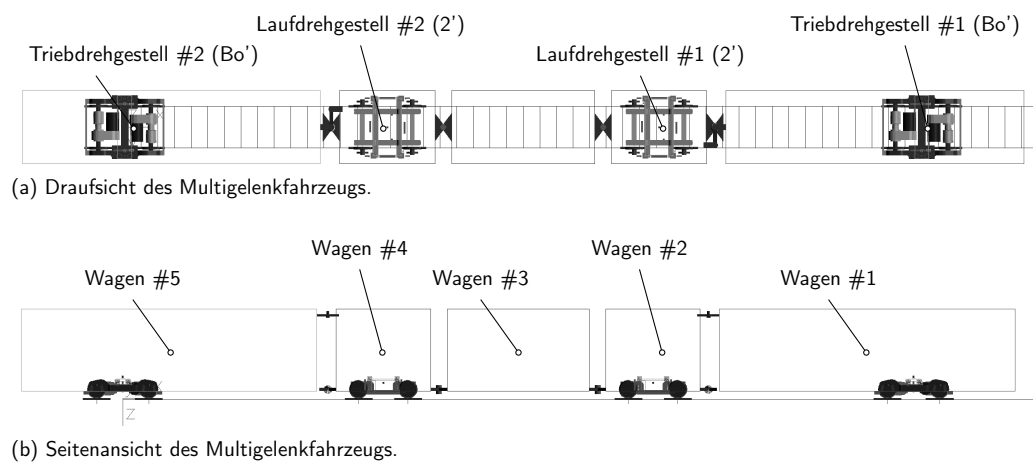


Abbildung 5.1.: Prinzipskizzen des verwendeten Multigelenkfahrzeugs mit entsprechenden Beschreibungen: (a) Draufsicht; (b) Seitenansicht.

Da sich das Multigelenkfahrzeug aus einzelnen Modulen zusammensetzt, wird deren detaillierte Modellierung nun getrennt voneinander erläutert. Das aus diesen Modulen geformte Fahrzeugmodell besitzt insgesamt den Freiheitsgrad 96.

Zunächst jedoch wird die Geometrie des verwendeten Radreifenprofils, welches passend zum in Abschnitt 4.1 beschriebenen Schienenprofil gewählt wird und bereits als Grundlage für die Berechnung der Berührungspunktzuordnung zwischen Rad und Schiene in Abbildung 3.2 auf Seite 19 dient, dargelegt.

¹Details zu dieser Nomenklatur entnehme man [58].

5.1.1 Radreifenprofil

Das betrachtete Radreifenprofil, welches beispielsweise im Netz der Wiener Linien in Kombination mit dem Rillenschienenprofil 60R1² [49] verwendet wird, ist in Abbildung 5.2 sowohl mit den entsprechenden Bezeichnungen als auch mit den wichtigsten Bemaßungen dargestellt. Die wohl wichtigste Information die Geometrie eines Radprofils betreffend sind die Position der Messkreisebene und des Messkreisfußpunkts (MKF) sowie die Kenntnis der Spurmaß-Messgeraden, zumal diese Größen die Basis für die Definition der Profileigenschaften bilden. Laut [32] befinden sich die Messkreisebenen der beiden Räder eines Radsatzes in einem bestimmten Abstand, welcher sich durch Addition der Spurweite (Normalspur $G = 1435$ mm) mit 65 mm ergibt.³ Die Spurmaß-Messgerade ergibt sich nun durch Parallelverschiebung der Horizontalen durch den Messkreisfußpunkt – also den Schnittpunkt von Messkreis und Radreifenprofil – um den Wert \tilde{a} .

Die Spurkranzdicke d_{sk} etwa wird in der Spurmaß-Messgerade bemessen und beträgt im vorliegenden Fall 24.1 mm. Ferner besitzt das Profil eine Spurkranzhöhe h_{sk} von 20 mm, welche als vertikaler Abstand zwischen Messkreisfußpunkt und Spurkranzkuppe definiert ist [32].

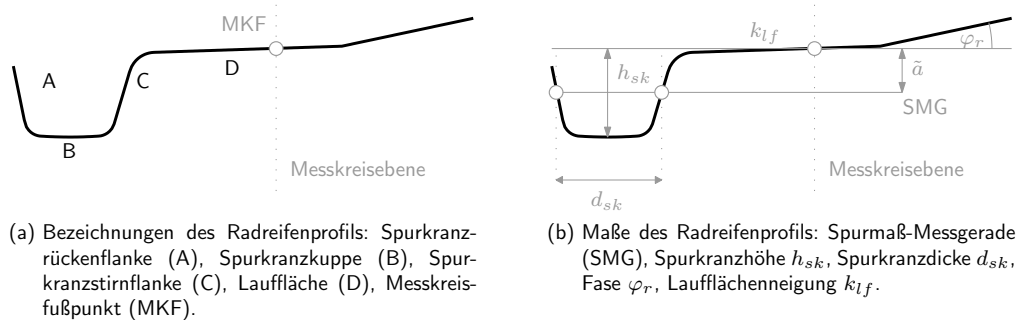


Abbildung 5.2.: Prinzipskizze des für das Multigelenkfahrzeug verwendete Radreifenprofils (a) mit den entsprechenden Bezeichnungen und (b) den wichtigsten Abmessungen.

Hinzukommt noch die kegelige Ausführung der Lauffläche, deren Neigung durch die Variable k_{lf} beschrieben werde. Diese nimmt für das vorliegende Profil den Wert $\frac{1}{30.5}$ an.

Nicht in Abbildung 5.2(b) dargestellt sind der Hohlkehlenradius r_{hk} , welcher die Ausrundung zwischen Spurkranzstirnflanke (C) und Lauffläche (D) bestimmt, der die Spurkranzkuppenabrundung⁴ charakterisierende Radius r_{sk} und die gesamte Profillänge l_{rp} . Selbiges trifft auf den Stirn- und Rückenflankenwinkel, β_s und β_r , zu. Diese definieren die Abschrägung der Spurkranzstirn- bzw. der Spurkranzrückenflanke – also jene von der Horizontalen durch den Messkreisfußpunkt und der Spurkranzstirn- bzw. der Spurkranzrückenflanke eingeschlossene Winkel.

²Vgl. Abschnitt 4.1, im Speziellen Abbildung 4.1.

³Dies ist der sogenannte Messkreisabstand m , welcher dementsprechend unter der Annahme einer Normalspur 1500 mm beträgt.

⁴Diese meint die Ausrundung zwischen Spurkranzstirn- (C) bzw. Spurkranzrückenflanke (A) und der Spurkranzkuppe (B), vgl. Abbildung 5.2(a).

Tabelle 5.1 fasst die Eigenschaften des Radreifenprofils und deren numerischen Werte nochmals übersichtlich zusammen.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Spurkranzhöhe	h_{sk}	20	mm
Spurkranzdicke	d_{sk}	24.1	mm
Radius der Spurkranzkuppenabrundung	r_{sk}	4	mm
Hohlkehlenradius	r_{hk}	6	mm
Profillänge	l_{rp}	105	mm
Laufflächenneigung	k_{lf}	$\frac{1}{30.5}$	–
Fase	φ_r	12	°
Rückenflankenwinkel	β_r	78.518	°
Stirnflankenwinkel	β_s	73.163	°
Vertikaler Abstand zwischen Spurmaß-Messgerade und MKF	\bar{a}	10	mm

Tabelle 5.1.: Bemaßung des verwendeten Radreifenprofils großteils gemäß Abbildung 5.2.

5.1.2 Triebdrehgestell

Wie bereits Abbildung 5.1 zeigt, ist sowohl unter dem ersten Wagenkasten (Wagen #1) als auch unter dem letzten Wagenkasten (Wagen #5) ein Fahrwerk, dessen beide Achsen einzeln angetrieben werden, angeordnet. Dieses setzt sich aus den beiden Radsätzen, dem Drehgestellrahmen, der Traverse und schließlich der Wagenkastenkopplung zusammen. All diese Teile werden als starre Körper modelliert, deren Massen- und Trägheitseigenschaften in Tabelle 5.2 angeführt sind. Wie Abbildung 5.3 verdeutlicht, treten diese Körper durch Gelenke bzw. Kraftelemente miteinander in Wechselwirkung.

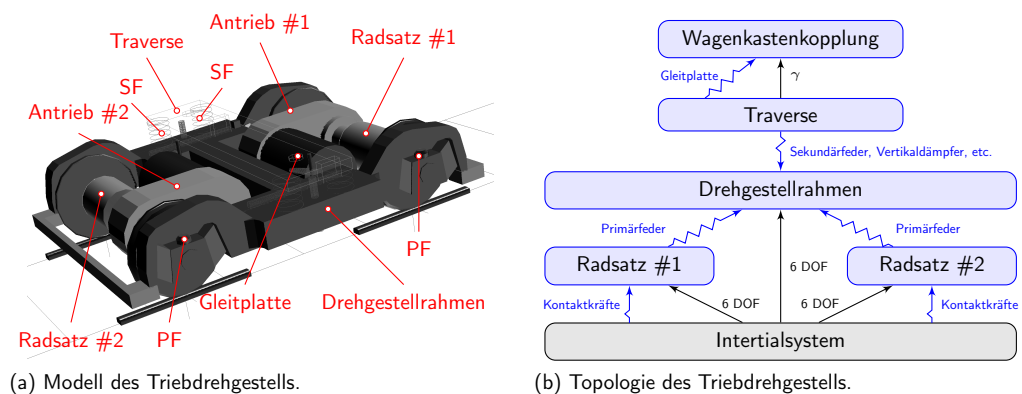


Abbildung 5.3.: Triebdrehgestell mit seinen Komponenten: (a) Modellskizze, (b) Topologie.

In Abbildung 5.3(a) sind die wichtigsten Komponenten des Fahrwerkmodells in einer dreidimensionalen Ansicht dargestellt, wohingegen Abbildung 5.3(b) dessen grundsätzliche Topologie zeigt.

Dementsprechend weisen die beiden Radsätze gegenüber dem Gleis (Inertialsystem) un-
 eingeschränkte Bewegungsfreiheit (6 DOF⁵) auf. Sie besitzen einen Radstand von 1.9 m.
 Die auf die Räder wirkenden Kontaktkräfte (Normal- und Tangentialkräfte) ergeben sich
 aus der bereits in Abschnitt 3.1.3 erklärten Modellierung, in der auf die Hinzunahme je-
 ner den ständigen Kontakt zwischen Rad und Schiene garantierenden Zwangsbedingung
 verzichtet wird. Die Normalkraft ergibt sich aus der Durchdringung der beiden Kontakt-
 partner sowie aus einer linearen Hertzchen Steifigkeit als eingeprägte Kraft.⁶

Körper	Masse	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	Freiheitsgrad	Kopplung
	in kg	in kg m ²	in kg m ²	in kg m ²		
Radsatz (#1 und #2)	775	400	40	400	6 DOF	Gleis
Drehgestellrahmen	3738.5	1700	2800	3800	6 DOF	Gleis
Traverse	515.5	400	10	400	1 DOF (γ)	Wagenkastenkopplung
Wagenkastenkopplung	0.1	0.1	0.1	0.1	0 DOF	Wagen #1 bzw. #5

Tabelle 5.2.: Massen, Trägheitsmomente und Freiheitsgrad der für das Triebdrehstellmodell verwendeten Körper.

Des Weiteren stützt sich der Drehgestellrahmen über die Primärfederung an den bei-
 den Radsätzen ab. Diese Primärfederstufe ist modelltechnisch durch je ein lineares Feder/
 Dämpfer Element pro Rad, welches Feder- bzw. Dämpfungskonstanten in alle drei
 Raumrichtungen – x , y und z – besitzt, abgebildet. Die diesen Konstanten zugewiesenen
 Werte entnimmt man Tabelle 5.3. Nur in vertikaler Richtung wird auch eine nichtlineare
 Federkennlinie berücksichtigt. Die Kraftangriffspunkte, deren Anordnung vollkommen
 symmetrisch ist, befinden sich einerseits auf der Außenseite des Drehgestellrahmens (am
 Ende bzw. am Anfang) und andererseits auf den beiden Seiten einer Achse. Die Wirk-
 richtung der sich ergebenden Kräfte jedoch wird nicht von der Drehung der Achse
 beeinflusst.

	Federkonstanten in N m ⁻¹			Dämpfungskonstante in N s m ⁻¹		
	c_x	c_y	c_z	d_x	d_y	d_z
Primärfeder	$2.01 \cdot 10^7$	$3.1 \cdot 10^6$	$1.1 \cdot 10^6$	$5.5 \cdot 10^4$	$1.05 \cdot 10^4$	$8.0 \cdot 10^3$
Sekundärfeder	$6.0 \cdot 10^4$	$6.0 \cdot 10^4$	$3.1 \cdot 10^5$	–	–	–

Tabelle 5.3.: Lineare Feder- und Dämpfungskonstanten der Primär- und Sekundärfeder des Triebdrehgestells.

Die Sekundärfederstufe befindet sich zwischen Traverse und Drehgestellrahmen. Ähnlich
 wie die Primärfederung besteht sie aus vier, symmetrisch an den Ecken der Traverse
 und den entsprechenden Positionen am Drehgestellrahmen angreifenden Federelemen-
 ten. Diese werden bis auf den vertikalen Anteil durch lineare Federkonstanten in alle
 drei Raumrichtungen charakterisiert, welche in Tabelle 5.3 aufgelistet sind. Ferner sei
 daraufhingewiesen, dass auf eine Modellierung der beiden Antriebseinheiten verzichtet
 wird und deren Massen, etc. dem Drehgestellrahmen zugerechnet werden.

⁵6 D(egrees)O(f)F(reedom).

⁶Vgl. Gleichung (3.1.5) auf Seite 21.

Vertikal- und Querdämpfer sollen die Bewegung zwischen Traverse – und in weiterer Folge des Wagenkastens – und dem Drehgestellrahmen dämpfen. Dabei sind zwei quer zur Fahrtrichtung verbaute Dämpfer mit schwach nichtlinearer degressiver Kennlinie berücksichtigt. Ebenso weisen auch die beiden Vertikaldämpfer eine qualitativ ähnliche Charakteristik wie jene in Querrichtung auf. Beide Kennlinien sind in Abbildung 5.4 gezeigt. Anschläge sollen weiters eine zu starke Vertikal- bzw. Querbewegung zwischen Wagenkasten und Fahrwerk verhindern.

Die Längsmittnahme, welche für eine Kopplung zwischen Traverse und Drehgestellrahmen in Längsrichtung sorgt und sowohl auf der linken als auch rechten Seite des Fahrwerks verbaut ist, wird durch einen linearen Dämpfer mit einer Dämpfungskonstanten $d = 2.5 \cdot 10^4 \text{ N s m}^{-1}$ sowie eine Feder mit der in Abbildung 5.4(c) dargestellten progressiven Kennlinie abgebildet.

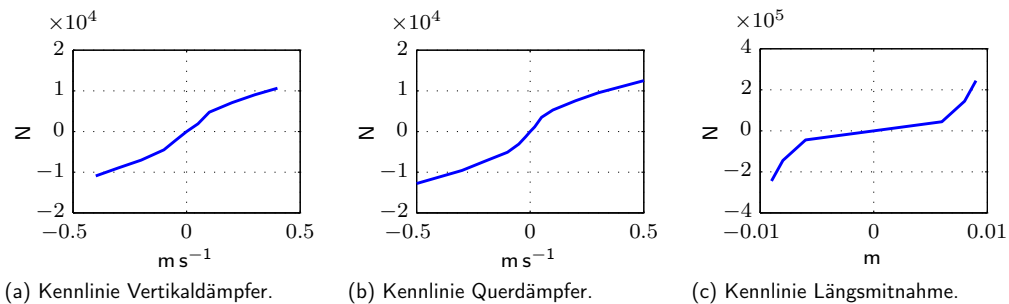


Abbildung 5.4.: Kennlinien der Sekundärfederstufe des Triebdrehgestells: (a) Vertikaldämpferkraft in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit, (b) Querdämpferkraft in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit, (c) Längsmittnahmekraft in Abhängigkeit der Relativverschiebung.

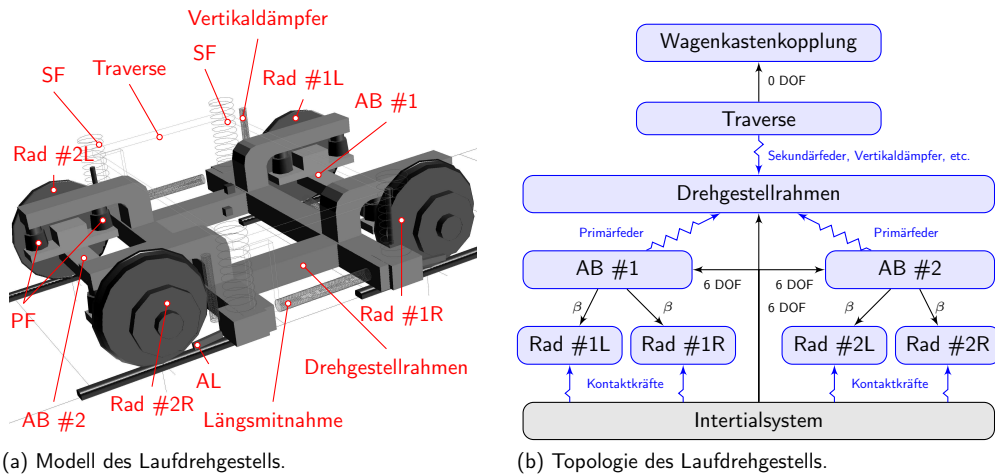
Die Traverse selbst ist schließlich über ein Gelenk, welches eine Drehbewegung um die Hochachse erlaubt⁷ (γ -DOF), mit der in weiterer Folge starr am entsprechenden Wagenkasten angeschweißten Wagenkastenkopplung verbunden, was in Abbildung 5.3(b) in prinzipieller Art und Weise dargestellt ist. Zwei symmetrisch um den Drehpunkt angebrachte Gleitplatten sollen die Drehbewegung zwischen Traverse und Wagenkasten hemmen. Diese sind durch in der Ebene der Traverse wirkende Gleitreibungselemente unter Annahme eines konstanten Gleitreibungskoeffizienten berücksichtigt.

5.1.3 Laufdrehgestell

Die beiden Laufdrehgestelle, welche sich unter Wagen #2 bzw. Wagen #3 befinden, sind aus modelltopologischer Sicht sehr ähnlich wie die beiden Triebdrehgestelle konstruiert. Einzig werden aufgrund der Niederflurigkeit Räder verbaut, die unabhängig voneinander rotieren können. Zu diesem Zweck werden diese in je einem Achslager geführt, gegenüber dem sich das entsprechende Rad um die Querachse drehen kann. Dies suggeriert der in Abbildung 5.5(b) eingezeichnete β -Freiheitsgrad zwischen Achsbrücke (AB) #1 und Rad #iL bzw. Rad #iR (mit $i = 1, 2$). Die beiden Achsbrücken (AB) selbst hingegen besitzen

⁷Die Traverse besitzt deshalb modelliert als starrer Körper nur den Freiheitsgrad γ .

gegenüber dem Gleis den Freiheitsgrad sechs. Die Kontaktkräfte in vertikaler Richtung und in horizontaler Ebene greifen an der Koppelstelle zwischen Rad und Schiene an.



(a) Modell des Laufdrehgestells.

(b) Topologie des Laufdrehgestells.

Abbildung 5.5.: Laufdrehgestell mit seinen Komponenten: (a) Modellskizze, (b) Topologie.

Neben den vier in je einem Achslager geführten Rädern verfügt das Laufdrehgestell noch über je zwei Achsbrücken, den Fahrwerksrahmen, die Traverse und schließlich die Wagenkasten-koppelstelle. All diese Komponenten werden wiederum als Starrkörper modelliert, deren Massen und Trägheitseigenschaften in Tabelle 5.4 dargestellt sind.

Zwei gegenüberliegende Achslager sitzen jeweils starr auf einer Achsbrücke und bilden daher gemeinsam einen Teilkörper des Laufdrehgestellmodells (Achsbrücke #i). Dieser ist wiederum – wie in Abbildung 5.5 zu sehen – über die Primärfederstufe (PF) mit dem Fahrwerksrahmen verbunden und wird wie schon im Falle des Triebdrehgestells durch lineare Feder/Dämpfer Elemente realisiert. Dabei existieren pro Achslager je zwei derartige symmetrisch zur Radmitte angeordnete Komponenten, wie Abbildung 5.5(a) zeigt. Die entsprechenden Feder- bzw. Dämpfungskonstanten sind in Tabelle 5.5 angeführt.

Körper	Masse	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	Freiheitsgrad	Kopplung
	in kg	in kg m ²	in kg m ²	in kg m ²		
Rad (#1L und #1R)	287.5	10	10	10	1 DOF (β)	Achsbrücke (AB) #1
Rad (#2L und #2R)	287.5	10	10	10	1 DOF (β)	Achsbrücke (AB) #2
Achsbrücke (AB) #1	520	190	140	190	6 DOF	Gleis
Achsbrücke (AB) #2	520	190	140	190	6 DOF	Gleis
Drehgestellrahmen	1308.6	530	630	1210	6 DOF	Gleis
Traverse	135.8	144.35	33.54	177.9	0 DOF	Wagenkastenkopplung
Wagenkastenkopplung	0.1	0.1	0.1	0.1	0 DOF	Wagen #2 bzw. #4

Tabelle 5.4.: Massen, Trägheitsmomente und Freiheitsgrad der für das Laufdrehgestellmodell verwendeten Körper.

Zusätzlich existiert noch eine schräg verbaute lineare Feder/Dämpfer Kombination⁸, welche sich in der Nominallage in der vertikal in Fahrtrichtung liegenden xz -Ebene befindet. Diese Achslagerung (AL) besitzt aufgrund ihres Einbaus hauptsächlich eine Komponente in Längsrichtung und sorgt somit für zusätzliche Steifigkeit zwischen Achslager und Fahrwerksrahmen.

	Federkonstanten in N m^{-1}			Dämpfungskonstante in N s m^{-1}		
	c_x	c_y	c_z	d_x	d_y	d_z
Primärfeder	$3.15 \cdot 10^6$	$3.15 \cdot 10^6$	$9.0 \cdot 10^5$	$1.7 \cdot 10^4$	$1.7 \cdot 10^4$	$8.0 \cdot 10^3$
Sekundärfeder	$1.05 \cdot 10^5$	$1.05 \cdot 10^5$	$4.9 \cdot 10^5$	–	–	–

Tabelle 5.5.: Lineare Feder- und Dämpfungskonstanten der Primär- und Sekundärfeder des Laufdrehgestells.

Ebenso wie die beiden Achsbrücken weist auch der Fahrwerksrahmen den Freiheitsgrad sechs gegenüber dem Gleis auf. Dieser ist mit der Traverse über die Sekundärfederstufe verbunden. Neben symmetrisch an den vier Eckpunkten der Traverse angreifenden Federelementen, welche eine lineare verschiebungsabhängige Charakteristik aufweisen⁹ und in Abbildung 5.5(a) mit SF bezeichnet sind, sind zusätzlich noch je zwei Vertikal- und Querdämpfer mit nichtlinearer Kennlinie verbaut. Die beiden Kennlinien sind in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit der beiden Koppelpunkte auf dem Drehgestellrahmen bzw. auf der Traverse in Abbildung 5.6 dargestellt. Anschläge in Vertikal- und Querrichtung beschränken die Beweglichkeit zwischen Traverse und dem Fahrwerksrahmen auf ein gewisses Maß.

Die Längsmitnahme auf der linken und rechten Fahrwerksseite, wie sie durch eine Feder in Abbildung 5.5(a) illustriert wird, besitzt wie schon beim Triebdrehgestell eine progressive in Abbildung 5.6(c) dargestellte Kennlinie sowie einen linearen Dämpfer mit der Dämpfungskonstanten $d = 2.0 \cdot 10^4 \text{ N s m}^{-1}$. Bezüglich der Hochachse ist das Fahrwerk über diese zwei außenliegenden Längsmitnahmen drehfest mit der Traverse und schließlich dem Wagenkasten verbunden.

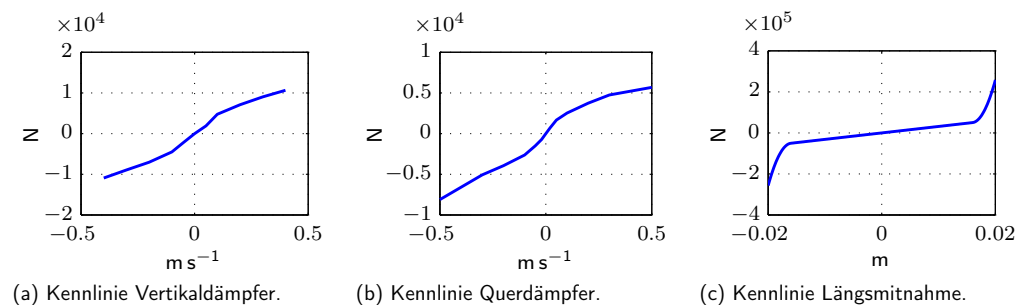


Abbildung 5.6.: Kennlinien der Sekundärfederstufe des Laufdrehgestells: (a) Vertikaldämpferkraft in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit, (b) Querdämpferkraft in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit, (c) Längsmitnahmekraft in Abhängigkeit der Relativverschiebung.

⁸Federkonstante $c = 4.75 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$ und Dämpfungskonstante $d = 2.0 \cdot 10^4 \text{ N s m}^{-1}$.

⁹Siehe Tabelle 5.5.

5.1.4 Wagenkästen und deren gelenkige Verbindungen

Neben den eben beschriebenen Trieb- bzw. Laufdrehgestellen besteht das betrachtete Multigelenkfahrzeug zudem noch aus den fünf Wagenkästen und deren Verbindungselementen. Die Wagenkästen werden als starre Körper modelliert. Hochfrequente Strukturschwingungen werden demnach nicht berücksichtigt. Die Massen und die Massenträgheitsmomente bezüglich des Schwerpunkts sind in Tabelle 5.6 aufgelistet und entsprechen beinahe dem maximal möglichen Beladungszustand des betrachteten Fahrzeugs.

Körper	Masse	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	Freiheitsgrad	Kopplung
	in kg	in kg m ²	in kg m ²	in kg m ²		
Wagen #1	20340	36200	251800	245900	6 DOF	Gleis
Wagen #2	7036	11400	17000	15400	6 DOF	Gleis
Wagen #3	11355	19000	41800	36700	6 DOF	Gleis
Wagen #4	7036	11400	17000	15400	6 DOF	Gleis
Wagen #5	20340	36200	251800	245900	6 DOF	Gleis

Tabelle 5.6.: Massen, Trägheitsmomente und Freiheitsgrad der für die Wagenkästen verwendeten Körper im Falle des Multigelenkfahrzeugs.

Gekoppelt sind die Wagenkästen #1 bis #5 untereinander durch verschiedenartige Gelenke, wie das topologische Schaubild in Abbildung 5.7 illustriert. Diese werden modelltechnisch durch Krafterelemente mit bestimmten Lagersteifigkeiten berücksichtigt. Wagen #1 bzw. #5 sind mit dem in Abschnitt 5.1.2 beschriebenen Triebdrehgestellen (TDG), Wagen #2 bzw. #4 mit den beiden Laufdrehgestellen¹⁰ (LDG) fest verbunden, was in Abbildung 5.7 zu erkennen ist.

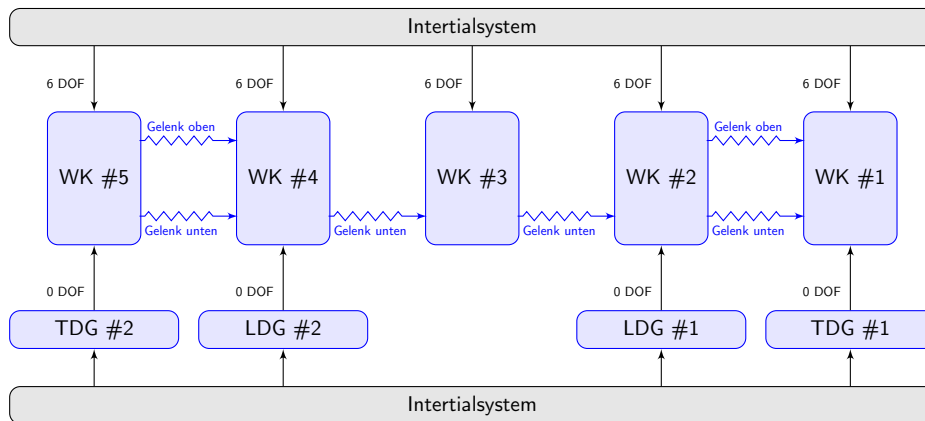


Abbildung 5.7.: Topologie der Wagenkastenstruktur des Multigelenkfahrzeugs bestehend aus Wagen (WK) #1 bis #5 und den verbindenden durch Krafterelemente modellierten Gelenken (das Inertialsystem ist hier aus Gründen der Lesbarkeit zweimal dargestellt).

¹⁰Siehe Abschnitt 5.1.3.

Wie Abbildung 5.8(a) zeigt, befindet sich zwischen Wagen #1 und #2 bzw. #4 und #5 am unteren Rand ein Gelenk, welches Rotationen zwischen den beiden Koppelpunkten uneingeschränkt zulässt, translatorisch jedoch sehr hohe Lagersteifigkeiten aufweist. Außerdem wird die gelenkige Verbindung zwischen eben diesen Wagenkästen durch ein Kraftelement, modelliert durch eine parallel geschaltete Feder/Dämpfer Kombination, an der Oberseite ergänzt.¹¹ Diese soll der relativen Rollbewegung zwischen den gekoppelten Wagenkästen entgegenwirken und sie dämpfen. Die entsprechende Federsteifigkeit dieses Querlenkers beträgt $1.473 \cdot 10^6 \text{ N m}^{-1}$ und der Dämpfungsbeiwert ist $1.0 \cdot 10^4 \text{ N s m}^{-1}$.

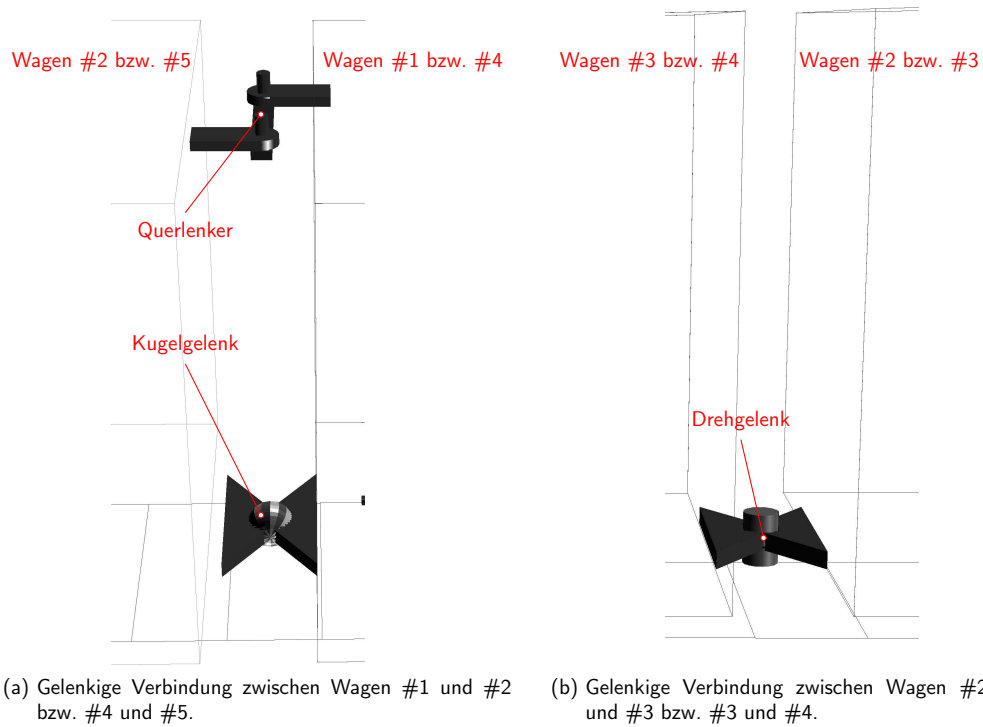


Abbildung 5.8.: Gelenke zur Kopplung der Wagenkästen des Multigelenkfahrzeugs: (a) zwischen Wagen #1 und #2 bzw. #4 und #5, (b) zwischen Wagen #2 und #3 bzw. #3 und #4.

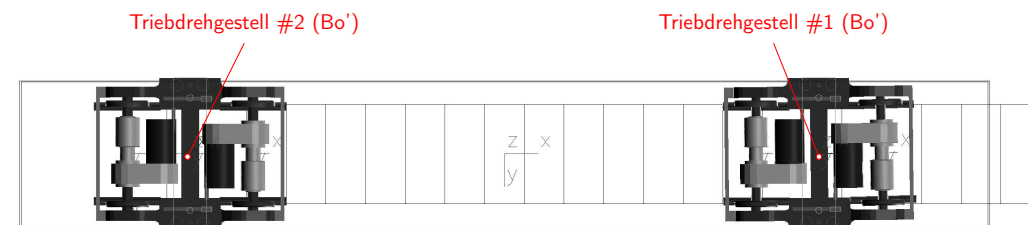
Die beiden Gelenke zwischen Wagen #2 und #3 bzw. #3 und #4, wie sie in Abbildung 5.8(b) dargestellt sind, ermöglichen den zwei derartig gekoppelten Wagenkästen eine freie rotatorische Beweglichkeit um die Hochachse. Hohe Steifigkeiten und entsprechende Dämpfungswerte in die drei translatorischen (x , y und z) und die zwei verbleibenden rotatorischen (α und β) Richtungen bilden die Lager modelltechnisch ab.

¹¹In Abbildung 5.7 ist diese Kopplung mit „Gelenk oben“ bezeichnet.

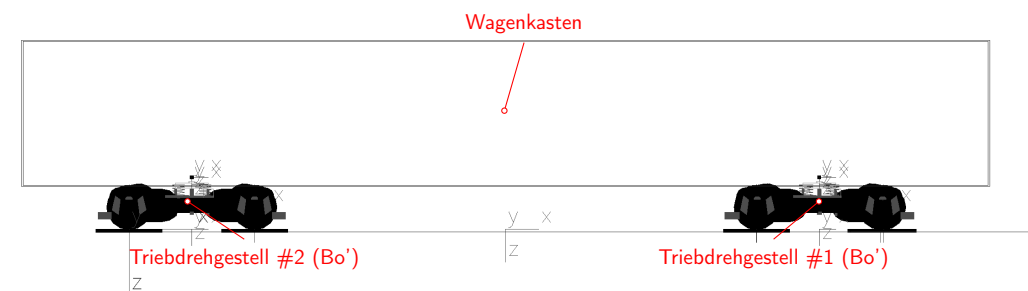
5.2 Drehgestellfahrzeug

Das betrachtete Drehgestellfahrzeug besitzt eine Länge von 14668 mm und setzt sich grundsätzlich aus zwei Triebdrehgestellen und einem auf diesen beiden Fahrwerken gelagerten Wagenkasten zusammen. Insgesamt ist der Freiheitsgrad des Modells 35. Wie bereits an früherer Stelle erwähnt sind die beiden Fahrwerke aus Gründen besserer Vergleichbarkeit ident zu jenen, die im Multigelenksfahrzeug verwendet werden, weshalb auf eine neuerliche Beschreibung dieser Substruktur verzichtet wird und der Leser auf Abschnitt 5.1.2 verwiesen werde.

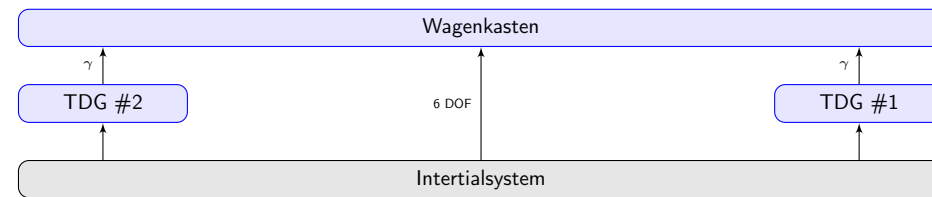
Wiederum [58] folgend, entspricht die Radsatzfolge daher Bo'Bo' – also je zwei angetriebene in einem Drehgestell gelagerten Achsen. Abbildung 5.9 zeigt den prinzipiellen Aufbau anhand der Modellskizze und -topologie. Die Modellierung der Triebdrehgestelle basiert dabei auf Abbildung 5.3 auf Seite 58. Die daran angeführte Wagenkastenkopplung verbindet den Wagenkasten mit dem Fahrwerk, wodurch ein Ausdrehen des Wagens gegenüber dem Drehgestell um die Hochachse möglich wird (γ -DOF).



(a) Draufsicht des Drehgestellfahrzeugs.



(b) Seitenansicht des Drehgestellfahrzeugs.



(c) Topologie des Drehgestellfahrzeugs.

Abbildung 5.9.: Prinzipskizzen des verwendeten Drehgestellfahrzeugs mit entsprechenden Beschreibungen: (a) Draufsicht; (b) Seitenansicht; (c) Topologie mit Verwendung des Triebdrehgestells (TDG) aus Abbildung 5.3(b).

Die nachfolgende Tabelle 5.7 beinhaltet die für den einen Wagenkastenkörper herangezogenen Werte. Dabei werden die Massenträgheitsmomente unter der Annahme berechnet, dass der Wagenkasten eine homogene quaderförmige Struktur einer bestimmten Dicke darstellt. Näheres hierzu entnimmt man Anhang A.

Da es sich beim betrachteten Drehgestellfahrzeug nicht um ein real existierendes Fahrzeug handelt und die Untersuchungen nicht auf die Identifikation quantitativer sondern vielmehr der Identifikation qualitativer Effekte von Weichenüberfahrten abzielt, erscheint diese Approximation gerechtfertigt.

Körper	Masse	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	Freiheitsgrad	Kopplung
	in kg	in kg m ²	in kg m ²	in kg m ²		
Wagenkasten	21983.8	30099.4	452596.9	452596.9	6 DOF	Gleis

Tabelle 5.7.: Massen, Trägheitsmomente und Freiheitsgrad des Wagenkastenkörpers des Drehgestellfahrzeugs.

6

Ergebnisse

Auf Basis der in Kapitel 4 ausführlich beschriebenen Referenzweiche mit der standardisierten Bezeichnung EW 60R1-50-1:3.506-Fz(Sp)¹, der daraus abgeleiteten Weichenzustände² und der im vorigen Kapitel 5 vorgestellten Fahrzeugmodelle werden nun die aus deren Wechselwirkung entspringenden Phänomene diskutiert.

Dabei wird jedoch nicht nur der Einfluss der Weichenparameter selbst, sondern ebenso jener der beiden vorgestellten Fahrzeugmodelle, welche sich durch die Ausführung der Wagenkastenstruktur unterscheiden, analysiert. Wie in Kapitel 5 dargelegt, handelt es sich nämlich im einen Fall um eine einzige Wagenkastenstruktur, wohingegen im anderen Fall gelenkige Verbindungen zwischen den Wagenkästen bestehen.

6.1 Einfluss der konstruktiven Weicheneigenschaften

Zunächst muss definiert werden, hinsichtlich welcher Größen der Einfluss konstruktiver Weichenparameter und -szenarien untersucht wird.

Diesbezüglich muss darauf hingewiesen werden, dass die Auslegung eines Schienenfahrzeugs vor allem auf festgelegten Normen basiert – sei es beispielsweise hinsichtlich Komfortbeurteilung [59] oder Festigkeitsauslegung [5, 60, 61]. Die hierin berücksichtigten Bewertungskriterien und Lastfälle entspringen zumeist umfangreichen Messungen und experimentellen Untersuchungen, welche schließlich unter Miteinbeziehung jahrzehntelanger Erfahrung der Fahrzeughersteller selbst in entsprechende Regelwerke münden.

¹Die Benennung der Straßenbahnweiche unterliegt dabei den folgenden Konventionen: EW bedeutet, dass es sich um eine Einfache Weiche handelt, 60R1 steht für das Regelschienenprofil, 50 beschreibt den Weichenradius in m, gefolgt von einer Darstellung der Weichenneigung 1:3.506 und schließlich einem Hinweis auf die Bauart der Zungenschiene Fz(Sp)(Federzungen), auf die hier jedoch nicht näher eingegangen wird.

²Vgl. Seite 50 ff., Abschnitt 4.5.2.

Gerade deshalb besitzen diese einer standardisierten Fahrzeugauslegung dienenden Regeln auch in der heutigen Zeit, welche sich durch den Versuch auszeichnet, alles und jedes einer computerbasierten Berechnung zugänglich zu machen, Gültigkeit und Berechtigung.

Nichtsdestotrotz ist das Ziel sich in der Entwicklung sowie im Verständnis des dynamischen Verhaltens eines Schienenfahrzeugs mechanischer Modelle und numerischer Berechnungsverfahren zu bedienen ohne Zweifel insofern ein verfolgenswertes, als dass eine Verbesserung eines bestimmten Fahrzeugs durch eine möglichst exakte Kenntnis der im Betrieb auftretenden Lastfälle in deutlichem Ausmaß begünstigt und erleichtert wird. Speziell die Festigkeitsauslegung von Schienenfahrzeugen folgt beinahe ausschließlich den Vorgaben der erwähnten normativen Regelwerken [5, 60, 61]. Dynamische Belastungen – etwa die im Betrieb auf ein bestimmtes Bauteil wirkenden Beschleunigungen – werden hierin durch sogenannte dynamische Zuschlagsfaktoren in einer Dauerfestigkeitsberechnung berücksichtigt. Im Sinne einer möglichst leichten und damit Energiekosten senkenden Bauweise wäre jedoch ein rechnerisch durchgeführter Betriebsfestigkeitsnachweis wesentlich geeigneter, was eine genaue Kenntnis der durch sämtliche Fahrmanöver in Wechselwirkung mit dem Oberbau auftretenden Belastungen erfordert. In diesem Kontext sehen etwa Knothe und Stichel [21] (Seite 278) folgende obigen Sachverhalt bestärkende Entwicklung.

Die Betreiber werden in der Zukunft Fahrzeuge für bestimmte Lastannahmen bestellen und müssen dann dafür sorgen, dass die Lastannahmen im Netz und beim Betrieb auch eingehalten werden.

Die Berücksichtigung sämtlicher im Betrieb auftretenden Fahrmanöver und somit aller relevanten Lastfälle bedeutet nun insbesondere auch die Ermittlung der Fahrzeugbelastungen, welche bei Weichenüberfahrten wirken. In [5] werden diese etwa durch schädigungsäquivalente konstante translatorische Beschleunigungen, welche *beim Rollen eines weder angetriebenen noch gebremsten Fahrzeuges aufgenommen werden* [5], an bestimmten Messpunkten eines konventionellen Schienenfahrzeugs in Abhängigkeit der Gleislagequalität und der Fahrgeschwindigkeit speziell auch für Rillenschienenweichen repräsentiert. Diese Messpunkte befinden sich auf den drei Schwingungsebenen des dort betrachteten konventionellen Drehgestellfahrzeugs – Radsatz-, Drehgestell- und Wagenkastenebene – jeweils an unterschiedlichen Positionen. Abbildung 6.1 zeigt zur Illustration beispielhaft Auszüge aus [5], welche die Zusatzbeschleunigungsamplituden³ für den Messpunkt am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen sowohl für eine Tief- (Abbildung 6.1(a)) als auch eine Flachrillenweiche (Abbildung 6.1(b)) enthalten.

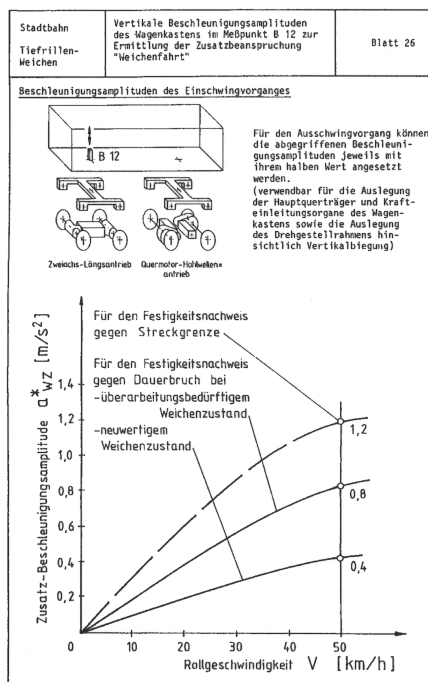
Mit dem Ziel die Fahrzeugreaktion bei Überfahrt einer mit unterschiedlich parametrisierten Komponenten bestückten Weiche besser zu verstehen, erscheint es daher sinnvoll – [5] als Ausgangspunkt nehmend – die entsprechenden einer Simulation eines unangetriebenen Fahrzeugs entspringenden Beschleunigungen in Abhängigkeit der Zeit zu analysieren. Dabei wird speziell jener Messpunkt, welcher in der dem Regelwerk [5] direkt entnommenen Abbildung 6.1 mit B12 bezeichnet wird, der also genau an der Koppelstelle zwischen Wagenkastenstruktur und Drehgestell positioniert ist, für eine Untersuchung des Einflusses verschiedener Weichenparameter herausgegriffen. Da jedoch die Ermittlung dieser in

³Diese Zusatz-Amplituden werden den entsprechenden bereits während des Rollvorgangs auf gerader Strecke wirkenden Beschleunigungsamplituden überlagert. Dies begründet auch ihre Bezeichnung als Zusatz-Beschleunigungsamplituden.

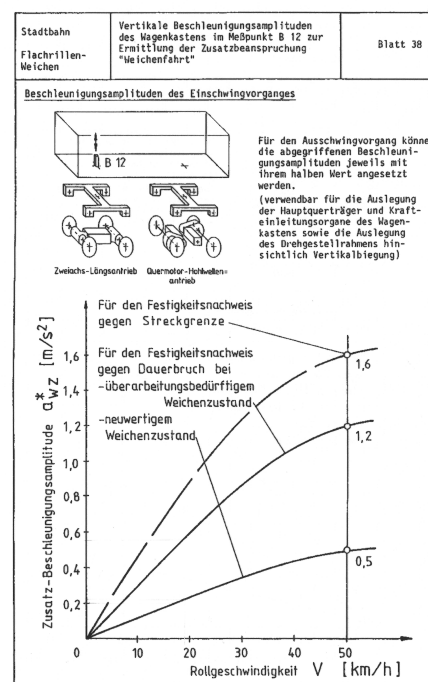
der Norm angeführten Beschleunigungsamplituden nicht vollständig klar ist, wird ein unmittelbarer Vergleich der berechneten Ergebnisse mit jenen in der Norm angeführten Amplituden nicht angestrebt. Vielmehr soll die Untersuchung der eben dargelegten Beschleunigungssignale durch [5] motiviert werden – nicht mehr und nicht weniger.

Im Folgenden werden die Beschleunigungssignale deshalb hauptsächlich auf Wagenkastenebene und weniger auf den darunterliegenden Schwingungsebenen (Radsatz- und Drehgestellebene) betrachtet, da die dort wirkenden Beschleunigungen in wesentlich stärkerem Maße von den Rad/Schiene Kontaktkräften beeinflusst werden. Diese wiederum hängen vom gewählten Kontaktmodell⁴ und dessen Parametern ab. So werden etwa die Normalkontaktkräfte durch die Verwendung einer linearen Hertzchen Kontaktsteifigkeit gemäß Gleichung (3.1.5) (Seite 21) bestimmt, deren Modellierungstiefe sich im Sinne einer Betrachtung eines Gesamtfahrzeugs als ausreichend erwiesen und bewährt hat, nicht unbedingt jedoch die tatsächlich zwischen Rad und Schiene wirkenden Kräfte darstellt. Da hinzukommend keine Messungen tatsächlicher Weichenüberfahrten zur Verfügung stehen, kann aber ohnehin nur ein relativer Vergleich der Beschleunigungen angestrebt und als sinnvoll erachtet werden, weshalb ergänzend auch Beschleunigungen für wenige ausgewählte Szenarien an Messpunkten auf Drehgestellebene untersucht werden.

VDV 152 199 VDV 152 223



(a) Tiefriillenweiche



(b) Flachriillenweiche

Abbildung 6.1.: Zusatz-Beschleunigungsamplituden in vertikaler Richtung am Wagenkasten über dem Drehzapfen bei einer Weichendurchfahrt in Abhängigkeit der Rollgeschwindigkeit und des Weichenzustandes entnommen aus [5].

⁴Vgl. hierzu die Ausführungen in Kapitel 3 und im Speziellen Abschnitt 3.1.3.

Desweiteren werden die an bestimmten Einleitungsstellen am Wagenkasten wirkenden Kräfte im Hinblick auf die Auswirkung der in Abschnitt 4.5.2 aufgelisteten Weichenzustände untersucht, zumal diese an Koppelstellen angreifenden Lasten als mögliche Eingangsgrößen für eine tatsächliche Festigkeitsberechnung dienen.

Für eine prinzipielle Auswertung werden die bereits in Abschnitt 3.3 für das Modell des gefesselten Radsatzes betrachteten Kontaktpunktverläufe verglichen. Für die hier gezeigten Simulationsergebnisse werden die in den Abschnitten 5.2 und 5.1 erklärten Modelle verwendet und dabei eine Fahrgeschwindigkeit von 5 m s^{-1} vorausgesetzt. Oberbauseitig dient die Referenzweiche und deren Abwandlungen als Eingangsgrößen.

6.1.1 Kontaktpunktverläufe

Die folgenden beiden Abbildungen 6.2 bzw. 6.3 sind im Hinblick auf einen Vergleich mit den Abbildungen 3.9 bzw. 3.11 angeführt und zeigen wieder die Kontaktpositionen der Räder auf der entsprechenden Schiene, welche den Ergebnissen des Drehgestellfahrzeugs sowie des Multigelenkfahrzeug bei Überfahrt der Referenzweiche in Flach- und Tiefrillenausführung entstammen. Zum Unterschied zu den in Abschnitt 3.3 dargestellten Abbildungen werden an dieser Stelle die Kontaktpunktverläufe $y_s(s)$ auch für den nachlaufenden Radsatz des ersten Triebdrehgestells betrachtet.

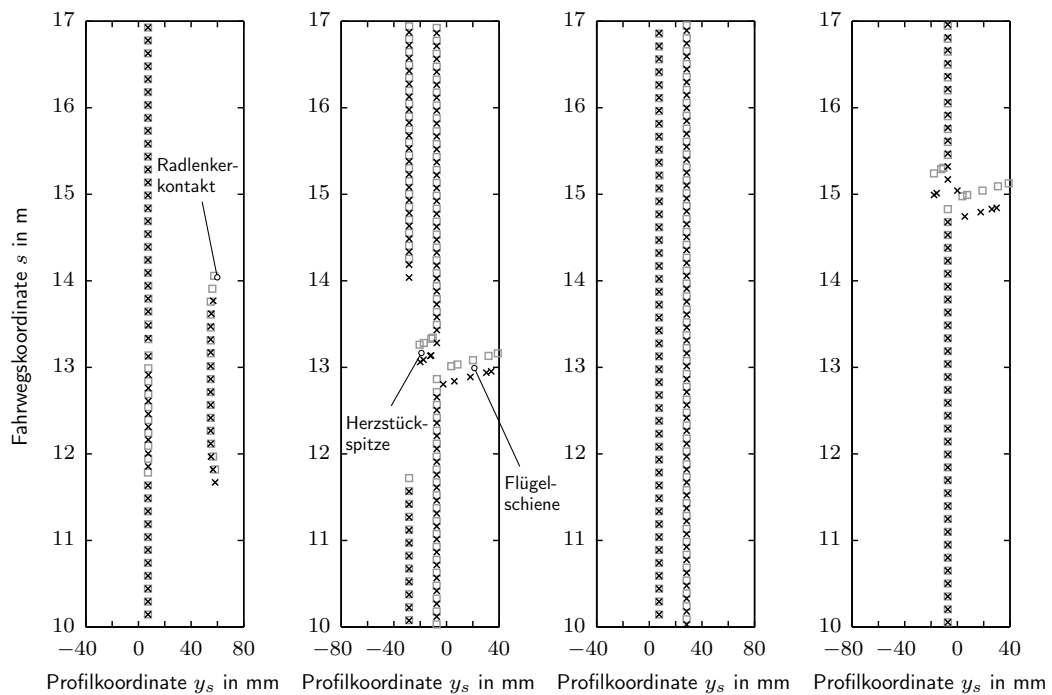


Abbildung 6.2.: Abzweigende Weichenüberfahrt: Kontaktpositionen der Räder im ersten Triebdrehgestell bei Überfahrt der Tiefrillenweiche im Herzstückbereich: linkes (links) und rechtes (mitte links) Rad des führenden Radsatzes; linkes (mitte rechts) und rechtes (rechts) Rad des nachlaufenden Radsatzes; Drehgestellfahrzeug (x) bzw. Multigelenkfahrzeug (□).

Für die beiden Fahrzeugmodelle ergeben sich kaum nennenswerte Unterschiede im Falle der Referenzweiche in Tiefrillenausführung, was auf die Tatsache zurückzuführen ist, dass dieselbe Fahrwerkskonstruktion für die führenden Drehgestelle der beiden Modelle herangezogen wird. Generell gilt auch hier das bereits in Abschnitt 3.3 Dargelegte und werde deshalb an dieser Stelle nicht nochmals erwähnt. Ähnliches offenbart sich bei Betrachtung der Flachrillenausführung.

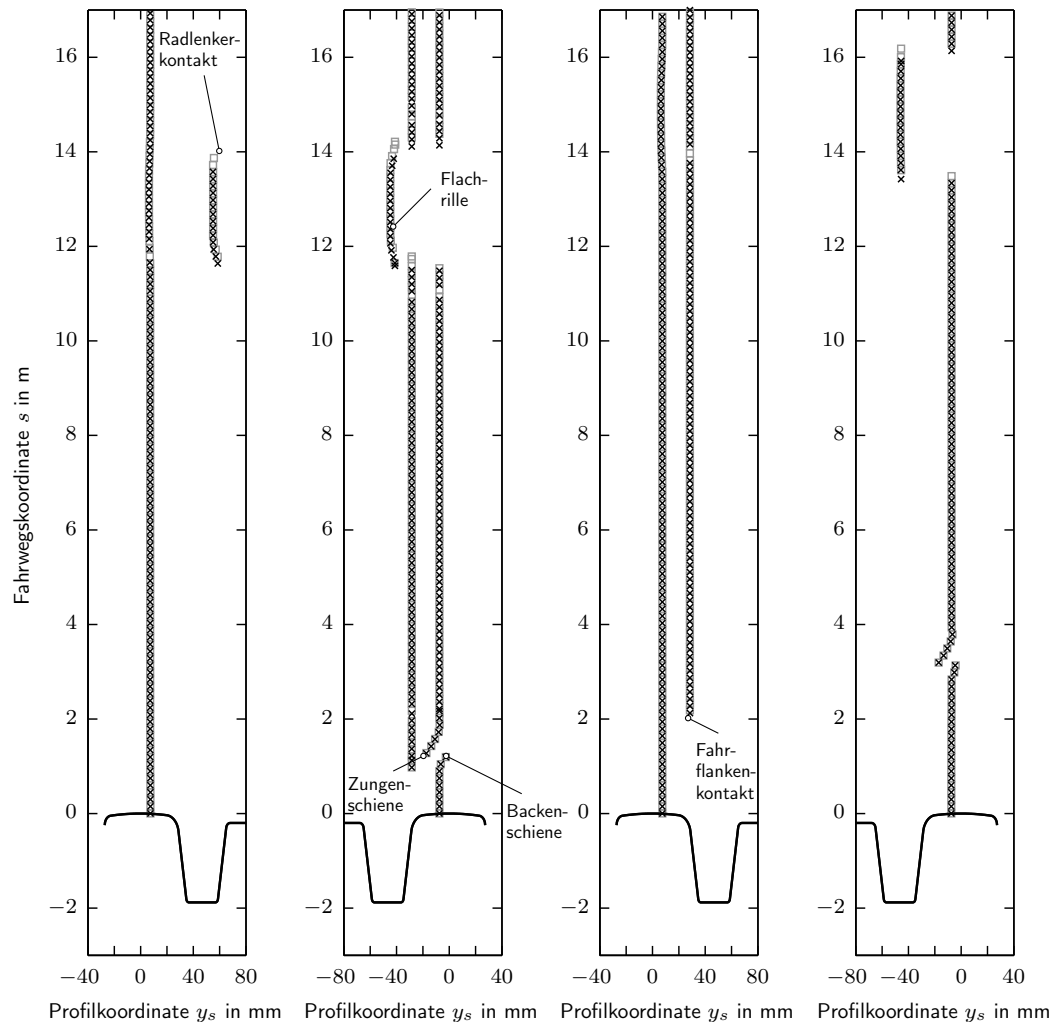


Abbildung 6.3.: Abzweigende Weichenüberfahrt: Kontaktpositionen der Räder im ersten Triebdrehgestell bei Überfahrt der Flachrillenweiche: links (links) und rechts (mitte links) Rad des führenden Radsatzes; links (mitte rechts) und rechts (rechts) Rad des nachlaufenden Radsatzes; Drehgestellfahrzeug (×) bzw. Multigelenkfahrzeug (□).

Festzustellen ist jedoch, dass das betrachtete Drehgestell der beiden Fahrzeuge in Spießgangstellung durch den Bogen läuft. Zuzufolge des engen Bogenradius nämlich läuft der Spurkranz des linken Rades des zweiten Radsatzes an der Fahrflanke des Innenschienen-

profils an, was bei Betrachtung des mitte rechts angeführten Diagramms in Abbildung 6.3 bei $s \approx 2.1$ m deutlich wird.

6.1.2 Untersuchung der Beschleunigungen auf Wagenkastenebene und ergänzend jener auf Fahrwerksebene

Nun werden – motiviert durch die Ausführungen zu Anfang dieses Kapitels – die translatorischen Beschleunigungen in lateraler und vertikaler Richtung auf Wagenkastenebene hinsichtlich der Auswirkungen der unterschiedlichen Weicheneigenschaften für beide Fahrzeugmodelle – das Drehgestell- und das Multigelenkfahrzeug – analysiert. Der Fokus liegt im Folgenden auf einer – möglichst vom Fahrzeug unabhängigen – Identifikation des Einflusses der Weichenparameter. Für ausgewählte Weicheneigenschaften werden ergänzend auch die entsprechenden Beschleunigungen auf Drehgestellebene untersucht.

Der Messpunkt auf Wagenkastenebene befindet sich für beide Fahrzeugmodelle auf dem ersten – für das Drehgestellfahrzeug auch einzigen – Wagenkastenkörper genau über dem Drehzapfen, was durch Abbildung 6.4 nochmals verdeutlicht werde. Ferner entspricht diese Position genau jener in Abbildung 6.1 mit B12 bezeichneten. Darüber hinaus befindet sich ein weiterer in Abbildung 6.4 grün dargestellte Messpunkt am Angriffspunkt der Primärfeder am Drehgestellrahmen rechts vorne.

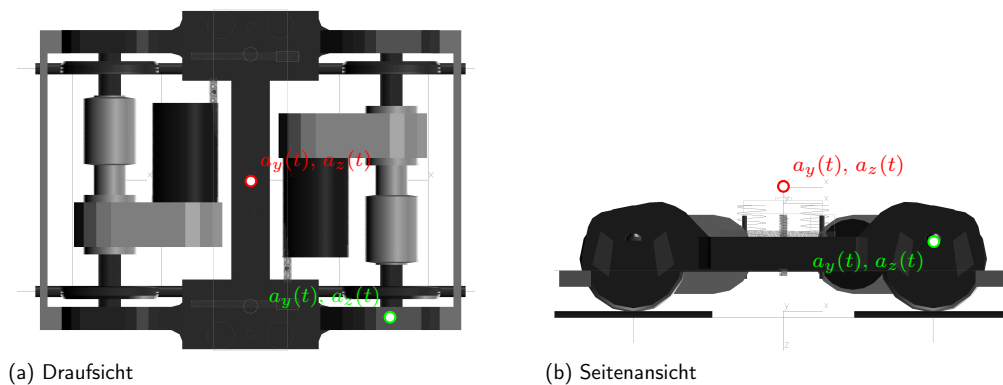


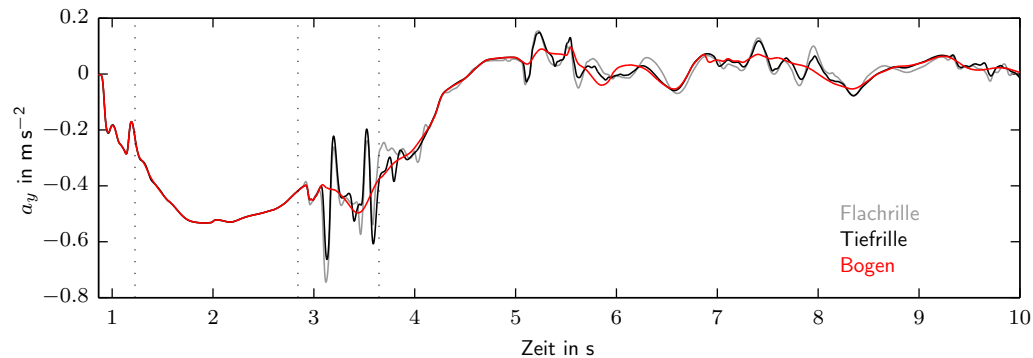
Abbildung 6.4.: Position der Messpunkte für die laterale und vertikale Beschleunigung – $a_y(t)$ bzw. $a_z(t)$ – am Fußboden des Wagenkastens an der Koppelstelle zum führenden Fahrwerk (●) und am Fahrwerk am Primärfederangriffspunkt (●): (a) Draufsicht; (b) Seitenansicht.

Zum Zwecke einer besseren Übersichtlichkeit werde zunächst das Multigelenkfahrzeug und darauffolgend das Drehgestellfahrzeug getrennt voneinander betrachtet und erst in Abschnitt 6.2 verglichen.

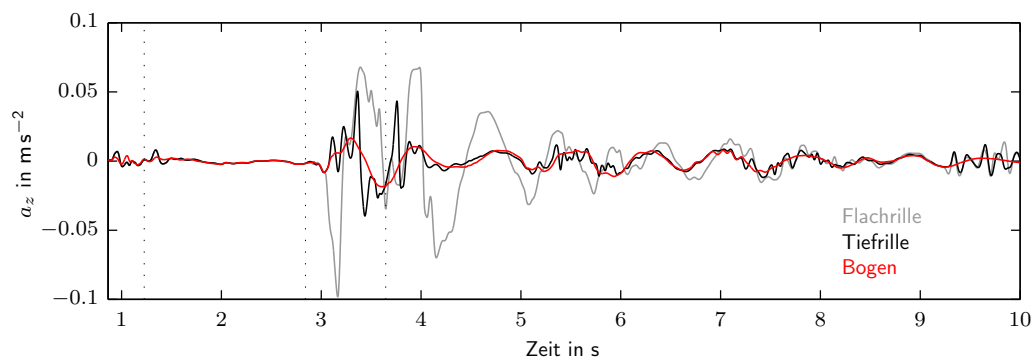
Einerseits zeigen die Abbildungen 6.5 bis einschließlich 6.19 jene für die in Abschnitt 4.5.2 bzw. 4.5.3 beschriebenen Weichenszenarien in Wechselwirkung mit dem Multigelenkfahrzeug erhaltenen Ergebnisse. Andererseits finden sich die entsprechenden Resultate für das Drehgestellfahrzeug in Abbildung 6.20 bis 6.30.

Multigelenkfahrzeug

Die laterale Beschleunigung $a_y(t)$ in Abbildung 6.5(a) betrachtend offenbart sich zunächst die Wirkung der bogeninneren Radlenkerschiene, deren verminderte Rillenbreite einer Führung auf der Spurkranzrückenflanke der entsprechenden Räder bewirkt. Für beide Herzstückformen (Flach- und Tiefrihle) gleichermaßen äußert sich die Kontaktaufnahme zum Zeitpunkt $t \approx 3.1\text{ s}$ als Stoß zwischen den beiden Kontaktpartnern Spurkranzrücken- und Rillenflanke. Bei der Bogendurchfahrt mit konstantem Querschnitt hingegen ist dies nicht der Fall.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.



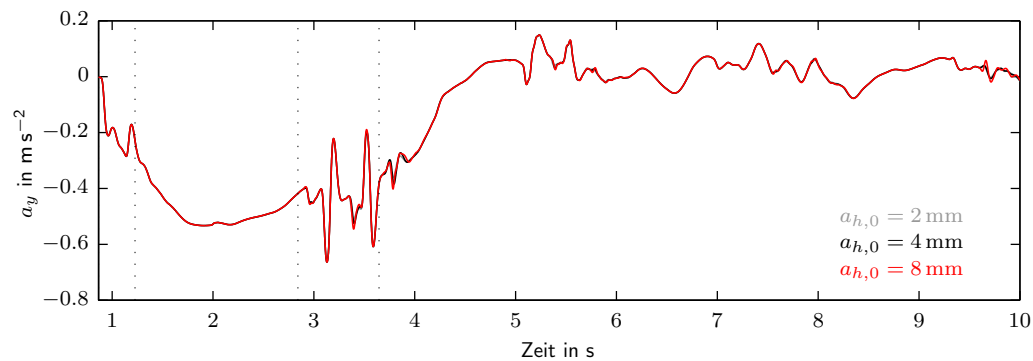
(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.

Abbildung 6.5.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für Flach-, Tiefrihlenweiche und Bogen: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$.

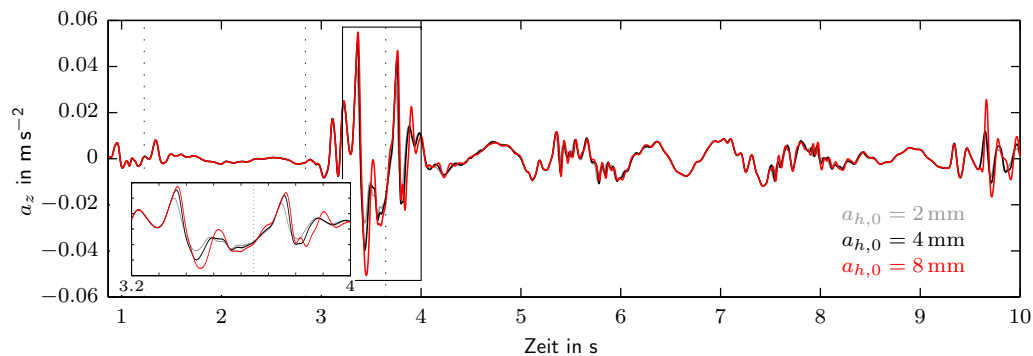
Noch deutlicher tritt der Unterschied zwischen Bogen- und Weichendurchfahrt bei der vertikalen Beschleunigung $a_z(t)$ in Abbildung 6.5(b) zu Tage. Während im Zungenbereich die Variabilität des Schienenprofils entlang des Fahrwegs im Vergleich zu den konstanten Profilen des Bogens nur unmerkliche Abweichungen zur Folge hat, zeigt sich im Kreuzungsbereich doch eine erheblicher Unterschied. Besonders, der Einsatz eines Herzstücks in Flachrillenausführung weist höhere Beschleunigungswerte auf – in Relation zu jenen Werten, welche bei Verwendung eines Tiefrihlenherzstücks auftreten. Diese sind die Konsequenz aus der plötzlichen Stoßbelastung zufolge der Berührung zwischen Spur-

kranzkuppe und Rillenboden zum Zeitpunkt $t \approx 3.05$ s.⁵ Da das Tiefrillenherzstück ohne diese Radanhebung auskommt, existiert in diesem Fall keine so deutliche Störung. Jene zwei Beschleunigungsspitzen bei $t \approx 3.33$ s und $t \approx 3.72$ s sind eine Folge des Kontakts zwischen der Lauffläche des rechten Rades des führenden bzw. nachlaufenden Radsatzes und der Herzstückspitze.

Betreffend unterschiedlicher Herzstückspitzenabsenkungen⁶ werden für die Absenkung $a_{h,0}$ drei repräsentative Werte 2 mm, 4 mm und 8 mm sowie ein Herzstück in Tiefrillenausführung verwendet. Nur so lassen sich mögliche Auswirkungen von $a_{h,0}$ ermitteln. Dabei ergibt sich aus Abbildung 6.6 sowohl für die laterale als auch für die vertikale Beschleunigung ein relativ geringer Einfluss. Lediglich eine Vergrößerung des in Abbil-



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.

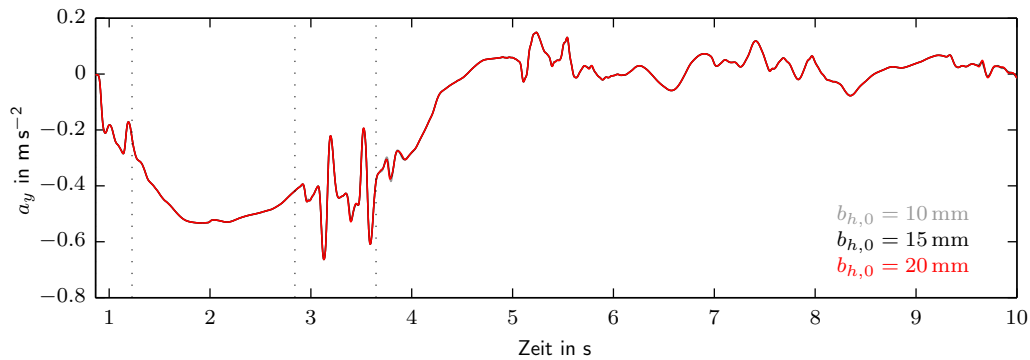
Abbildung 6.6.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Tiefrillenweiche mit unterschiedlichen Herzstückspitzenabsenkungen $a_{h,0}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [3.2, 4]$ s.

dung 6.6(b) eingerahmten Zeitbereichs lässt unwesentliche Unterschiede erkennen. So bewirkt eine größere Spitzenabsenkung und damit ein stärkerer Anstieg der Spitzenhöhe als Funktion der Fahrwegskoordinate etwas größere Beschleunigungsamplituden, was in Abbildung 6.6(b) deutlich erkennbar ist. Insgesamt scheint der Einfluss auf die betrachteten Beschleunigungssignale auf Wagenkastenebene jedoch vernachlässigbar.

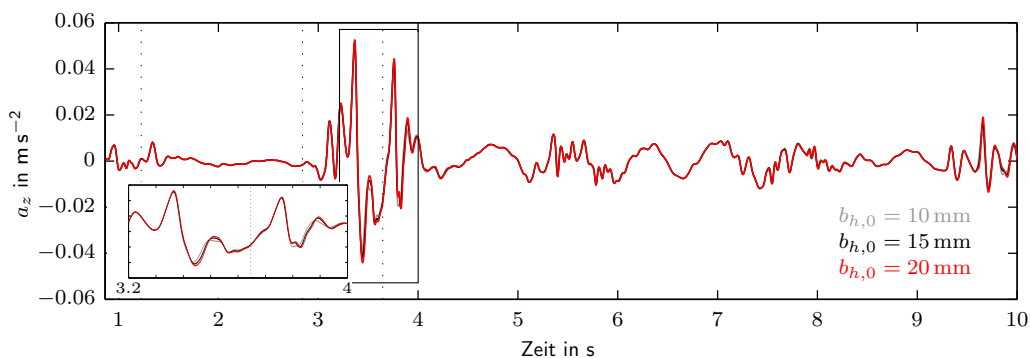
⁵Hierzu vergleiche man etwa den Querschnitt C in Abbildung 3.9 auf Seite 29.

⁶Siehe Abschnitt 4.3.3.

Ein ähnliches Bild zeigt sich bei Betrachtung verschiedener Herzstückspitzenbreiten⁷ $b_{h,0}$ in Abbildung 6.7. Wiederum basiert die Analyse auf der Verwendung der Standard-Tiefriillenweiche, wobei $b_{h,0}$ die Werte 10 mm, 15 mm und 20 mm annimmt. Wie schon zuvor ist ein geringer Unterschied nur durch Vergrößerung des Ausschnitt $t \in [3.2, 4.0]$ s in Abbildung 6.7(b) sichtbar. Eine steigende Spitzenbreite hat bei gleichbleibender Absenkung einen stärkeren Anstieg der Herzstückspitze und damit abermals eine leichte Erhöhung der Beschleunigungspeaks zur Folge.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.



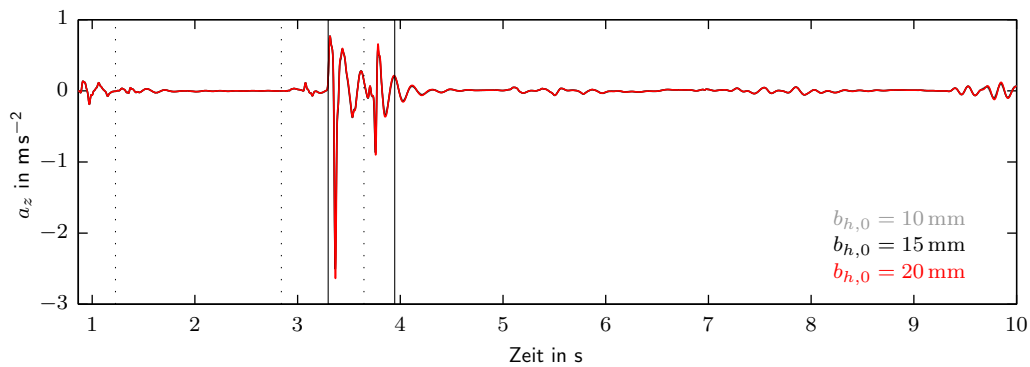
(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.

Abbildung 6.7.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Tiefriillenweiche mit unterschiedlichen Herzstückspitzenbreiten $b_{h,0}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [3.2, 4.0]$ s.

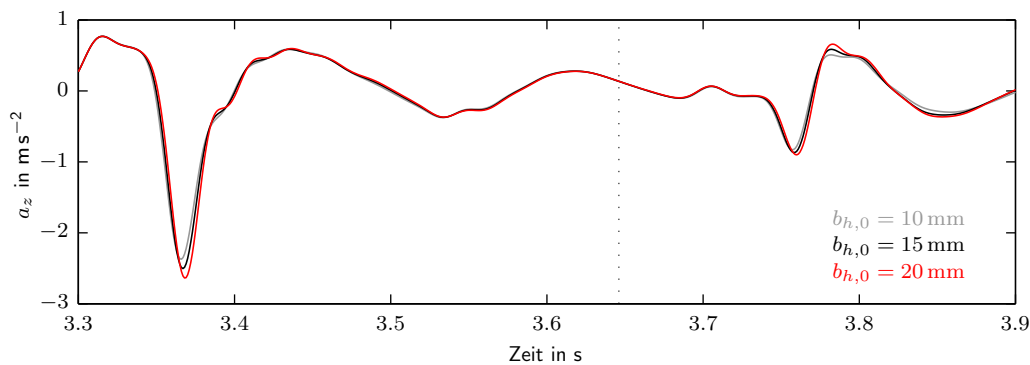
Angemerkt sei, dass der Einfluss der Herzstückspitzenbreite und auch -höhe auf Radsatz- bzw. Drehgestellebene ähnlich, jedoch etwas deutlicher ausfällt, wie Abbildung 6.8 durch eine Darstellung der vertikalen Beschleunigung am entsprechenden Fahrwerksmesspunkt zeigt. Dessen Position ist in Abbildung 6.4 grün gekennzeichnet ist und stimmt mit dem Primärfederangriffspunkt am Fahrwerk des führenden Drehgestells rechts vorne überein.

Anders als bisher stellt Abbildung 6.8(a) die vertikale Beschleunigung im Zeitintervall $t \in [0.86, 10]$ s dar, wohingegen Abbildung 6.8(b) den durch die unterschiedlichen Herzstückspitzenbreiten $b_{h,0}$ am meisten, wenn auch trotzdem kaum beeinflussten Zeitbereich

⁷Siehe Abschnitt 4.3.3.



(a) $a_z(t)$ am drehgestellseitigen Angriffspunkt der Primärfeder zwischen Drehgestellrahmen des führenden Drehgestells und des rechten Rades des vorderen Radsatzes des Multigelenkfahrzeugs, $t \in [0.86, 10]$ s.



(b) $a_z(t)$ am drehgestellseitigen Angriffspunkt der Primärfeder zwischen Drehgestellrahmen des führenden Drehgestells und des rechten Rades des vorderen Radsatzes des Multigelenkfahrzeugs, $t \in [3.3, 3.9]$ s.

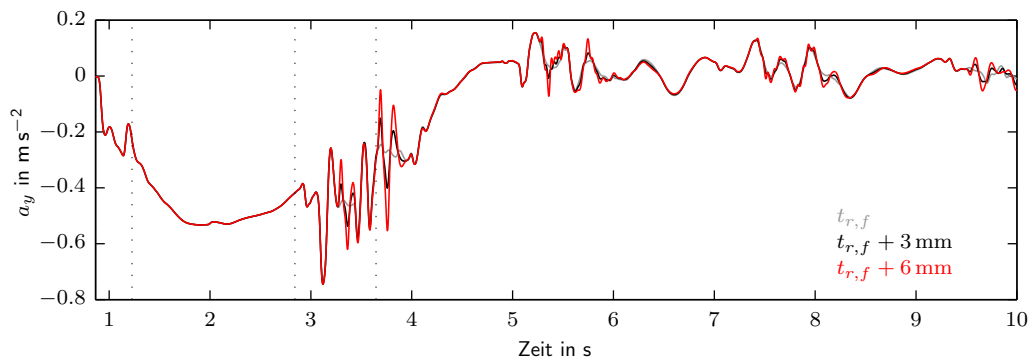
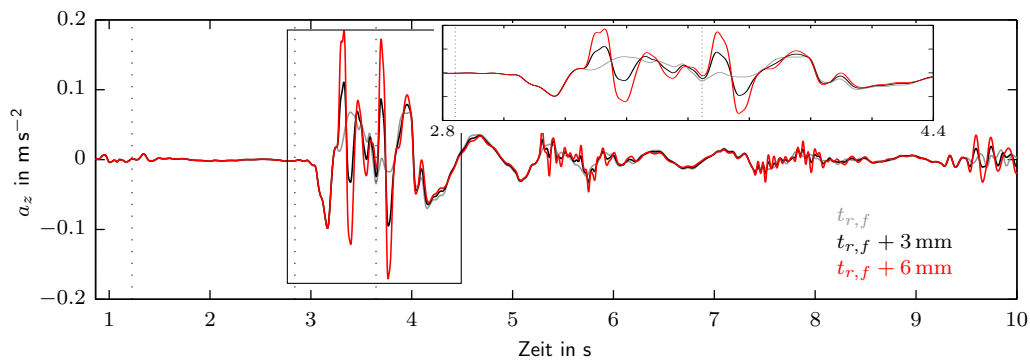
Abbildung 6.8.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler Richtung für die Tiefriillenweiche mit unterschiedlichen Herzstückspitzenbreiten $b_{h,0}$: (a) $a_z(t)$ für $t \in [0.86, 10]$ s; (b) $a_z(t)$ für $t \in [3.3, 3.9]$ s.

zeigt. Auf eine Diskussion der lateralen Beschleunigung wird auf Drehgestellebene verzichtet, da sich die Auswirkungen der Herzstückspitzenbreite bereits auf Wagenkastenebene als nicht maßgeblich erwiesen haben.

Abbildung 6.9 illustriert die Auswirkungen des in Abschnitt 4.5.2 auf Seite 52 beschriebenen Szenarios (Fall A), welches eine spezielle Schädigung des Rillengrunds im Flachrillenherzstück berücksichtigt.

Wie bereits an voriger Stelle erwähnt, sehen sich die auf der Spurkranzkuppe durch den Herzbereich laufenden rechten Räder des Fahrzeugs zufolge des tiefer ausgefahrenen Rillenbodens der linken Schiene des Hauptgleises einer plötzlichen Vergrößerung der Rillentiefe gegenüber. Diese Änderung wird dabei als die Differenz x zwischen der nominalen Flachrillentiefe $t_{r,f}$ ⁸ der Referenzweiche und der ausgefahrenen Rillenschiene mit der Rillentiefe $t_{r,f} + x$, welche von den rechten Rädern während deren Fahrt entlang des Zweiggleises durchquert werden muss, in mm gemessen.

⁸Zur Definition von $t_{r,f}$ vergleiche man Abschnitt 4.3.3.

(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.Abbildung 6.9.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit Rillenschädigung (repräsentiert durch eine kurzzeitig veränderte Rillentiefe $t_{r,f} + x$ mm): (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [2.8, 4.4]$ s.

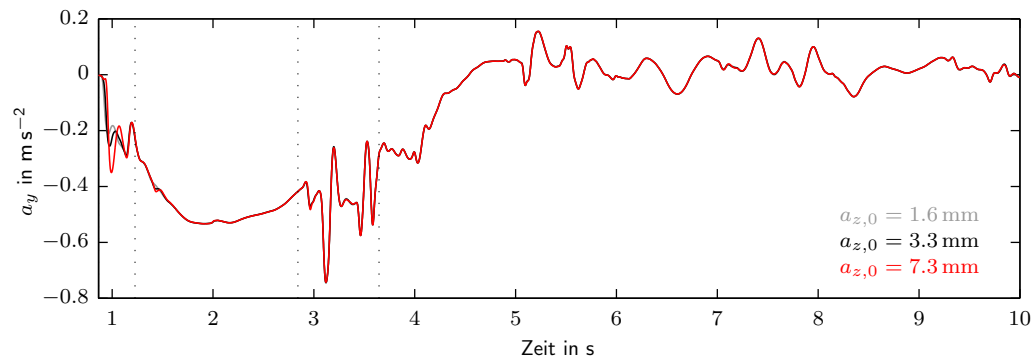
Für die in Abbildung 6.9 dargestellten Simulationsergebnisse werden für diese Rillentiefendifferenz x die Werte 0 mm, 3 mm und 6 mm verwendet, wobei 0 mm der Referenzweiche im Nominalzustand sowie 3 mm und 6 mm jeweils einer moderaten sowie einer stärkeren derartigen Schädigung entsprechen.

Da die auf der rechten Fahrzeugseite liegenden Räder das Herzstück auf deren Spurkranz kuppen durchlaufen, resultiert die plötzliche Rillentiefenänderung in größeren Stoßbelastungen, welche sich hauptsächlich in vertikaler Richtung äußern. Die beiden Peaks der Beschleunigung $a_z(t)$ in Abbildung 6.9(b) bei $t \approx 3.3$ s und $t \approx 3.7$ s etwa fallen mit jenen Zeitpunkten zusammen, zu denen das rechte Rad des führenden bzw. nachlaufenden Radsatzes des ersten Triebdrehgestells das Herzstückzentrum als Kreuzung der beiden Rillenschienen durchfahren. Im Vergleich zur Referenzweiche verdoppeln sich die maximal bzw. minimal auftretenden Beschleunigungsspitzen in etwa.

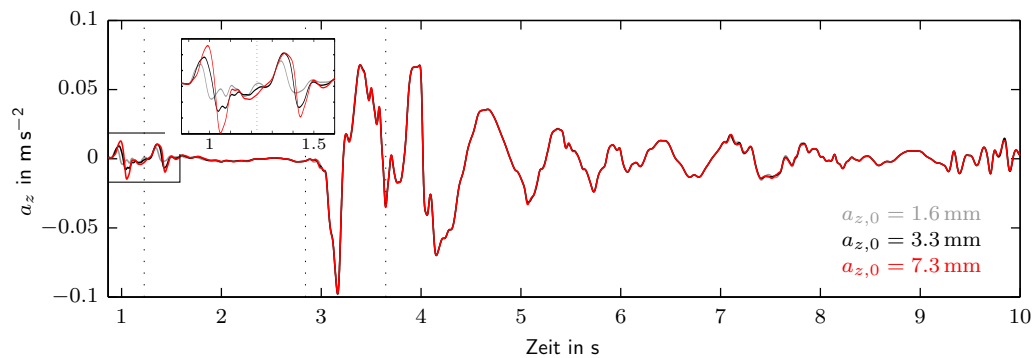
Desweiteren wirken sich auch die Herzstücksüberfahrten der verbleibenden Räder der beiden Lauf- sowie des hinteren Triebdrehgestells zufolge der Rillenschädigung auf die über dem Drehzapfen des vorderen Triebdrehgestells gemessene Beschleunigung $a_z(t)$ aus,

da über die die Wagenkästen verbindenden Gelenke⁹ Kräfte übertragen werden können. Dies wird bei Betrachtung von $a_z(t)$ in Abbildung 6.9(b) während der Intervalle [5.2, 6.0], [7.4, 8.2] und [9.2, 10.0]s klar. Gegenüber unterschiedlichen Herstückerhöhen und -höhen etwa ist der Einfluss dieses Szenarios daher relativ deutlich.

Die Ergebnisse der Weichenüberfahrt für drei unterschiedliche Zungenspitzenabsenkungen sind in Abbildung 6.10 dargestellt. Die Absenkung $a_{z,0}$ ¹⁰, die sich aus einem natürlichen und einem künstlichen Anteil zusammensetzt, nimmt dabei die Werte 1.6 mm, 3.3 mm und 7.3 mm an.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.

Abbildung 6.10.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Zungenspitzenabsenkungen $a_{z,0}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [0.86, 1.6]$ s.

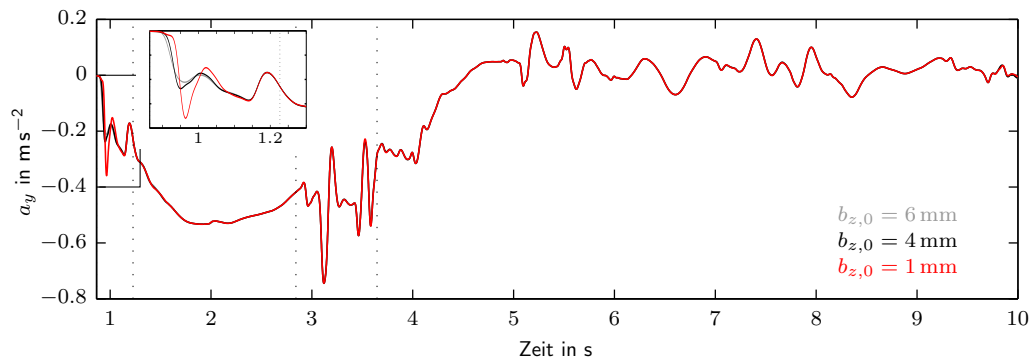
Hinsichtlich der gezeigten lateralen sowie vertikalen Beschleunigungen am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells erweist sich der Einfluss unterschiedlicher Absenkungen im Vergleich zu anderen von der Flachrillenweiche herrührenden Anregungen als unerheblich. Bei genauerer Betrachtung des in Abbildung 6.10(b) vergrößert dargestellten Zeitbereichs, $t \in [0.86, 1.6]$ s, zeigt sich eine klar ersichtliche, obschon in ihrer Größe geringe Tendenz. Jene Beschleunigungsspitzen, welche während

⁹Vgl. Abschnitt 5.1 zur Modellierung des Multigelenkfahrzeugs.

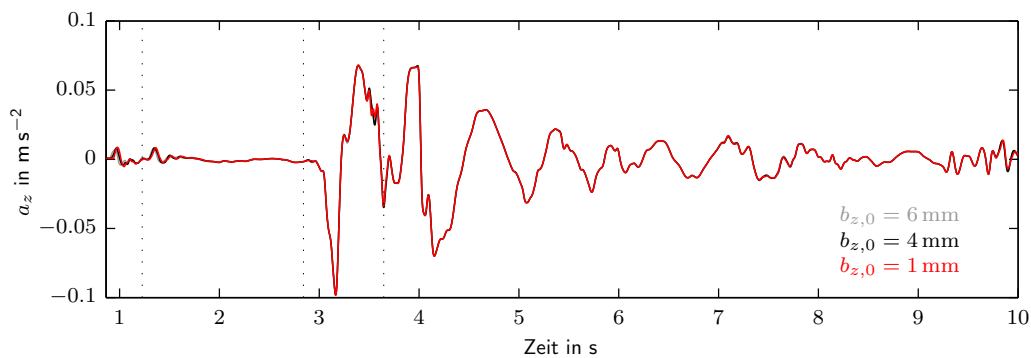
¹⁰Betreffend der genauen Definition der Zungenspitzenabsenkung sei auf Abschnitt 4.3.1 verwiesen.

der Fahrt des führenden Drehgestells durch den Zungenbereich auftreten, wachsen mit steigender Zugenabsenkung an. Dennoch bleiben die Auswirkungen der Zungenspitzenabsenkung als Parameter des Gesamtsystems Weiche relativ gering.

Ähnliches offenbart sich bei Berücksichtigung unterschiedlicher Zungenspitzenbreiten¹¹ $b_{z,0}$ gemessen in der Spurmessebene. Generell ist deren Einfluss ebenso wie jener der Zugenabsenkung gering, wie in Abbildung 6.11 zu sehen ist. Allerdings nimmt die zufolge der Einfahrt des führenden Drehgestells in den Zungenbereich bei $t = 0.95$ s auftretende Beschleunigungsspitze mit sinkender Spitzenbreite an Höhe zu, wie bei Betrachtung des vergrößert gezeigten Ausschnittes in Abbildung 6.11(b) deutlich sichtbar wird.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.

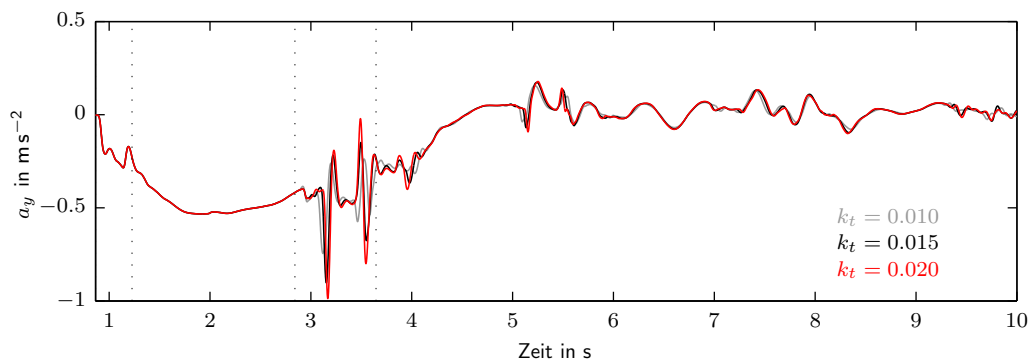
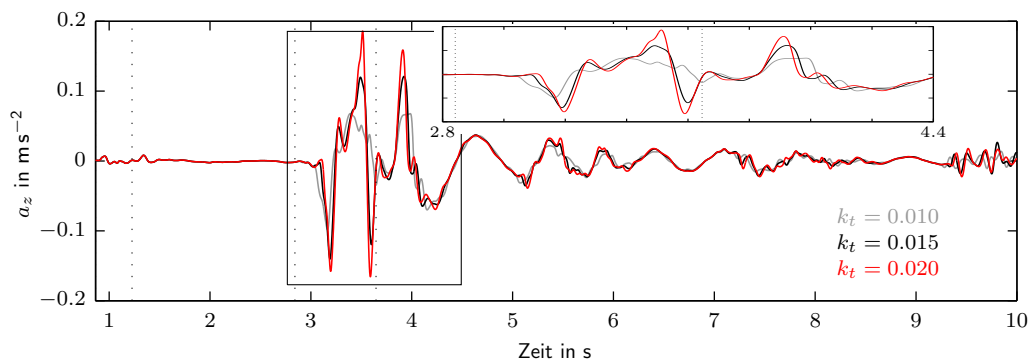


(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.

Abbildung 6.11.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Zungenspitzenbreiten $b_{z,0}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [0.86, 1.3]$ s.

Als nächster Weichenparameter wird der Anstieg k_t der Rillentiefe im Falle der als Referenz verwendeten Flachrillenweiche untersucht. Unterschiedliche Anrampungsgeometrien, welche in diesem Zusammenhang durch k_t Berücksichtigung finden, implizieren einen unterschiedlichen Auflauf der Spurkranzkuppe auf den Rillenboden, was sich vor allem in der in Abbildung 6.12(b) dargestellten Vertikalbeschleunigung niederschlägt. Drei verschiedene Werte werden darin berücksichtigt, $k_t = 0.01, 0.015$ und 0.02 .

¹¹Vgl. Abschnitt 4.3.1.

(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.Abbildung 6.12.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Rillentiefenanstiegen k_t im Herzbereich: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [2.8, 4.4]$ s.

Jene Stoßbelastung zufolge des plötzlich auftretenden Kontakts zwischen Spurkranzkuppe des rechten vorderen Rades des führenden Drehgestells und dem Rillenboden zum Zeitpunkt $t \approx 3.05$ s resultiert in höheren Beschleunigungen. Die Spitzenwerte im Intervall $[2.8, 4.4]$ s verdoppeln sich beinahe bei Implementierung des zweifachen Referenzwertes $k_t = 0.02$.¹² Es lässt sich also ein ähnlich großer Einfluss wie bereits bei jenem Szenario, welches eine bestimmte Art der Rillenschädigung berücksichtigt, feststellen.¹³

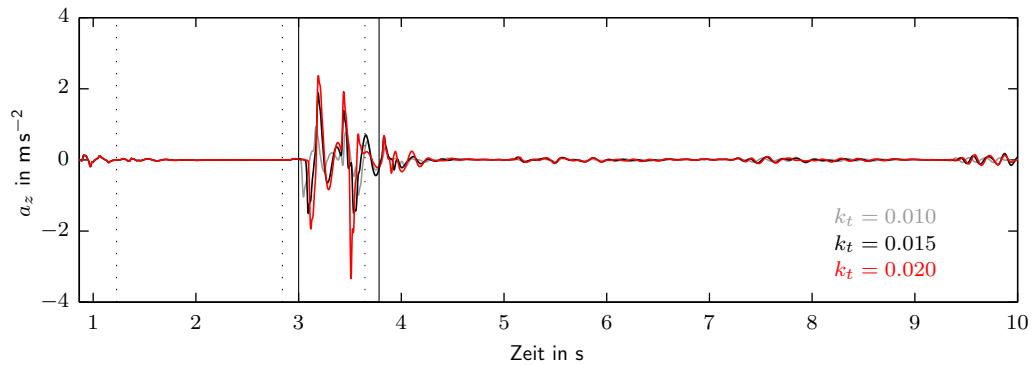
Die deutlich erkennbaren Auswirkungen verschiedener Anrampungen auf die Vertikalbeschleunigung lässt sich dadurch erklären, dass sich der Kontaktpunkt instantan und gänzlich von der Lauffläche auf die Spurkranzkuppe verlagert, wodurch auch die vollständige Radlast ebenso plötzlich von der Spurkranzkuppe alleine abgetragen werden muss. Im Gegensatz dazu ist der Überlauf des Rades von der Flügelschiene auf die Herzstückspitze im Falle einer Tiefrippenweiche hinsichtlich der analysierten Beschleunigungen wesentlich ruhiger, was etwa durch Untersuchung unterschiedlicher Herzstückspitzenablenkungen und -breiten belegt wird.¹⁴

¹²Der Referenzwert beträgt, wie in Abschnitt 4.3.2 festgelegt, $k_t = 0.01$.

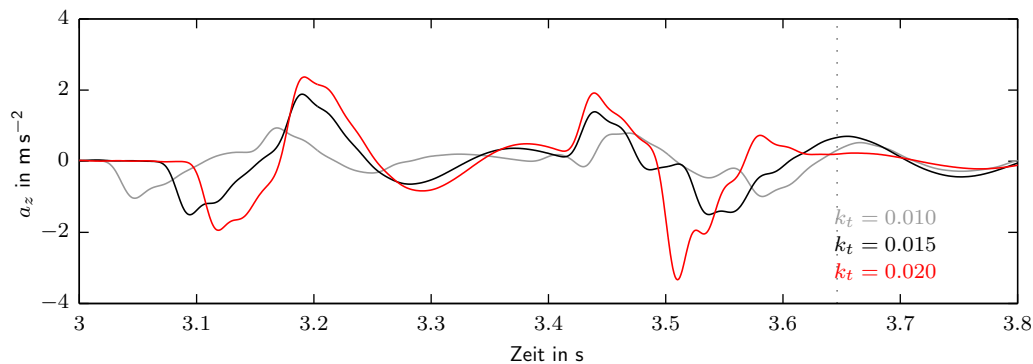
¹³Vgl. Abbildung 6.9.

¹⁴Vgl. Abbildung 6.6 bzw. Abbildung 6.7.

Wie auch schon für die Geometrie der Herzstückspitze in Form deren Breite $b_{h,0}$, werde auch für die betrachteten Anstiege k_t der Rillentiefe die vertikale Beschleunigung auf Drehgestellebene¹⁵ für einen Vergleich beurteilt. Da der Einfluss von k_t maßgeblich die vertikale Beschleunigung betrifft, wird diese in Abbildung 6.13 wiederum über zwei unterschiedliche Zeitbereiche darstellt, wohingegen die laterale Beschleunigung nicht gezeigt wird.



(a) $a_z(t)$ am drehgestellseitigen Angriffspunkt der Primärfeder zwischen Drehgestellrahmen des führenden Drehgestells und des rechten Rades des vorderen Radsatzes des Multigelenkfahrzeugs, $t \in [0.86, 10]$ s.



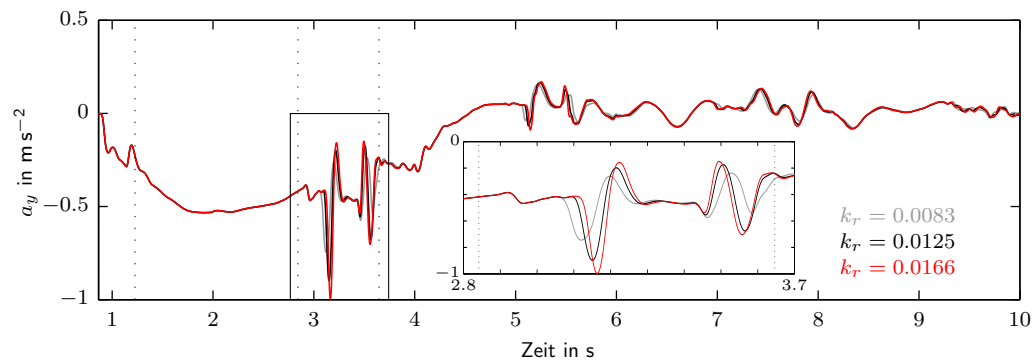
(b) $a_z(t)$ am drehgestellseitigen Angriffspunkt der Primärfeder zwischen Drehgestellrahmen des führenden Drehgestells und des rechten Rades des vorderen Radsatzes des Multigelenkfahrzeugs, $t \in [3.3, 3.9]$ s.

Abbildung 6.13.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Rillentiefenanstiegen k_t im Herzbereich: (a) $a_z(t)$ für $t \in [0.86, 10]$ s; (b) $a_z(t)$ für $t \in [3.0, 3.8]$ s.

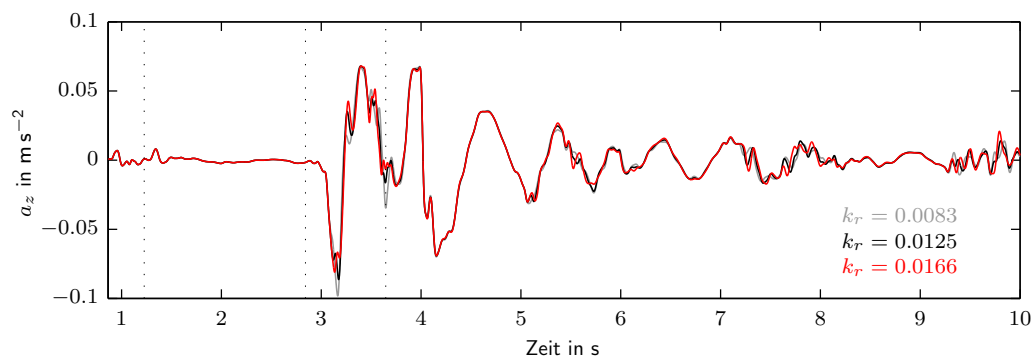
Auch am Messpunkt am Fahrwerk werden die Auswirkungen unterschiedlicher Rillentiefenanstiege deutlich sichtbar und stimmen qualitativ mit jenen auf Wagenkastenebene überein. Lediglich in ihrer Größenordnung unterscheiden sie sich, was insofern klar ist, als dass der Messpunkt genau über am Angriffspunkt der Primärfeder zwischen Drehgestellrahmen und rechtem Rad des führenden Radsatzes positioniert ist. Somit werden auch die wirkenden Beschleunigungsspitzen zufolge des Spurkranzkuppenkontakts in wesentlich stärkerem Ausmaß sichtbar.

¹⁵Der entsprechende Messpunkt ist in Abbildung 6.4b auf Seite 72 gekennzeichnet.

Ebenso wie verschiedene Anstiege der Rillentiefe im Herzbereich werden nun auch einige Rilleneinläufe auf der gegenüberliegenden Radlenkerschiene im Hinblick auf ihren Einfluss auf die betrachteten Beschleunigungen analysiert. Dabei wird der Faktor k_r , welcher gemäß Abschnitt 4.3.4 die lineare Verminderung der Rillentiefe charakterisiert, variiert und nimmt dabei die in Abbildung 6.14 angeführten Werte an. Diese ergeben sich durch das Verhältnis der Differenz der nominellen und der im Radlenker verengten Rillentiefe, $b_{r,n} - b_{r,r,0}$, und der jeweiligen Einlauflänge. Für die Referenzweiche gilt gemäß Tabelle 4.5 auf Seite 46 $b_{r,n} - b_{r,r,0} = 10$ mm. Die Einlaufängen sind dementsprechend 1200 mm, 800 mm und 600 mm, wodurch die in den Legenden von Abbildung 6.14 aufgelisteten Werte vollständig bestimmt sind.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.

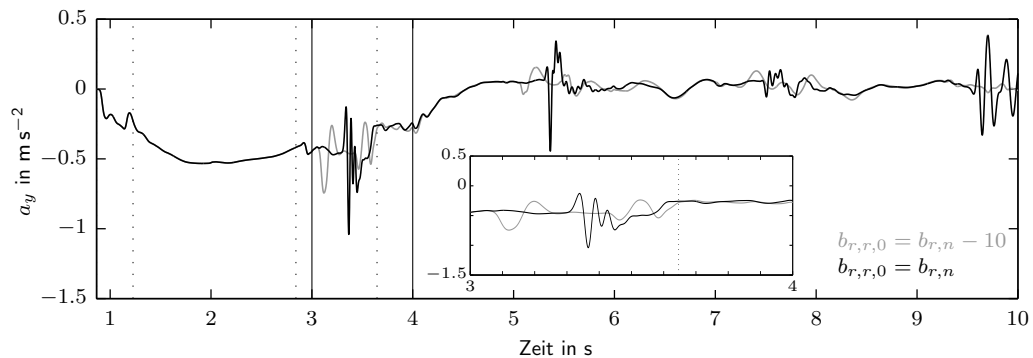
Abbildung 6.14.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Rilleneinläufen k_r der Radlenkerschiene: (a) $a_y(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [2,8, 3,7]$ s; (b) $a_z(t)$.

Klarerweise wird der Einfluss der Rilleneinläufe vor allem in der Lateralbeschleunigung $a_y(t)$ in Abbildung 6.14(a) deutlich. Je größer der Rilleneinlauf, gleichbedeutend mit einer kürzeren Einlauflänge, desto stärker wirkt sich der vom plötzlichen Kontakt zwischen Radlenkerrillenflanke und Spurkranzrückenflanke des linken Rades herführende Stoß auch auf Wagenkastenebene aus, wie der vergrößert dargestellte Zeitbereich zwischen 2,8 s und 3,7 s zeigt.

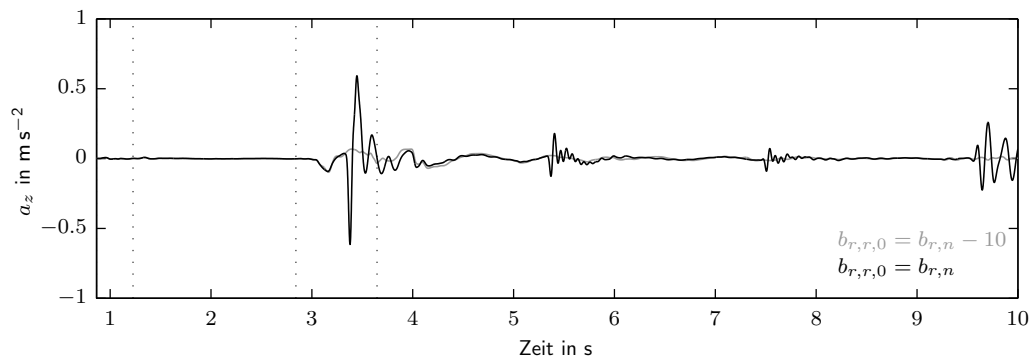
Obschon sich der Radlenker und speziell dessen verringerte Einlaufänge negativ im Sin-

ne einer erhöhten und stärker oszillierenden Querbeschleunigung auswirkt, stellt er dennoch eine notwendige Sicherheitseinrichtung dar, welche auf der gegenüberliegenden Seite einen sicheren Lauf des Rades durch das Herzstück gewährleistet.

Genau um diese Sicherheitsrelevanz zu verdeutlichen wird die Referenzweiche einerseits mit dem nominellen Radlenker und andererseits ohne ein Rillenweitenverengung $b_{r,r,0} = b_{r,n} - 0 \text{ mm}$ – äquivalent zur Absenz eines Radlenkers – ausgestattet. Die Ergebnisse findet man in Abbildung 6.15. Für den Fall keiner Rillenweitenverengung der dem Herzstück gegenüberliegenden Radlenkerschiene resultieren wesentlich höhere Beschleunigungsspitzen – sowohl lateral als auch vertikal – als für die Referenzweiche (grau). Die laterale Beschleunigung $a_y(t)$ in Abbildung 6.15(a) betrachtend, erkennt man zunächst die Absenz des Radlenkers daran, dass einerseits jene beiden Lastwechsel bei etwa $t \approx 3.10 \text{ s}$ und $t \approx 3.47 \text{ s}$ (graue Linie), welche die jeweils maximale Beschleunigungsspitze im Falle der Referenzweiche aufweisen und eine Folge des Kontakts zwischen Spurkranzrückflanke und Rillenflanke auf Wagenkastenebene darstellen (vgl. Abbildung 6.14(a)), nicht existieren.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.

Abbildung 6.15.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Rillenbreiteneinrückungen $b_{r,r,0}$ in der Radlenkerschiene: (a) $a_y(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [3, 4] \text{ s}$; (b) $a_z(t)$.

Dementsprechend tritt auch kein Rückversatz des nach rechts ausgelenkten im Fahrwerk

führenden Radsatzes in Richtung Gleismitte¹⁶ ein. Das rechte Rad wird daher anders als im Falle der Existenz einer ausreichenden Rillenbreitenverengung auch im Herzstück ständig an dessen Spurkranzflanke durch die Fahrflanke der Flügelschiene geführt. Nun aber entfernt sich die Flügelschiene¹⁷ und der damit verbundene Verlust dieser lateralen Führung im Bereich der Herzstücklücke bewirkt eine noch größere Auslenkung des Radsatzes nach bogenaußen. Deshalb stößt das rechte Rad mit dessen Spurkranz an die daraufhin vorhandene Herzstückspitze und steigt kurzzeitig auf diese auf.¹⁸ Dieser Sachverhalt also liefert die Erklärung für die nicht unwesentlich höheren lateralen und vertikalen Beschleunigungsspitzen zum Zeitpunkt $t \approx 3.30$ s beim Fehlen einer den Radlenker charakterisierenden Rillenbreitenverminderung.

Die Betrachtungen für das Multigelenkfahrzeug abschließend berücksichtigt nun Abbildung 6.16 auch die globale Geometrie der Weiche in Form zweier unterschiedlicher Zweiggleisradien. Um eine vernünftige Vergleichbarkeit der lateralen Beschleunigungen zu gewährleisten, basieren die diesen Ergebnissen zugrunde liegenden Simulation auf der Implementierung einer gleichen freien Seitenbeschleunigung $a_q = \frac{v^2}{R}$. Dies erfordert das Anpassen der Fahrgeschwindigkeit v an den jeweils verwendeten Zweiggleisradius.

Die beiden Abbildungen 6.16(a) und 6.16(b) vergleichend lassen sich qualitativ kaum Unterschiede feststellen. Da für beide Fälle $a_q = 0.5 \text{ m s}^{-2}$ gilt, weisen die Bogeneinfahrt im Zungenbereich sowie die sich im Bereich konstanter Querschnitte einstellende Querbesehleunigung eine sehr ähnliche Gestalt auf. Auch die bereits ausreichend besprochenen Peaks¹⁹ zufolge des Kontakts zwischen Radlenker und Spurkranzrückenflanke sind in ihrer Höhe ähnlich ausgebildet. Dies lässt sich durch die Tatsache begründen, dass etwa für den Zweiggleisradius $R = 100 \text{ m}$ eine längere Radlenkergeometrie implementiert ist.²⁰ In Kombination mit erhöhter Fahrgeschwindigkeit ($v = 7.07 \text{ m s}^{-1}$) ergeben sich daher qualitativ und quantitativ vergleichbare Effekte.

Am Rande sei noch erwähnt, dass die beiden Abbildungen 6.16(a) und 6.16(b) aufgrund der unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten auch unterschiedliche Zeitbereiche abbilden. In beiden Fällen gilt jedoch, dass das gezeigte Zeitfenster mit dem Einfahren des führenden Radsatzes in den Zungenbereich beginnt bzw. in etwa mit jenem Zeitpunkt endet, an dem der letzte Radsatz das Herzstück passiert.

Darüber hinaus werden Ergebnisse für die beiden Flachrillenweichen mit den Zweiggleisradien $R = 50 \text{ m}$ (Referenzweiche) und $R = 100 \text{ m}$ bei gleicher Durchfahrtsgeschwindigkeit von, wie auch bisher, $v = 5 \text{ m s}^{-1}$ in Abbildung 6.17 gegenübergestellt. Dabei kennzeichnen die punktierten vertikalen Linien entsprechend der Farbgebung der Legende das Ende des Zungenbereichs sowie den Beginn und das Ende des Kreuzungsbereichs für beide Weichen mit unterschiedlichen Zweiggleisradien.

Die laterale Beschleunigung in Abbildung 6.17(a) betrachtend, wird unmittelbar die sich nach Passieren des Zungenbereichs unterschiedlich einstellende freie Seitenbeschleunigung deutlich. Lässt man diesen aus der gleichen Fahrgeschwindigkeit in Zusammenspiel

¹⁶Vgl. etwa die Darstellung der lateralen Auslenkung des gefesselten Radsatzes in Abbildung 3.8, Seite 28.

¹⁷Hierzu sei auf Abbildung 2.4, Seite 14, verwiesen.

¹⁸Zur Definition des Aufstiegs vgl. etwa [32].

¹⁹Vgl. hierzu etwa die Diskussion von Abbildung 6.5 auf Seite 73.

²⁰Eine längere Radlenkergeometrie bedeutet in diesem Zusammenhang einen geringeren Abnahme der Rillenweite k_r (vgl. Tabelle 4.7).

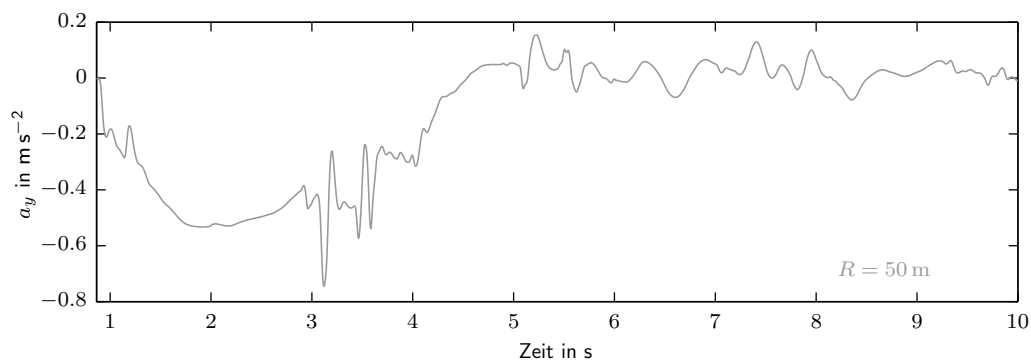
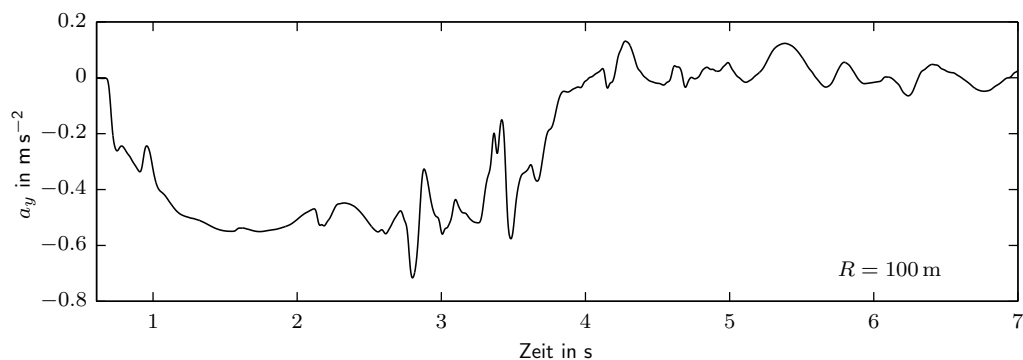
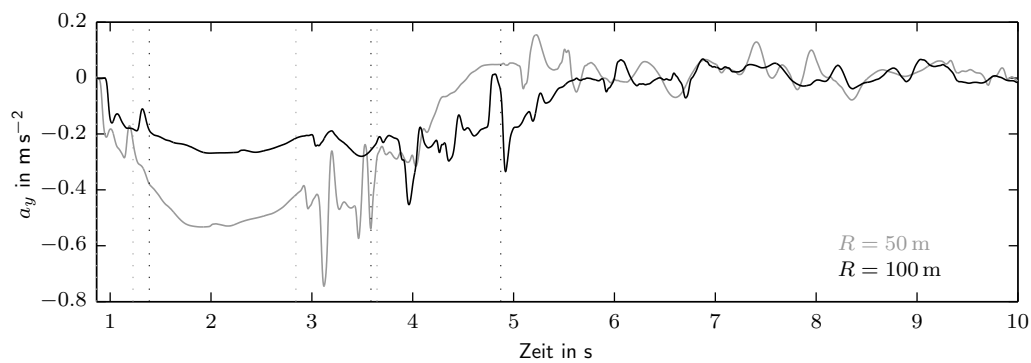
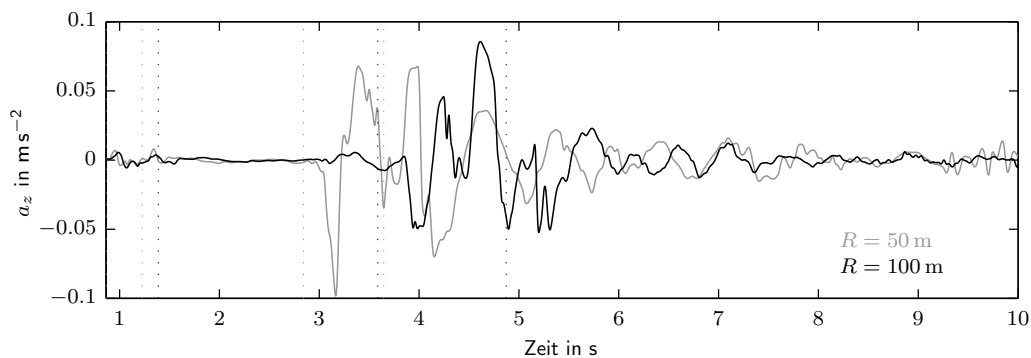
(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.(b) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.

Abbildung 6.16.: Vergleich der Beschleunigungen in lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Zweiggleisradien R bei gleicher freier Seitenbeschleunigung $a_q = 0.5 \text{ m s}^{-2}$: (a) $R = 50 \text{ m}$ bei einer Fahrgeschwindigkeit $v = 5.0 \text{ m s}^{-1}$; (b) $R = 100 \text{ m}$ bei einer Fahrgeschwindigkeit $v = 7.07 \text{ m s}^{-1}$.

mit unterschiedlichen Bogenradien resultierenden Unterschied außer Acht und beurteilt nur die Variationsbreite der durch den Radlenkerkontakt verursachten Peak-to-Peak Werte, so stellt sich unmittelbar heraus, dass diese für den Zweiggleisradius $R = 50 \text{ m}$ größer sind.

Selbiges gilt auch für die in Abbildung 6.17(b) dargestellte Vertikalbeschleunigung. Auch hier ist vor allem der durch den Auflauf des rechten Rades auf den Rillengrund verursachte Spitzenwert deutlicher ausgeprägt. Dies steht wiederum in engem Zusammenhang mit der Tatsache, dass die Weichenlänge für den Zweiggleisradius $R = 100 \text{ m}$ größer ausgeführt ist und somit zum einen auch eine größere Länge für die Ausführung der Anrampungsgeometrie²¹ zur Verfügung steht sowie zum anderen ein ruhigerer Überlauf von der Lauffläche des Rades auf dessen Spurkranzkuppe gewährleistet werden kann. Diese Tatsache spricht dafür, dass die bisher untersuchten als lokalen Weicheneigenschaften bezeichneten Parameter einen entscheidenderen Einfluss besitzen als beispielsweise der

²¹Diese größere Länge der Anrampungsgeometrie übersetzt sich wiederum in einen flacheren Rillentiefanstieg k_f , wie ein Vergleich des in Tabelle 4.7 aufgelisteten Wertes mit jedem für die Referenzweiche deutlich macht.

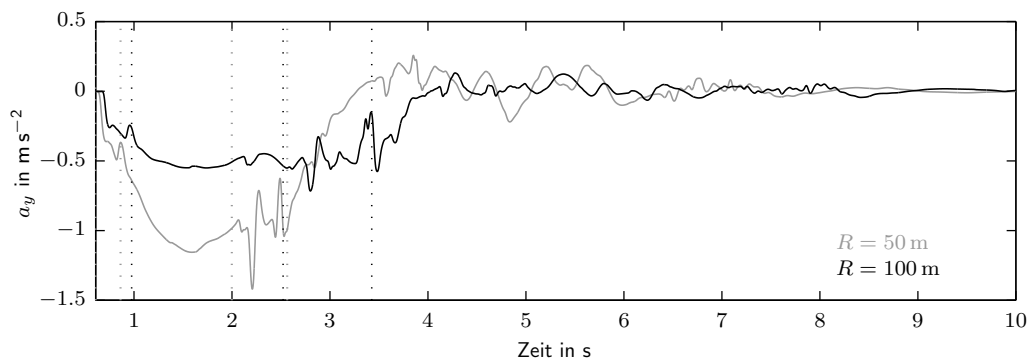
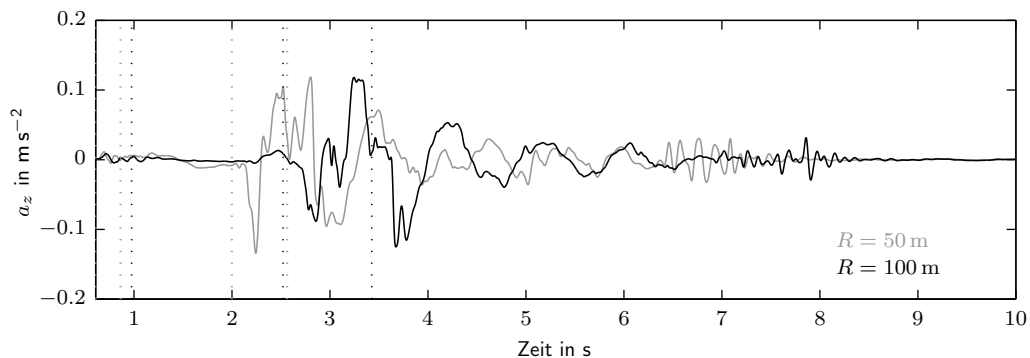
(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.Abbildung 6.17.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Zweiggleisradien R bei gleicher Fahrgeschwindigkeit $v = 5 \text{ m s}^{-1}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$.

Zweiggleisradius, was wiederum aus Sicht des Autors die Fokussierung auf eine Referenzweiche mit definierten globalen Eigenschaften (Zweiggleisradius, Kreuzungswinkel, etc.) rechtfertigt.

Im Folgenden soll noch weiter erörtert werden, wie sich eine erhöhte Geschwindigkeit auf die beurteilten Beschleunigungen in lateraler und vertikaler Richtung auf Wagenkasten- und ergänzend auf Drehgestellebene auswirkt.

Hierzu werden Ergebnisse für die beiden unterschiedlichen Zweiggleisradien zusätzlich bei einer Fahrgeschwindigkeit $v = 7.07 \text{ m s}^{-1}$ gegenübergestellt. Während dieser Geschwindigkeitswert für $R = 100 \text{ m}$ – wie bereits angemerkt – eine freie Seitenbeschleunigung von $a_q = 0.5 \text{ m s}^{-2}$ bedeutet, verdoppelt sich a_q im Falle von $R = 50 \text{ m}$. In Analogie zu Abbildung 6.17 zeigt Abbildung 6.18 die laterale und vertikale Beschleunigung für die beiden Zweiggleisradien bei nunmehr auf 7.07 m s^{-1} erhöhter Geschwindigkeit.

Wie schon bei einem entsprechenden Vergleich mit einer Geschwindigkeit von 5 m s^{-1} (siehe Abbildung 6.17) zeigt sich auch in Abbildung 6.18 der Einfluss des Zweiggleisradius. Zum einen stellt sich für $R = 50 \text{ m}$ nach Durchfahrt des Zungenbereichs, dessen Ende wiederum für beide Radien entsprechend der Farbe in der Legende durch die punktierten

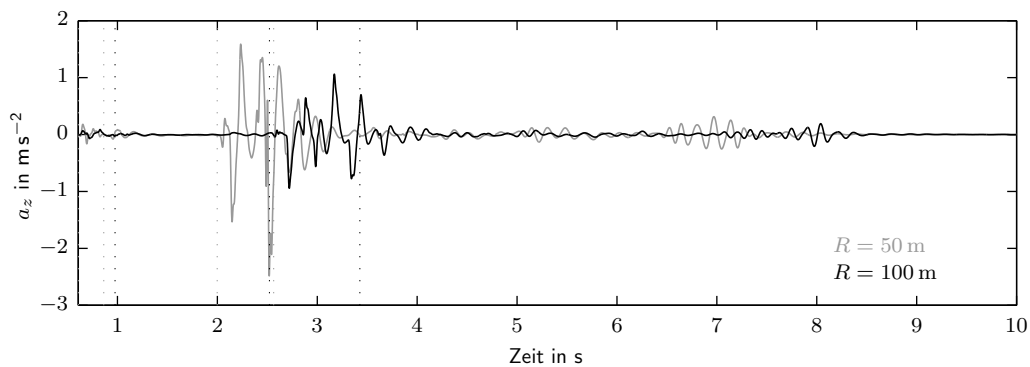
(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Multigelenkfahrzeugs.Abbildung 6.18.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Zweiggleisradien R bei gleicher Fahrgeschwindigkeit $v = 7.07 \text{ m s}^{-1}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$.

vertikalen Linien gekennzeichnet ist, in etwa die doppelte laterale Beschleunigung ein, wie in Abbildung 6.18(a) klar ersichtlich ist. Zum anderen sind die Peak-to-Peak Werte für den kleineren Zweiggleisradius deutlich größer, was mit der hinsichtlich seiner Länge veränderten Einlaufgeometrie der Rillenweitenverengung im Radlenkerbereich begründet werden kann.

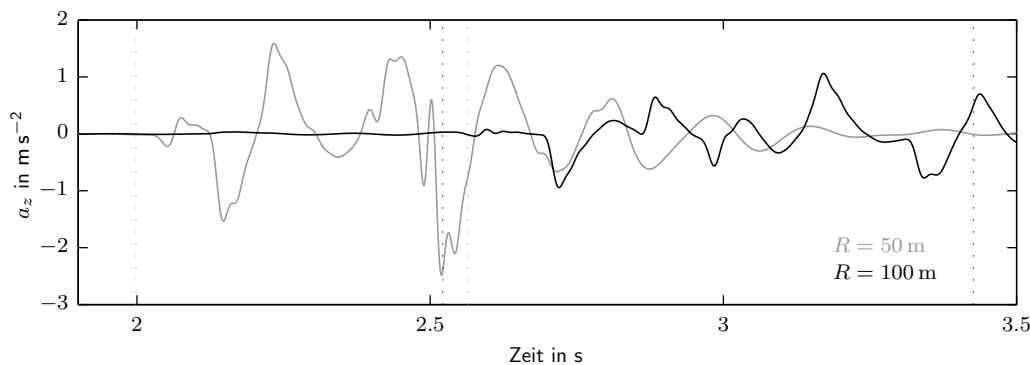
Ein ähnliches Bild zeigt sich bei Betrachtung der entsprechenden vertikalen Beschleunigungen in Abbildung 6.18(b). Wiederum ist der durch den Flachrillenkontakt verursachte Beschleunigungspeak für den Weichenradius 50 m ($t \approx 2.25 \text{ s}$) in seiner Ausprägung deutlicher, was mit der in der Diskussion zu Abbildung 6.17 dargelegten Begründung einhergeht. Ein Quervergleich von Abbildung 6.18(b) und Abbildung 6.17(b) zeigt auch ohne eine direkte Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse für die beiden unterschiedlichen Überfahrtsgeschwindigkeiten ($v = 5 \text{ m s}^{-1}$ und 7.07 m s^{-1}) der Referenzweiche ($R = 50 \text{ m}$), dass die Spitzenwerte maßgeblich mit der Geschwindigkeit zunehmen.

Um ein noch deutlicheres Bild des Einflusses des Zweiggleisradius zu gewinnen, stellt Abbildung 6.19 die Vertikalbeschleunigung an dem auf Drehgestellebene positionierten Messpunkt gemäß Abbildung 6.4 auf Seite 6.4 dar. Auch auf Drehgestellebene weisen die Ergebnisse für den Radius $R = 50 \text{ m}$ wesentlich größere Peak-to-Peak Werte auf. Dies

betrifft vor allem den in Abbildung 6.19(b) vergrößert dargestellten Zeitbereich zwischen 1.9 s und 3.5 s.



(a) $a_z(t)$ am drehgestellseitigen Angriffspunkt der Primärfeder zwischen Drehgestellrahmen des führenden Drehgestells und des rechten Rades des vorderen Radsatzes des Multigelenkfahrzeugs, $t \in [0.61, 10]$ s.



(b) $a_z(t)$ am drehgestellseitigen Angriffspunkt der Primärfeder zwischen Drehgestellrahmen des führenden Drehgestells und des rechten Rades des vorderen Radsatzes des Multigelenkfahrzeugs, $t \in [1.9, 3.5]$ s.

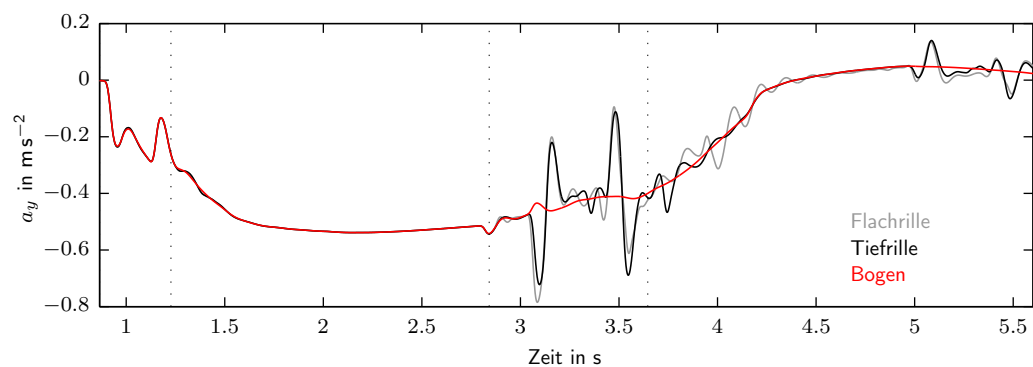
Abbildung 6.19.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Zweiggleisradien R bei gleicher Fahrgeschwindigkeit $v = 7.07 \text{ m s}^{-1}$: (a) $a_z(t)$ für $t \in [0.61, 10]$ s; (b) $a_z(t)$ für $t \in [1.9, 3.5]$ s.

Drehgestellfahrzeug

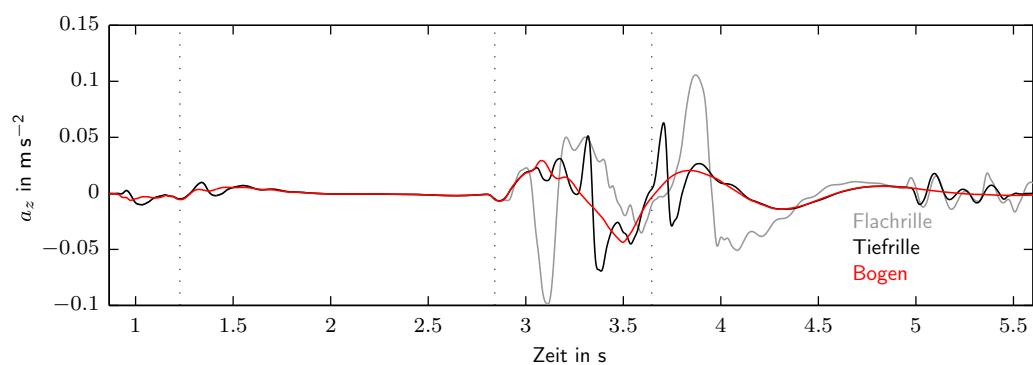
Nun dient das Modell des Drehgestellfahrzeugs – anders als im Abschnitt zuvor, welcher sich in analoger Weise der Diskussion der Ergebnisse für das Multigelenkfahrzeug widmet – als Eingangsgröße für die Simulationen. Oberbauseitig werden wiederum die bereits ausreichend erklärten Weichenzustände betrachtet. Zu beachten ist, dass das im Folgenden dargestellte Zeitintervall $t \in [0.86, 5.6]$ s jenen Bereich umfasst, während dessen beide Drehgestelle die Weiche – von der Zunge bis zum Weichenende – passieren. Diese Wahl erscheint sinnvoll, da die Reaktion des Fahrzeugs auf die Anregung Weiche untersucht wird und dementsprechend der relevante Zeithorizont deutlicher dargestellt werden kann. Ferner sei darauf hingewiesen, dass die in Abhängigkeit der unterschiedlichen Weichenparameter auftretenden Phänomene auf Basis einer Betrachtung der Be-

schleunigungssignale nicht noch einmal detailliert dargelegt werden, sofern diese schon im Abschnitt zuvor erklärt sind. Es werde lediglich auf Gemeinsamkeiten und Unterschiede eingegangen.

Abbildung 6.20 zeigt auch im Falle des Drehgestellfahrzeugs den klar ersichtlichen Einfluss der Weiche in Flach- und Tiefrillenausführung im Gegensatz zur Bogenfahrt mit konstantem Schienenquerschnitt. Hinsichtlich der Vertikalbeschleunigung, welche an der in Abbildung 6.4 festgelegten Position auf Wagenkastenebene gemessen wird, erweist sich die Flachrillenweiche wie schon zuvor durch den Kontakt zwischen Spurkranzkupe und Rillenboden als besonders einflussreich. Ebenso offenbart sich der Radlenkerstoß bei Betrachtung der lateralen Beschleunigung in Abbildung 6.20(a), was aber bereits im Falle des Multigelenkfahrzeugs genauer dargelegt ist und deshalb an dieser Stelle nicht noch einmal wiederholt werde.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

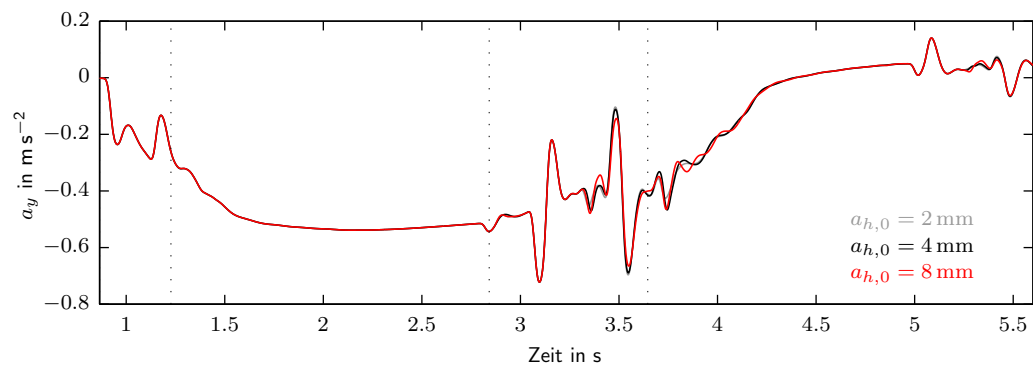
Abbildung 6.20.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für Flach-, Tiefrillenweiche und Bogen: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$.

Die auftretenden vertikalen Beschleunigungspitzen sind etwas deutlicher ausgeprägt, wie ein Vergleich mit Abbildung 6.5 (Seite 73) beweist. Während der ins Negative weisende Peak bei $t \approx 3.1$ s circa dieselbe Größe besitzt, weist jener bei $t \approx 3.9$ s doch einen in etwa doppelt so großen Wert auf.

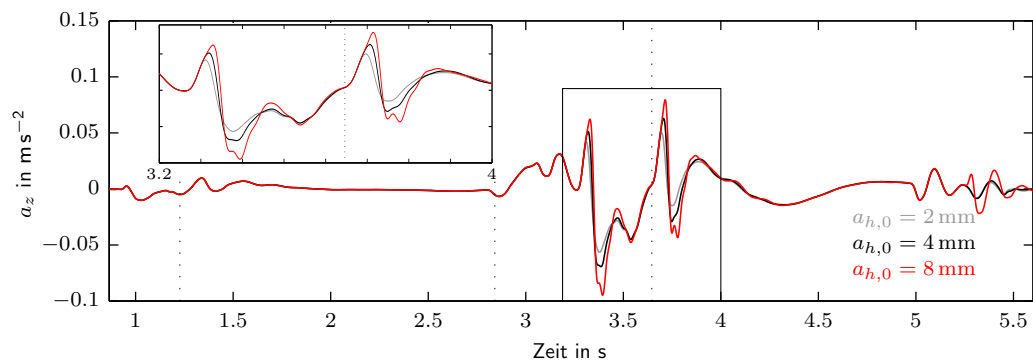
Dennoch sind die Unterschiede generell eher gering, was darauf hindeutet, dass im vorliegenden Fall der Einfluss der Weiche selbst für die Wechselwirkung Fahrzeug/Fahrweg ein nicht zu vernachlässigender ist. Die Frage, welchen Einfluss einzelne Fahrzeugparameter haben, wird hier nicht erörtert, sollte aber in zukünftigen Untersuchungen berücksichtigt werden. Vielmehr zielt diese Arbeit darauf ab, Tendenzen aufzuzeigen, welche Weichenparameter – möglichst fahrzeugunabhängig – eine Rolle hinsichtlich der dargestellten als auslegungsrelevant geltenden Beschleunigungen spielen.

Ebenso, wie bereits bei der Analyse der Ergebnisse des Multigelenkfahrzeugs angemerkt, spielen die betrachteten Herzstückparameter, die Spitzenabsenkung sowie die Spitzenbreite, eine untergeordnete Rolle hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die translatorischen Beschleunigungen am betrachteten Messpunkt²².

Bei Betrachtung von Abbildung 6.21(b) jedoch – im Speziellen des Zeitbereichs $t \in$



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

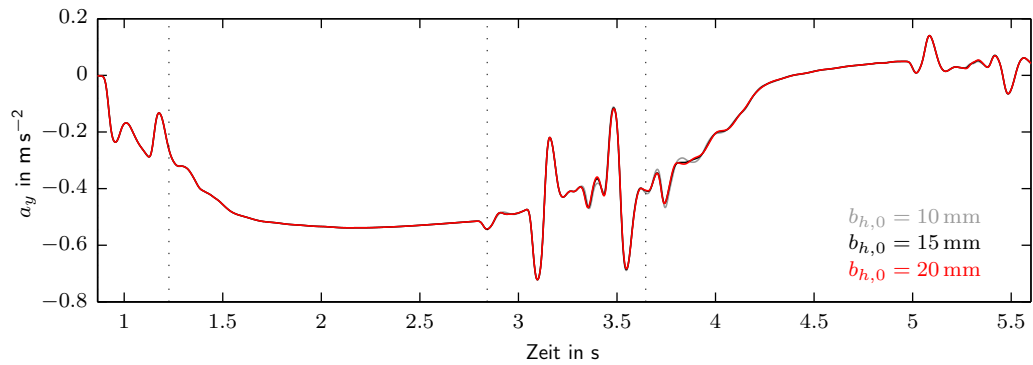
Abbildung 6.21.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Tiefrillenweiche mit unterschiedlichen Herzstückspitzenabsenkungen $a_{h,0}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [3, 4]$ s.

$[3,2, 4,0]$ s – ist wiederum festzustellen, dass – in Übereinstimmung mit Abbildung 6.6(b) (Seite 90) – größere Absenkungen der Herzstückspitze auch größere Beschleunigungspeaks zur Folge haben. Vor allem für die größte betrachtete Absenkung, $a_{h,0} = 8$ mm,

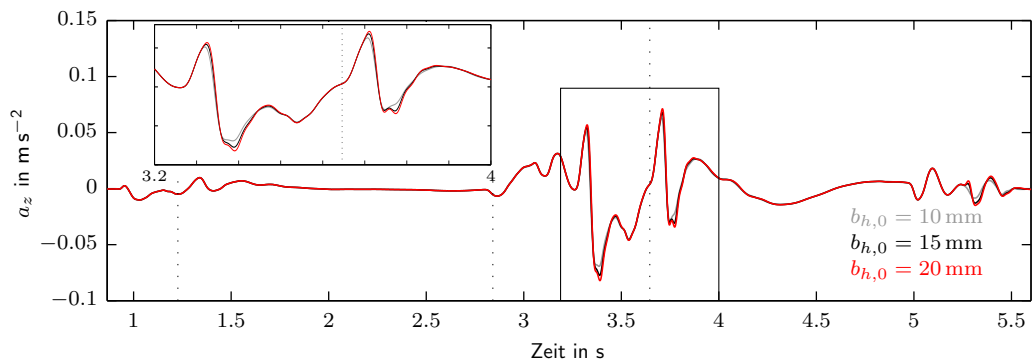
²²Siehe Abbildung 6.4.

fallen diese bei Überfahrt des Drehgestellfahrzeugs beobachtbaren Spitzenwerte etwas höher aus als für das zuvor betrachtete Modell des Multigelenkfahrzeugs.

Noch geringer sind die Auswirkungen auf die Beschleunigungen für den Fall unterschiedlicher Herzstückspitzenbreiten $b_{h,0}$, wie Abbildung 6.22 zeigt. Hinsichtlich einer besseren Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen für das Multigelenkfahrzeug werden auch an dieser Stelle die drei ausgewählten Werte 10 mm, 15 mm und 20 mm für $b_{h,0}$ verwendet.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



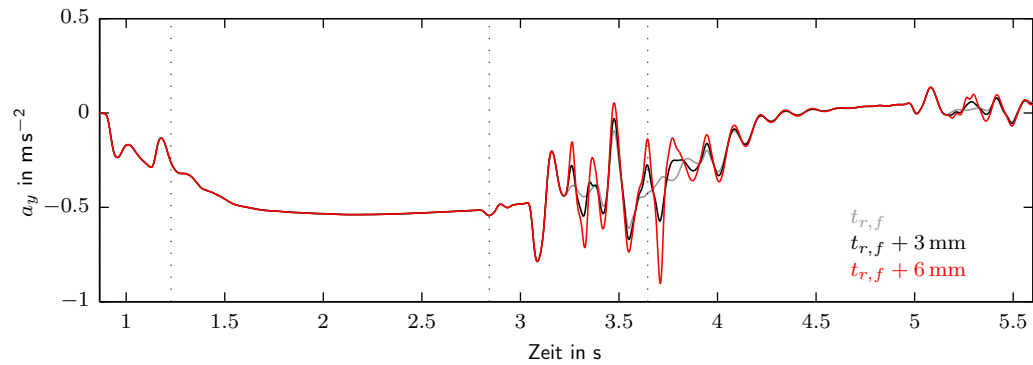
(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

Abbildung 6.22.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Tiefrillenweiche mit unterschiedlichen Herzstückspitzenbreiten $b_{h,0}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [3.2, 4.0]$ s.

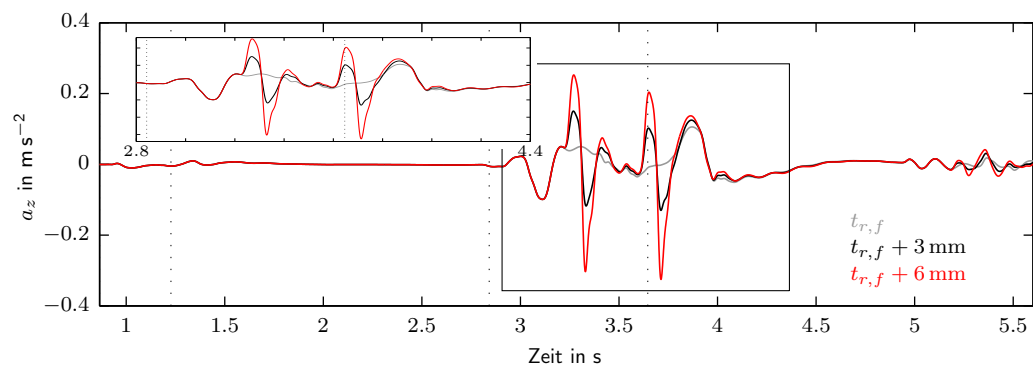
Der auf Wagenkastenebene schwach ausgebildete Einfluss kann aber auch schon bei Verwendung des Multigelenkfahrzeugs beobachtet werden und soll daher nicht weiter diskutiert werden.²³ Wieder sei jedoch darauf hingewiesen, dass dieser Einfluss mit zunehmender Nähe der betrachteten fahrzeugseitigen Schwingungsebene (Fahrwerk- und Radsatzebene) am Oberbau etwas ausgeprägter ist. Die Höhe der Ausprägung ist selbstverständlich abhängig von der Fahrzeugkonstruktion, der Fahrzeugabstimmung und den Fahrzeugparametern, welche in dieser Arbeit – abgesehen von der unterschiedlichen Ausführung der Wagenkastenstruktur – konstant gehalten werden.

²³Vgl. Abbildung 6.7.

Für das in Abschnitt 4.5.2 beschriebene Schädigungsszenario einer tiefer ausgefahrenen Rille, welche von den auf der rechten Fahrzeugseite eingebauten Rädern im Kreuzungsbereich von Haupt- und Zweiggleis durchquert wird und eine vergrößerte Rillentiefe von $t_{r,f} + x$ besitzt ($x = 0 \text{ mm}$, 3 mm und 6 mm), ergeben sich wiederum maßgeblich erhöhte Beschleunigungswerte. Im Vergleich zur Flachrillenweiche mit nicht beschädigtem Rillenboden verdreifachen sich die auftretenden vertikalen Beschleunigungsspitzen im Falle eines starken Rillenbodenverschleißes, wie etwa in Abbildung 6.23 zu erkennen ist.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

Abbildung 6.23.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit Rillenschädigung (repräsentiert durch eine kurzzeitig veränderte Rillentiefe $t_{r,f} + x \text{ mm}$): (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [2,8, 4,4] \text{ s}$.

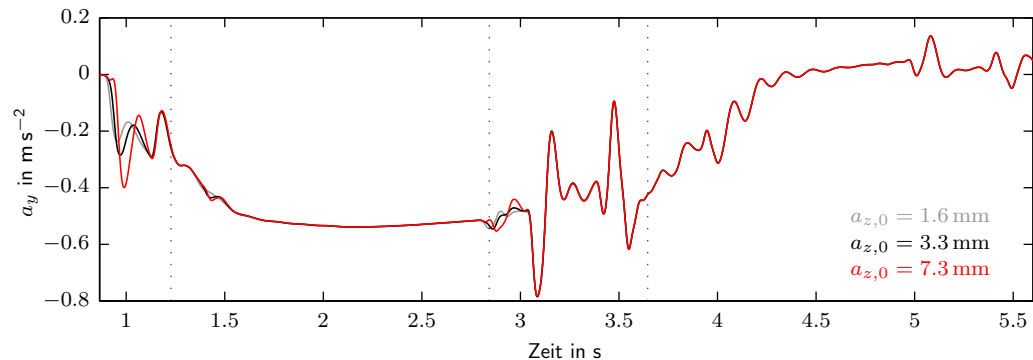
Die bereits bei der Untersuchung des Multigelenkfahrzeug in Wechselwirkung mit dieser Art der Schädigung einer Flachrillenweiche²⁴ beobachteten Einflüsse sind qualitativ sehr ähnlich, wenngleich sie sich in ihrer Größe doch unterscheiden. Die beiden Maximalwerte bei $t \approx 3,3 \text{ s}$ und $t \approx 3,7 \text{ s}$ sind – bezogen auf jene beim Multigelenkfahrzeug auftretenden – für das Drehgestellfahrzeug etwa um 20 bis 30% höher. Die jeweils darauffolgenden minimalen vertikalen Beschleunigungen dieser beiden Schwingungen sind mehr als ($t \approx 3,4 \text{ s}$) bzw. beinahe ($t \approx 3,8 \text{ s}$) doppelt so groß.

Viel wichtiger als diese Feststellung ist jedoch die beobachtbare qualitative Übereinstim-

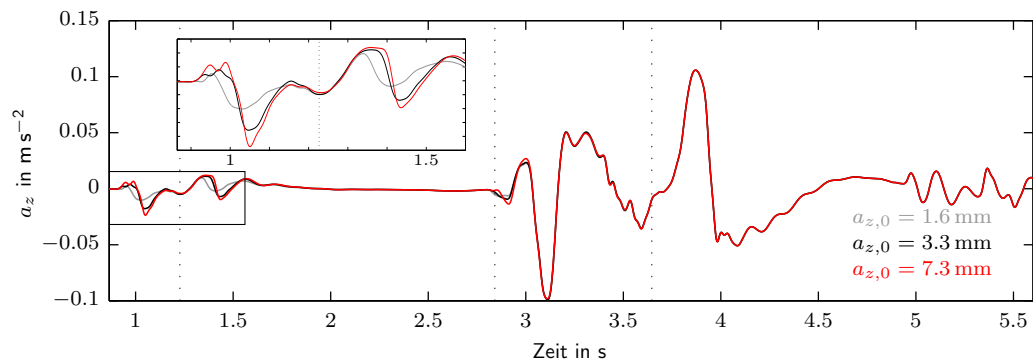
²⁴Vgl. Abbildung 6.9.

mung der Ergebnisse für das Multigelenk- und das Drehgestellfahrzeug und die Tatsache, dass sich die Auswirkungen der untersuchten Weichenparameter relativ zueinander als ähnlich erweisen.

Dies gilt auch für die betrachteten Zungenschieneparameter, die Absenkung $a_{z,0}$ sowie die Breite $b_{z,0}$, wie nachfolgend in Abbildung 6.24 bzw. 6.25 gezeigt wird.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



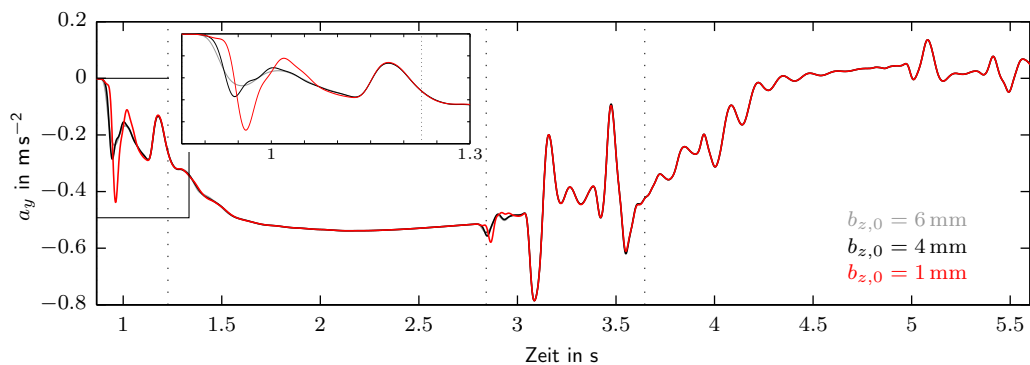
(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

Abbildung 6.24.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Zungenspitzenabsenkungen $a_{z,0}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [0,86, 1,6]$ s.

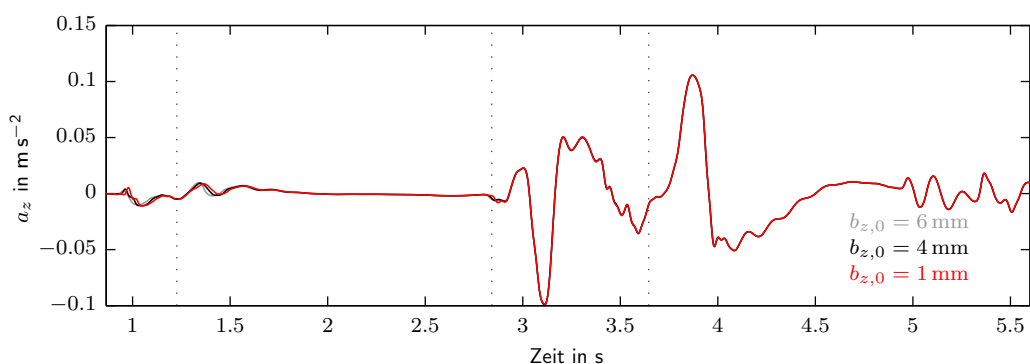
Zum einen etwa ist – die Anregung Weiche als Gesamtes betrachtend – der Einfluss der Zungenspitzenabsenkung wiederum nicht maßgeblich. Dennoch geht aus Abbildung 6.24, speziell im vergrößert dargestellten Zeitfenster $t \in [0,86, 1,6]$ s im Teil (b), erneut hervor, dass die Vertikalbeschleunigung zufolge größerer Absenkungen zunimmt. Die bei $t \approx 1$ s und $t \approx 1,4$ s in der Vergrößerung in Abbildung 6.24(b) zu erkennenden Peaks verdoppeln sich bei Implementierung einer Absenkung $a_{z,0} = 7,3$ mm anstatt $a_{z,0} = 1,6$ mm. Diese beiden Schwingungen resultieren aus dem Überlauf der beiden rechten Räder im führenden Drehgestell von der Backenschiene auf die Zungenschiene und dem mit dieser Kontaktpunktverlagerung verbunden Radlastübertrag.

Betont werde an dieser Stelle, dass diese Feststellungen auch im Falle der Untersuchungen

für das Multigelenkfahrzeug zutreffen.²⁵



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

Abbildung 6.25.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Zungenspitzenbreiten $b_{z,0}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [0.86, 1.3]$ s.

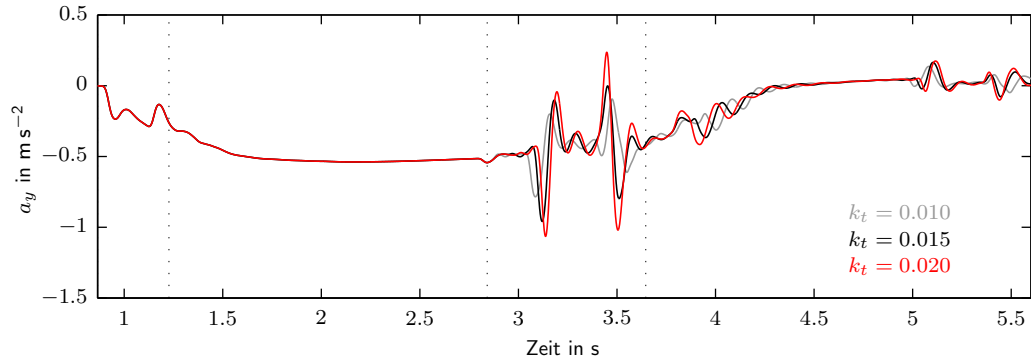
Zum anderen erweist sich auch für das Drehgestellfahrzeug eine veränderte Zungenspitzenbreite als nicht unbedingt wesentlich hinsichtlich der Beurteilung des Einflusses unterschiedlichster Weichenparameter auf die lateral und vertikal während der Weichendurchfahrt wirkende Beschleunigung auf Wagenkastenebene.

Ausschließlich bei der Weicheneinfahrt zwischen $t = 0.86$ s und $t = 1.2$ s werden die Auswirkungen auf die laterale Beschleunigung deutlich, wie Abbildung 6.25(a) zu zeigen vermag. Wie bereits beim Multigelenkfahrzeug in Abbildung 6.11 beobachtet, steigt die als Folge des Spurkranzflankenanlaufs des führenden rechten Rades in lateraler Richtung auftretende Beschleunigungspitze bei etwa $t \approx 0.95$ s im Falle der Verwendung geringerer Zungenspitzenbreiten – im Extremfall etwa $b_{z,0} = 1$ mm – circa um den doppelten Wert an.

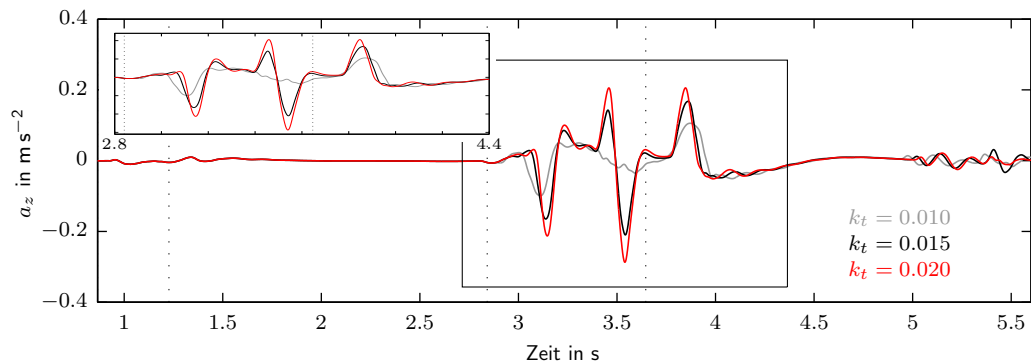
Ansonsten aber, ist die Wirkung verschiedener Zungenspitzenbreiten auf Ebene des Wagenkastens äußerst gering, wie bei Betrachtung der Vertikalbeschleunigung in Abbildung 6.25(b) klar wird.

²⁵Vgl. Abbildung 6.10.

Wiederum werden nun unterschiedliche Anstiege k_t der Rillentiefe einer Flachrillenweiche betrachtet, um deren Einfluss auf die translatorischen Beschleunigungen am Wagenkastenboden des Drehgestellfahrzeugs zu ermitteln. Abbildung 6.26 zeigt die erhaltenen Ergebnisse.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

Abbildung 6.26.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Rillentiefenanstiegen k_t im Herzbereich: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [2,8, 4,4]$ s.

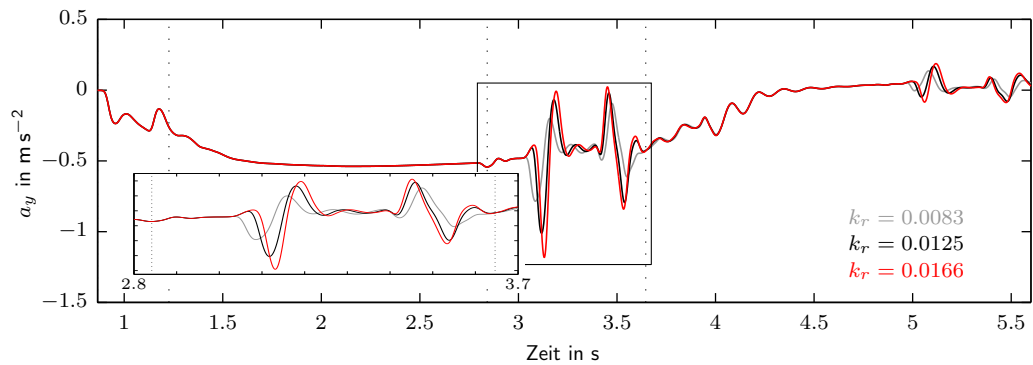
Bereits bei den entsprechenden Resultaten für das Multigelenkfahrzeug²⁶ erweist sich diese Eigenschaft als äußerst einflussreich im Sinne ihrer Auswirkung auf die für eine Beurteilung herangezogene vertikale Beschleunigung $a_z(t)$. Auch hier, bei der Betrachtung des Drehgestellfahrzeugs, ist die Lage qualitativ ähnlich. Ein rascherer Anstieg der Rillentiefe als Funktion des Fahrwegs s impliziert eine maßgebliche Erhöhung der auftretenden Beschleunigungswerte. Während sich die Maxima bzw. Minima für $k_t = 0.015$ um etwa den Faktor 1.5 von jenen für den Referenzwert $k_t = 0.010$ unterscheiden, nehmen die Beschleunigungsspitzen im Falle eines noch größeren Anstiegs, $k_t = 0.020$, das bis zu Dreifache jener für $k_t = 0.010$ an.

Der Quervergleich zwischen den Resultaten der beiden Fahrzeugmodelle basierend auf Abbildung 6.26 und Abbildung 6.12 (Seite 80) belegt, dass für alle drei betrachteten

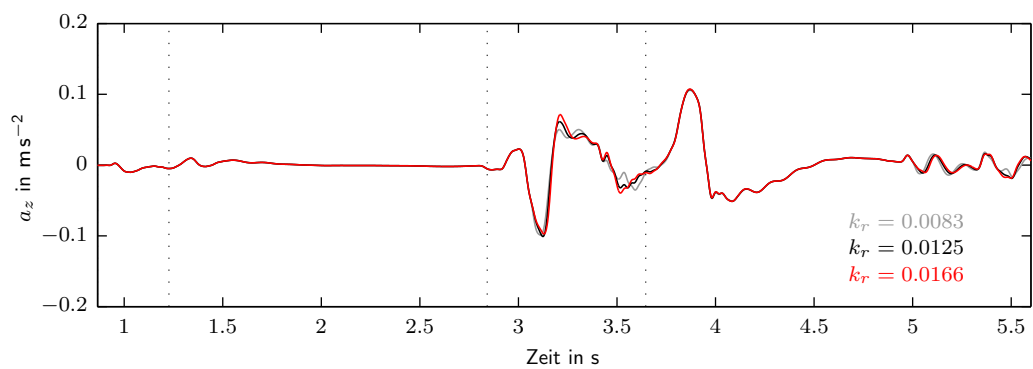
²⁶Vgl. Abbildung 6.12 und die zugehörige Diskussion.

Anstiege – $k_t = 0.010, 0.015$ und 0.020 – die Minima und Maxima, welche aus der Kontaktübernahme bzw. dem -verlust des Rillenbodens und der Spurkranzkuppe der beiden rechten Räder im ersten Drehgestell herrühren, für das konventionelle Drehgestellfahrzeug deutlicher ausgeprägt sind.

Ein ähnliches Bild gewinnt man auch bei der Analyse unterschiedlicher Radlenkergeometrien im Zusammenspiel mit dem betrachteten Drehgestellfahrzeug. Wieder werden diesbezüglich die Rillenweiteneinläufe – dargestellt durch den Wert k_r – variiert. Diese beeinflussen vor allem die in Abbildung 6.27(b) dargestellte lateral wirkende Beschleunigung. Steilere Einläufe führen zu erheblich ausgeprägteren Peaks, welche aus dem Stoß



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

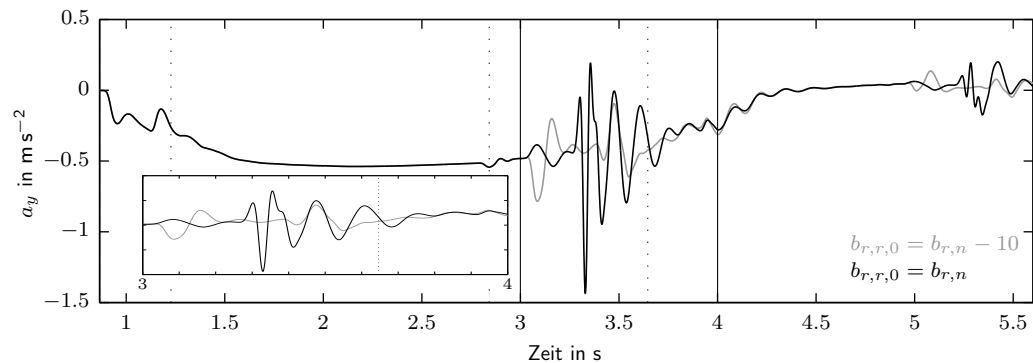
Abbildung 6.27.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedliche Rillenbreitenabnahmen k_r , der Radlenkerschiene: (a) $a_y(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [2.8, 3.7]$ s; (b) $a_z(t)$.

zwischen Radlenkerschiene – also der Rillenflanke der linken Schiene – und Spurkranzrückenflanke des führenden linken Rades bei etwa $t \approx 3.05$ s resultieren.

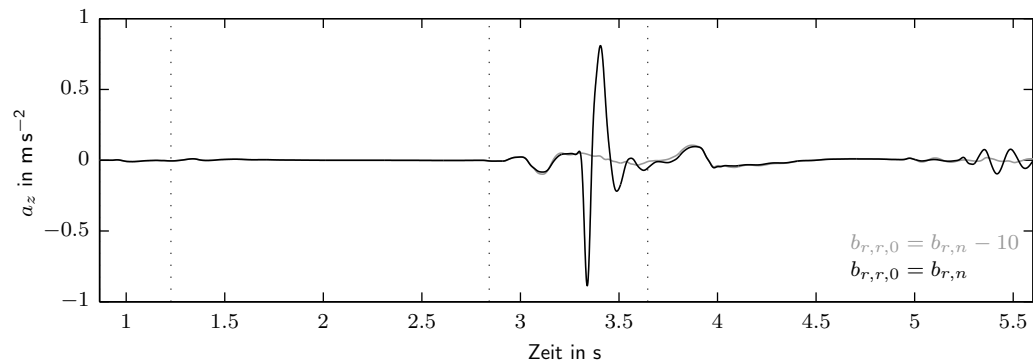
Zieht man den Vergleich zwischen den Ergebnissen für Drehgestell- und Multigelenkfahrzeug, so wird klar, dass – wie bereits bei der Untersuchung anderer Weichenparameter bzw. -zustände beobachtet – die lateral wirkende Beschleunigung $a_y(t)$ für das Drehgestellfahrzeug größere Extrema aufweist. Beispielsweise unterscheidet sich die bei

$t \approx 3.1$ s deutlich sichtbare Spitze für $k_r = 0.0166$ ²⁷ im Falle des Drehgestellfahrzeugs (Abbildung 6.27) um circa den Faktor 1.4 von jenem Beschleunigungswert für den nominalen Rillenbreiteneinlauf, $k_r = 0.0083$, bezogen auf die freie zufolge des Bogens wirkende Querbeschleunigung a_q .²⁸

Wie auch bereits bei Betrachtung des Multigelenkfahrzeugs deutlich wird, übernimmt die Rillenbreitenverminderung der dem Herzstück gegenüberliegenden Schiene die vor allem in Hinblick auf die Fahrsicherheit essentielle Funktion der im Bedarfsfall vorhandenen Führung des entsprechenden Rades an der Radrückenflanke. Abbildung 6.28 stellt hierfür



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

Abbildung 6.28.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Rillenbreiteneinrückungen $b_{r,r,0}$ in der Radlenkerschiene: (a) $a_y(t)$ mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [3, 4]$ s; (b) $a_z(t)$.

die für das Drehgestellfahrzeug berechneten Ergebnisse einerseits der Überfahrt der Referenzweiche²⁹ und andererseits jene einer Weiche ausgestattet mit einer Radlenkerschiene gänzlich ohne Rillenbreitenminderung, $b_{r,r,0} = b_{r,n}$, gegenüber.

Die Absenz des Radlenkers im Sinne einer von der Rillenkante her verminderten Ril-

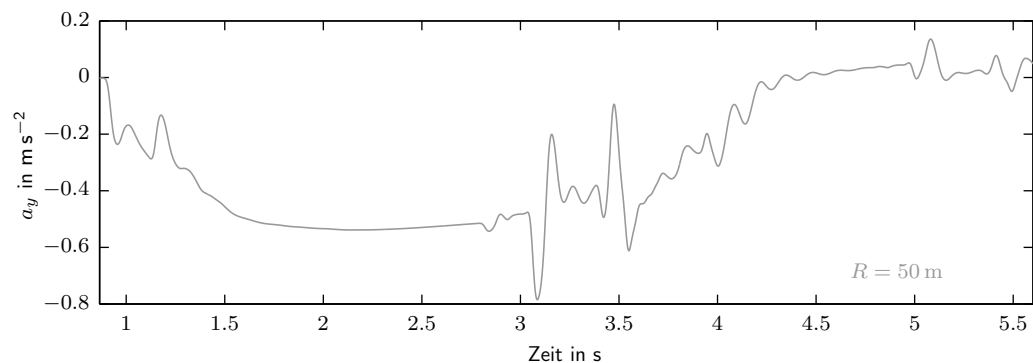
²⁷Dieser Wert ergibt sich aus dem Verhältnis der Rillenbreitendifferenz und der Einlaufänge, $k_r = \frac{b_{r,n} - b_{r,r,0}}{600}$.

²⁸ $a_q = \frac{v^2}{R}$, mit der Geschwindigkeit v und dem Bogenradius R .

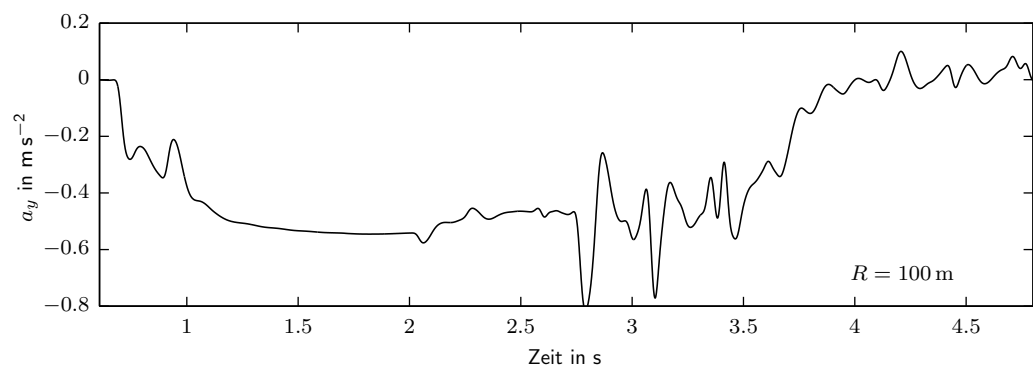
²⁹Dabei handelt es sich um die Flachrillenweiche mit der verringerten nominellen Rillenbreite, $b_{r,r,0} = b_{r,n} - 10$ mm, im Radlenker, vgl. Abschnitt 4.3.4 bzw. Tabelle 4.5 (Seite 46).

lenbreite hat ebenso wie beim Multigelenkfahrzeug ein kurzzeitiges Entgleisen durch Auffahren des rechten führenden Rades auf die Herzstückspitze zur Folge, zumal kein Rückversatz in Richtung Gleismitte durch die Führung auf der Radrückenflanke und somit ein sicherer Durchlauf durch die Herzstücklücke stattfinden kann. Die Absolutwerte der betrachteten Beschleunigung sind für das Drehgestellfahrzeug noch wesentlich höher als für das Multigelenkfahrzeug, wie durch eine Gegenüberstellung von Abbildung 6.28 und Abbildung 6.15 klar wird.

Für eine umfassendere Vollständigkeit der Arbeit werden auch für das Drehgestellfahrzeug zwei unterschiedliche Zweiggleisradien berücksichtigt. Abbildung 6.29 zeigt einen entsprechenden Vergleich der lateralen Beschleunigungen auf Wagenkastenebene. Wie



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



(b) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

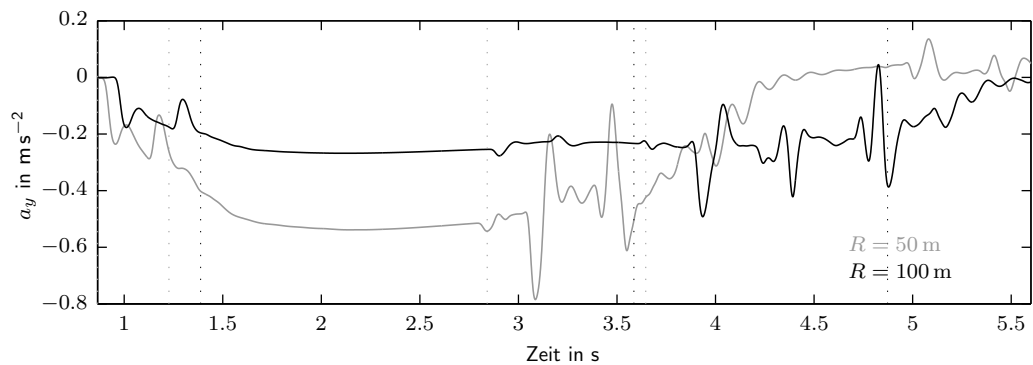
Abbildung 6.29.: Vergleich der Beschleunigungen in lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Zweiggleisradien R bei gleicher freier Seitenbeschleunigung $a_q = 0.5 \text{ m s}^{-2}$: (a) $R = 50 \text{ m}$ bei einer Fahrgeschwindigkeit $v = 5.0 \text{ m s}^{-1}$; (b) $R = 100 \text{ m}$ bei einer Fahrgeschwindigkeit $v = 7.07 \text{ m s}^{-1}$.

bereits bei der Diskussion von Abbildung 6.16 auf Seite 85 erklärt ist, wird auch an dieser Stelle wieder eine gleiche freie Seitenbeschleunigung $a_q = \frac{v^2}{R}$ vorausgesetzt. Daher werden die beiden Fahrgeschwindigkeiten entsprechend angepasst.

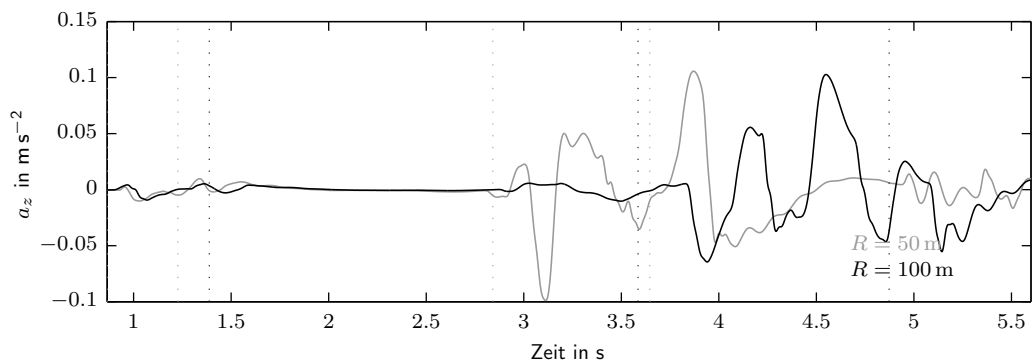
Wie schon für das Multigelenkfahrzeug beobachtet werden konnte, offenbart auch ein Vergleich der beiden Abbildungen 6.29(a) und 6.29(b) kaum nennenswerte Unterschiede.

Bei gleicher freier Seitenbeschleunigung $a_q = 0.5 \text{ m s}^{-2}$ besitzen die Beschleunigungssignale bei der Bogeneinfahrt im Zungenbereich sowie auch im Zwischengleis- und im Kreuzungsbereich sowohl eine ähnliche Form als auch vergleichbare Maximal- bzw. Minimalwerte, was jener Begründung aus Beschreibung von Abbildung 6.16 geschuldet ist und somit in Übereinstimmung zu den für das Multigelenkfahrzeug erhaltenen Ergebnissen steht.

Der Vergleich der Ergebnisse für die beiden Flachrillenweichen mit den Zweiggleisradien $R = 50 \text{ m}$ (Referenzweiche) und $R = 100 \text{ m}$ bei gleicher Durchfahrtsgeschwindigkeit ist in Abbildung 6.30 gegenübergestellt. Wiederum deuten die punktierten vertikalen Linien entsprechend der Farbgebung der Legende das Ende des Zungenbereichs sowie den Beginn und das Ende des Kreuzungsbereichs für beide Weichen an.



(a) $a_y(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.



(b) $a_z(t)$ am Wagenkastenboden über dem Drehzapfen des führenden Drehgestells des Drehgestellfahrzeugs.

Abbildung 6.30.: Vergleich der Beschleunigungen in vertikaler und lateraler Richtung für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Zweiggleisradien R bei gleicher Fahrgeschwindigkeit $v = 5 \text{ m s}^{-1}$: (a) $a_y(t)$; (b) $a_z(t)$.

Die Resultate der lateralen Beschleunigung in Abbildung 6.30(a) unterscheiden sich insofern von den entsprechenden Untersuchungen für das Multigelenkfahrzeug³⁰, als dass sich die durch den Kontakt des Radlenkers mit der Spurkranzrückenflanke bedingten Peak-to-Peak Werte in noch stärkerem Ausmaß in Abhängigkeit des Zweiggleisradius

³⁰Vgl. Abbildung 6.17.

ändern. Auch hier gilt jedoch, je kleiner der Weichenradius ist, desto größer sind die bei Überfahrt resultierenden Peak-to-Peak Werte der betrachteten Beschleunigungen. Dasselbe beobachtet man auch bei Analyse der in Abbildung 6.30(b) dargestellten Vertikalbeschleunigung.

6.1.3 Eingeleitete Kräfte am Wagenkasten

Wie bereits an früherer Stelle erwähnt, können auch die an den Koppelstellen der Wagenkästen angreifenden Lasten als mögliche Eingangsgrößen für eine tatsächliche Festigkeitsberechnung dienen. Deshalb werden im Folgenden jene Weicheneigenschaften, welche sich im Sinne der im vorigen Abschnitt diskutierten Beschleunigungen als besonders einflussreich darstellen, auch hinsichtlich ausgewählter Koppelstellenkräfte und -momente analysiert. Dies sind der Anstieg der Rillentiefe im Falle eines Flachrillenherzstücks und die betrachtete Schädigung des Rillengrundes. Des Weiteren werden wiederum grundsätzlich Flach- und Tiefrillenweiche mit der Bogendurchfahrt verglichen.

Für das Multigelenkfahrzeug werden dabei einerseits die Summe der am Ende des ersten Wagenkastens (Wagen #1 in Abbildung 5.1) angreifenden Vertikalkräfte sowie andererseits die Summe der zwischen Wagenkastenkopplung und Wagenkasten vertikal wirkenden Kräfte analysiert. Dabei wird stets der dynamische Anteil dieser Kräfte betrachtet. Dies ist jedoch keineswegs in irgendeiner Form als Wertung zu verstehen, sondern hat vielmehr den pragmatischen Hintergrund, dass eine Analyse aller eingeleiteten Kräfte und Momente im Einzelnen zu umfangreich wäre. Im Rahmen dieser Arbeit erscheint jedoch ohnehin der Versuch die grundsätzlichen Effekte unterschiedlicher Weichenparameter zu verstehen wichtiger, worauf bereits die Analyse der Kontaktpunktverläufe und der in Abschnitt 6.1.2 betrachteten Beschleunigungen abzielt. Die Untersuchung dieser eingeleiteten dynamischen Lasten ist daher als zusätzliche Bestätigung der bisher gefundenen Resultate zu verstehen.

Um diese Größen – also die Summe der Vertikalkräfte an zwei unterschiedlichen Lastenleitungsstellen – in einfacher Art und Weise verfügbar zu machen, wird der folgende Zugang gewählt. Zwischen den zur Verbindung der Wagenkästen verwendeten Gelenken (oben und unten), wie sie in Abbildung 5.8 gezeigt sind, und dem führenden Wagenkasten (Wagen #1) selbst wird ein zusätzlicher beinahe masseloser³¹ (Dummy-) Körper eingefügt, welcher wiederum starr über ein 0-DOF Gelenk mit dem Wagenkasten verbunden wird. Dieses 0-DOF Gelenk ermöglicht das einfache Auslesen der darin wirkenden Gelenkskräfte und -momente. Selbiges gilt auch für das 0-DOF Gelenk zwischen Wagen #1 und der Wagenkastenkopplung – also die Verbindung zwischen Wagenkasten und Fahrwerk.³² Diese Vorgehensweise ist in Abbildung 6.31 dargestellt.

³¹Dies hat den Grund, dass in Simpack jedem Körper eine Masse $m > 0$ zugewiesen werden muss.

³²Vergleiche Abbildung 5.3 (Seite 58).

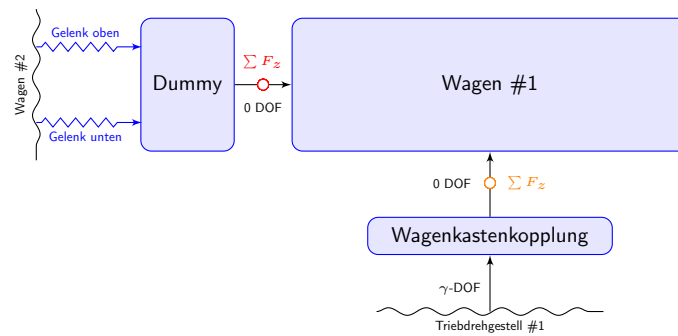


Abbildung 6.31.: Zur Identifikation der vertikalen Koppelstellenkräfte ΣF_z als Gelenkskräfte am Wagenkasten (Wagen #1) des Multigelenkfahrzeugs: an der Wagenkastenkopplung \circ ; am Wagenkastenende \circ .

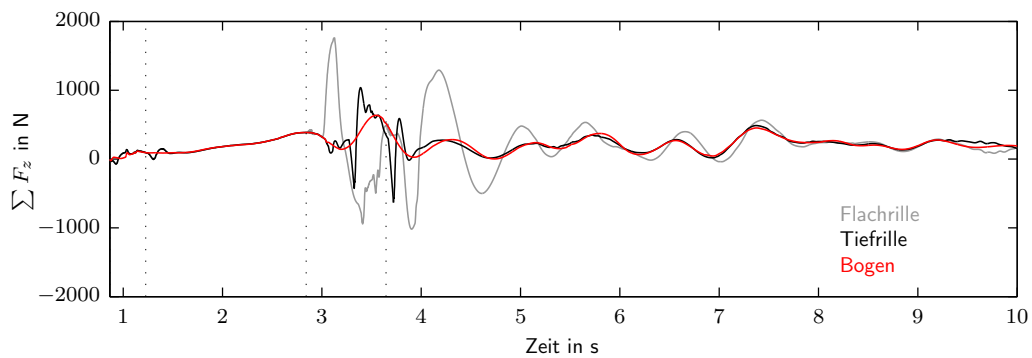
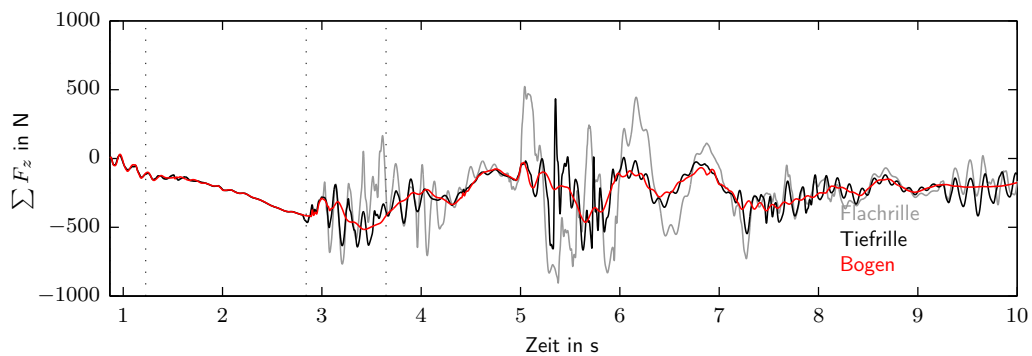
Vertikale Koppelstellenkräfte für Flach-, Tiefrillenweiche und Bogen

Die Summe der an der Wagenkastenkopplung eingeleiteten Kräfte, wie sie in Abbildung 6.32(a) dargestellt ist, ähnelt im Falle des Vergleichs zwischen Flach-, Tiefrillenweiche und der Bogendurchfahrt für $t \in [3, 4]$ s qualitativ dem für die Vertikalbeschleunigung erhaltenen Bild³³.

Die in Abbildung 6.32(b) dargestellten Koppelstellenkräfte am Wagenkastenende werden am stärksten von der Fahrt des ersten Laufdrehgestells durch den Herzbereich beeinflusst, was sich etwa im Zeitintervall $t \in [5, 6]$ s widerspiegelt. Die durch den Herzbereich verursachte vertikale Anregung überträgt sich zunächst in einem gewissen, klarerweise von den Fahrzeugeigenschaften abhängigen Maße auf den zweiten Wagenkasten (Wagen #2 in Abbildung 5.1) und wirkt schließlich über die Gelenkskräfte auf den ersten Wagenkasten (Wagen #1 in Abbildung 5.1). Dies gilt sowohl im Falle des Tiefrillen- als auch des Flachrillenherzstücks. Wiederum sind jedoch die Effekte im Falle des Flachrillenherzstücks stärker ausgeprägt.

Analysiert man den Frequenzgehalt des sich für das Flachrillenherzstücks ergebenden Signals in Abbildung 6.32(b) (graue Linie), so erkennt man, dass zufolge der stoßartigen Vertikalbelastung eine Reihe an Eigenschwingungen angeregt werden, deren zugehörige Eigenfrequenzen jedoch sehr nahe zusammen liegen, sodass eine klare Trennung nur schwer möglich ist.

³³Für die Vertikalbeschleunigung am Multigelenkfahrzeug findet sich dieser Vergleich in Abbildung 6.5 (Seite 73).

(a) Koppelstellenkräfte $\sum F_z$ in vertikaler Richtung an der Wagenkastenkopplung.(b) Koppelstellenkräfte $\sum F_z$ in vertikaler Richtung am Ende des ersten Wagenkastens.Abbildung 6.32.: Vergleich der dynamisch vertikal wirkenden Koppelstellenkräfte für Flach-, Tiefrillenweiche und Bogen: (a) $\sum F_z$ an der Wagenkastenkopplung; (b) $\sum F_z$ am Ende des ersten Wagenkastens.

Vertikale Koppelstellenkräfte für Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Rillentiefenanstiegen

Sehr deutlich treten wiederum die Auswirkungen unterschiedlicher Rillentiefenanstiege zu Tage, wie in Abbildung 6.33 ersichtlich ist. Im Falle der Summe der dynamischen Vertikalkräfte zwischen Wagenkasten und Wagenkastenkopplung etwa verdoppeln sich die von der vertikalen Anregung durch die Flachrille herrührenden Spitzenwerte für $k_t = 0.020$ anstatt von $k_t = 0.010$, was wieder in Übereinstimmung mit den im vorigen Abschnitt untersuchten Beschleunigungen steht.

Insbesondere gilt dies auch wieder für die entsprechenden dynamischen Lasten am Wagenkastenende, welche in Abbildung 6.33(b) gezeigt sind.

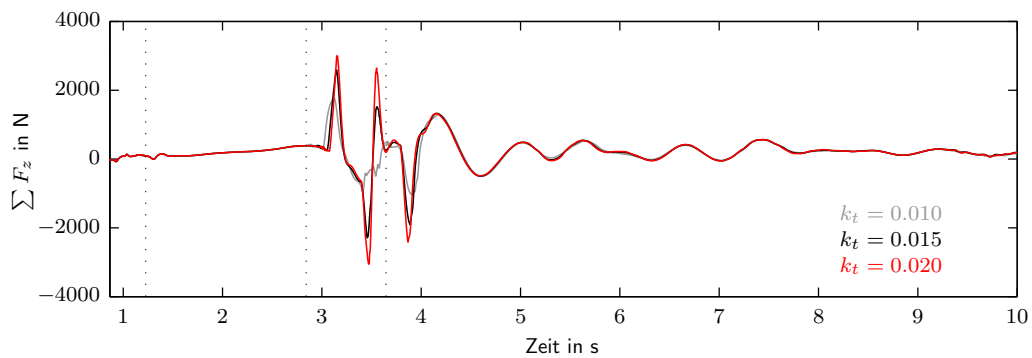
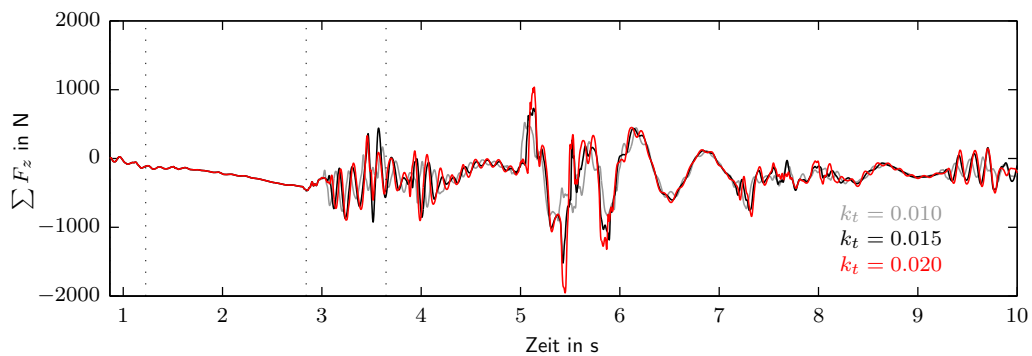
(a) Koppelstellenkräfte $\sum F_z$ in vertikaler Richtung an der Wagenkastenkopplung.(b) Koppelstellenkräfte $\sum F_z$ in vertikaler Richtung am Ende des ersten Wagenkastens.

Abbildung 6.33.: Vergleich der dynamisch vertikal wirkenden Koppelstellenkräfte für die Flachrillenweiche mit unterschiedlichen Rillentiefenanstiegen k_t im Herzbereich: (a) $\sum F_z$ an der Wagenkastenkopplung; (b) $\sum F_z$ am Ende des ersten Wagenkastens.

Vertikale Koppelstellenkräfte für Flachrillenweiche mit Rillenschädigung

Für die in Abschnitt 4.5.2 beschriebene Rillenschädigung gilt quantitativ Ähnliches wie für unterschiedliche Rillentiefenanstiege. Auch treten an der Kopplung zwischen Fahrwerk und Wagenkasten dynamische Lastspitzen in etwa doppelter Höhe im Vergleich zur als Referenz dienenden unbeschädigten Weiche auf, wie der Vergleich in Abbildung 6.34(a) darlegt.

Am Wagenkastenende ist der Einfluss dieser Art der Rillenschädigung sogar stärker. Vor allem das durch den Herzbereich nachlaufende Laufdrehgestell und dessen vertikale Anregung wirken sich besonders aus ($t \in [5, 6]$ s). Insbesondere werden auch höhere Frequenzen angeregt, was dadurch begründet werden kann, dass es sich im Falle der plötzlichen Rillentiefenänderung um eine deutliche Stoßbelastung handelt.

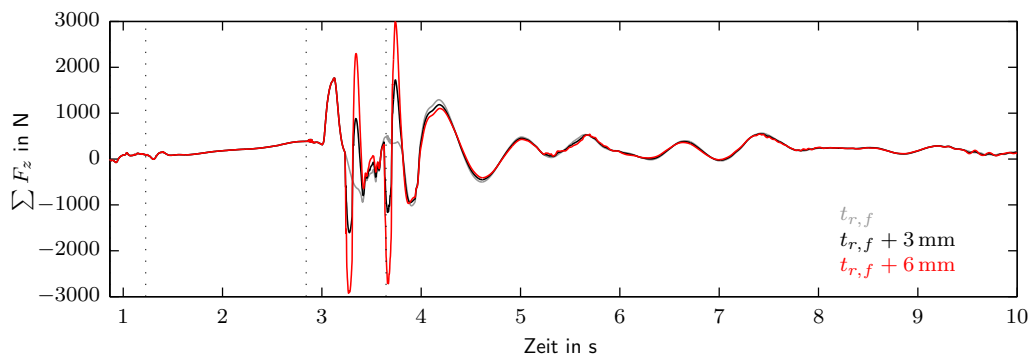
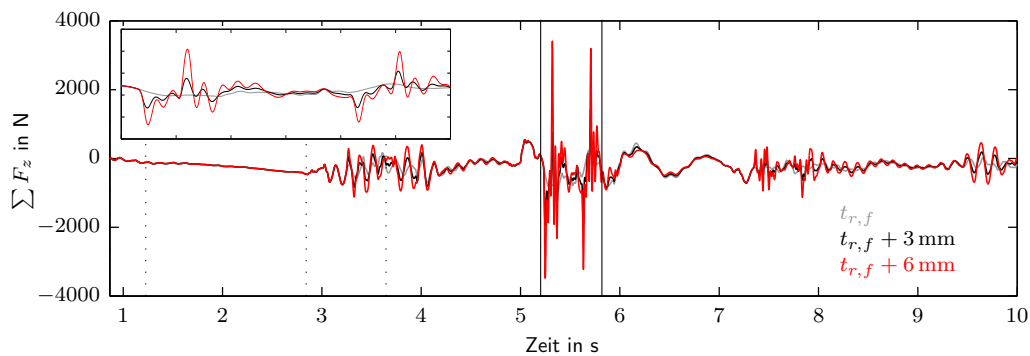
(a) Koppelstellenkräfte $\sum F_z$ in vertikaler Richtung an der Wagenkastenkopplung.(b) Koppelstellenkräfte $\sum F_z$ in vertikaler Richtung am Ende des ersten Wagenkastens.

Abbildung 6.34.: Vergleich der dynamisch vertikal wirkenden Koppelstellenkräfte für die Flachrillenweiche mit Rillenschädigung (repräsentiert durch eine kurzzeitig veränderte Rillentiefe $t_{r,f} + x$ mm): (a) $\sum F_z$ an der Wagenkastenkopplung; (b) $\sum F_z$ am Ende des ersten Wagenkastens mit vergrößertem Zeitfenster $t \in [5.2, 5.8]$ s.

6.2 Einfluss der Modellkomplexität

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass sich die grundsätzlichen Effekte einer Weichenüberfahrt sowohl für das Modell des gefesselten Radsatzes³⁴ als auch für die beiden in diesem Kapitel betrachteten Fahrzeugmodelle (Multigelenk- und Drehgestellfahrzeug) qualitativ sehr ähnlich sind. So stimmen etwa die Kontaktpunktverläufe³⁵ der jeweils führenden Radsätze sowie deren laterale Auslenkung qualitativ überein, was zum großen Teil aus der Gleichheit der Rad/Schiene Paarung folgt.

Die Auswirkungen unterschiedlicher Weichenparameter auf ausgewählte translatorische Beschleunigungen auf Wagenkastenebene, wie sie in Abschnitt 6.1.2 gezeigt werden, sind in qualitativer Weise für das Multigelenkfahrzeug und das Drehgestellfahrzeug sehr ähnlich. Unterscheiden sich die Beschleunigungen für gleiche Weichenszenarien in ihrer Amplitude, so sind dennoch die Effekte für eine Variation eines bestimmten Szenarios die

³⁴Siehe Abschnitt 3.3.

³⁵Vgl. Abbildung 3.11 (Seite 32), Abbildung 3.9 (Seite 29), Abbildung 6.2 (Seite 70) und Abbildung 6.3 (Seite 71).

gleichem.

Klarerweise muss eingeräumt werden, dass dies aus Mangel an zusätzlichen in vielfältiger Weise unterschiedlichen Fahrzeugmodellen nur ein Hinweis sein kann, welche Weichenparameter im Sinne der betrachteten Beschleunigungen einflussreich sind. Nichtsdestotrotz kann die Aussage getroffen werden, dass sich die Phänomene im Rahmen einer Betrachtung der drei in dieser Arbeit herangezogenen Modelle – gefesselter Radsatz, Drehgestell- und Multigelenkfahrzeug – qualitativ ähneln und somit Aufschlüsse über besonders berücksichtigungswerte Weicheneigenschaften zulassen.

7

Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war die Analyse von Weichenüberfahrten im Hinblick auf die Auslegung von Straßenbahnzügen, um zum einen die Wechselwirkung zwischen Weiche und Fahrzeug prinzipiell zu verstehen und zum anderen um Hinweise geben zu können, welche Weicheneigenschaften im Speziellen einflussreich im Sinne der Fahrzeugreaktion sind.

Diese a-priori während der computerbasierten Straßenbahnentwicklung verfügbare Information erscheint für einen Fahrzeughersteller insofern interessant, als dass die genaue Kenntnis des tatsächlichen Zustandes der Weichen im betreffenden Straßenbahnnetz im Sinne einer exakten dreidimensionalen Vermessung in der Fahrzeugentwicklungsphase ohnehin nicht verfügbar ist. Klarerweise wäre dies der Idealfall, da nur auf diese Art und Weise die Wechselwirkung eines bestimmten Straßenbahntyps mit den im Netz existierenden Weichen vorab einer genauen Berechnung und damit Vorhersage zugänglich gemacht werden könnte. Der Istzustand ist jedoch ein anderer – nämlich jener, welcher dem Fahrzeugentwickler das Gleisnetz, dessen Zustand und die darin vorkommenden Weichen als zum Großteil unbekannte Randbedingungen vorschreibt. Im Zuge des Entwicklungsprozesses eines Fahrzeugs sind bestenfalls Informationen über den Anteil von im betreffenden Netz verbauten Tief- bzw. Flachrillenweichen oder Informationen über die vorhandenen Weichenradien verfügbar. Gerade deshalb ist das Verständnis und die rechnerische Analyse von Weichen, die eine spezielle Art der oberbauseitigen Fahrzeuganregung darstellen, von großer Bedeutung. Infolgedessen beabsichtigte die vorliegende Arbeit einen Teil zu diesem Verständnis beizutragen.

Im Zuge dieser Arbeit entstand daher zunächst eine Berechnungsmethode, welche eine automatisierte Aufbereitung der Weiche (bzw. deren Schienenquerschnitte) für deren Einbindung im MKS-Programm Simpack in Abhängigkeit bestimmter Weichenparameter erlaubt. Dies ermöglichte die Implementierung und Untersuchung einer Reihe von Weichen mit unterschiedlichen Eigenschaften im Hinblick auf die Fahrzeugreaktion. Ebenso

lassen sich mit dieser Herangehensweise in dieser Arbeit nicht untersuchte Randbedingungen, wie etwa eine Längs- oder Querneigung des Gleises, auf einfache Art und Weise mitberücksichtigen.

Realisiert wurde dies durch die Generierung der eine Weiche charakterisierenden fahrwegsabhängigen (s -variablen) Profile, sodass von der in Simpack intern verfügbaren Approximationsroutine Gebrauch gemacht werden konnte. Die Querschnitte wurden zusammen mit den entsprechenden Fahrwegspositionen auf Basis der von Weichenherstellern erhaltenen CAD-Zeichnungen sowie der existierenden Normen durch mathematische Gesetzmäßigkeiten berechnet. Dies darf als durchaus nicht allzu einfaches Unterfangen hervorgehoben werden, da nur ebene Weichenskizzen verfügbar waren und auch sonst die Datenlage hinsichtlich einer tatsächlichen dreidimensionalen Darstellung der Schienenprofile eher knapp war. Schließlich dienten die derart berechneten Profile als Eingangsgröße für die Simulation.

Im Bezug auf die im ersten Teil der Arbeit erstellte Methode zur Aufbereitung der Weichen im Hinblick auf deren Anwendung in der Simulation wurden folgende Hauptpunkte als wesentlich herausgearbeitet.

- Einerseits muss insbesondere auf eine hinreichend dichte Repräsentation der Schienenprofile in Bereichen rasch veränderlicher Querschnitte geachtet werden. Dazu zählen etwa der Zungen- und Herzstückbereich. Vor allem muss auch eine unstetige Änderung des Profils, wie sie beispielsweise im Kreuzungsbereich der beiden Rillenschienen auftritt, berücksichtigt werden.
- Andererseits ist auch eine genügende Glattheit der einen Querschnitt darstellenden Datenpunkte in der Querschnittsebene selbst erforderlich, was gleichzeitig bedeutet, dass datentechnische Ausreißer vermieden werden müssen. Zweiteres spielte durch eine auf mathematischen Gesetzmäßigkeiten basierende Berechnung nur eine untergeordnete Rolle, wird aber sicher schlagend, sobald beispielsweise gemessene Gleis- und Querschnittsdaten verwendet werden.

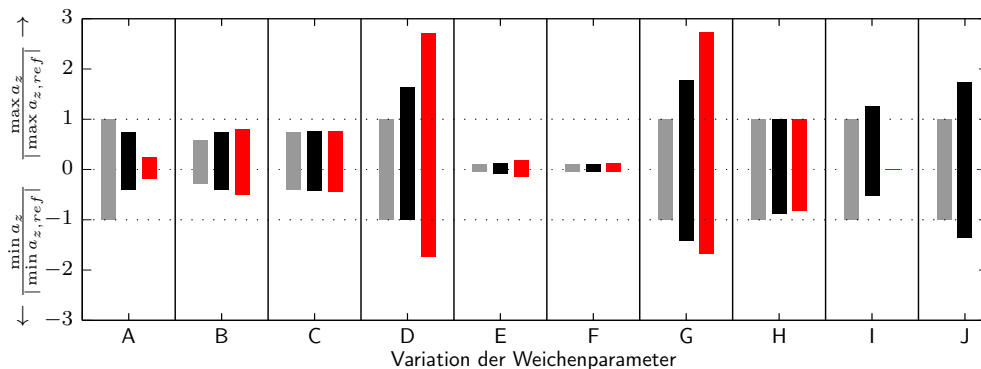
Auf Fahrzeugseite wurden drei in ihrer Komplexität unterschiedliche Modelle – das Modell des gefesselten Einzelradsatzes, jenes des Drehgestell- und jenes des Multigelenkfahrzeugs – für die Simulationen verwendet. Die Gründe hierfür lagen auf der einen Seite im Versuch im Rahmen dieser drei Modelle Gemeinsamkeiten zu ermitteln und von diesen Modellen unabhängige Aussagen über den Einfluss unterschiedlicher Weicheneigenschaften zu gewinnen. Auf der anderen Seite war es durch diesen Zugang möglich zunächst am einfachen Modell des starren geführten Radsatzes die prinzipiellen mit der Weiche in Verbindung stehenden Phänomene zu untersuchen und mit der existierenden Literatur zu vergleichen.

Als erstes Resultat konnte gezeigt werden, dass sich die wesentlichen Effekte einer Weichenüberfahrt sowohl im Falle eines als Flachrille als auch als Tiefrille ausgeführten Herzstücks bereits anhand des einfachen Radsatzes nachweisen und identifizieren lassen. Die Kontaktpunktverläufe entlang des Fahrwegs, die laterale und vertikale Bewegung des das Zweiggleis befahrenden Radsatzes stehen in qualitativer Übereinstimmung mit den in der Literatur für Vollbahnweichen gezeigten Resultaten [14–16, 25].

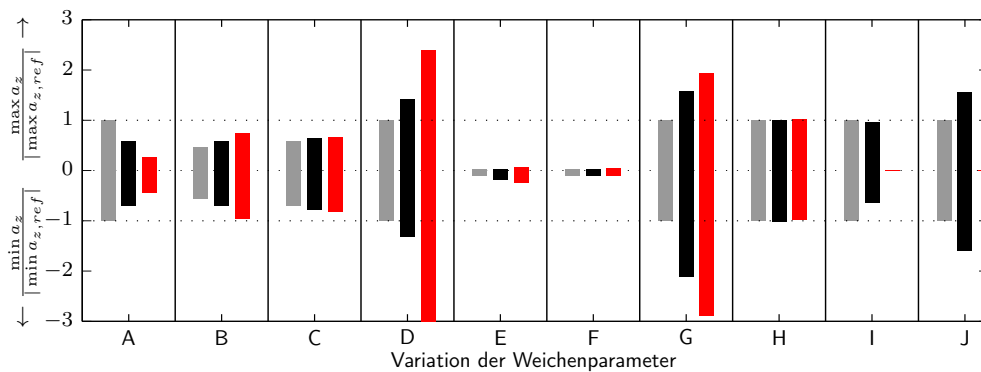
Hinsichtlich der zur Identifizierung einflussreicher Weichenparameter beurteilten vertikalen und lateralen Beschleunigungen auf Wagenkasten- bzw. Drehgestellebene zeigt die

Flachrillenweiche, wie sie im Straßenbahnbereich häufig Verwendung findet, einen wesentlich deutlicheren Einfluss als eine äquivalent¹ konstruierte Tiefrillenweiche. Nicht nur aus diesem Grund sondern auch aus der Tatsache heraus, dass diese Form zufolge enger Bogenradien und großer Kreuzungswinkel eine sehr häufig verbaute Weichenausführung im urbanen Bereich ist, wurde das Hauptaugenmerk auf die Untersuchung einer Flachrillenweiche gelegt. Insbesondere stellt dieser Weichentyp auch numerisch durch die sprunghafte Verlagerung des Kontaktpunktes von der Lauffläche des Rades auf dessen Spurkranzkuppe eine Herausforderung dar.

Zusammenfassend zeigt die nachfolgende Abbildung 7.1 eine Kurzfassung der zentralen Ergebnisse dieser Arbeit.² Um den Einfluss der untersuchten Weicheneigenschaften



(a) Multigelenkfahrzeug.



(b) Drehgestellfahrzeug.

Abbildung 7.1.: Vergleich der normierten maximalen und minimalen Beschleunigungen in vertikaler Richtung in Abhängigkeit der Weicheneigenschaften: Flach-, Tiefrille und Bogen (A), unterschiedliche Absenkungen der Herzstückspitze (B), unterschiedliche Breiten der Herzstückspitze (C), unterschiedliche Rillenschädigung der Flachrille (D), unterschiedliche Absenkungen der Zungenspitze (E), unterschiedliche Breiten der Zungenspitze (F), unterschiedliche Anstiege der Rillentiefe in der Flachrille (G), unterschiedliche Einläufe der Rillenbreite im Radlenker (H), größerer Weichenradius bei gleicher Fahrgeschwindigkeit (I), größere Fahrgeschwindigkeit bei gleichem Weichenradius (J): (a) Multigelenkfahrzeug; (b) Drehgestellfahrzeug.

¹Äquivalent bedeutet in diesem Zusammenhang gleich im Sinne aller sonstigen Eigenschaften abgesehen von der Ausführung des Herzstücks.

²In ausführlicher Art und Weise werden die Ergebnisse bereits in Kapitel 6 dargestellt.

nochmals gesammelt hervorzuheben, werden darin die in den Simulationen auftretenden Maximal- bzw. Minimalbeschleunigungen in vertikaler Richtung³ gemessen am Wagenkasten über dem Drehzapfen⁴ – $\max_t a_z(t)$ bzw. $\min_t a_z(t)$ – in Abhängigkeit bestimmter Weicheneigenschaften (A-J) und deren Variationen, wie sie in Kapitel 6 durchgeführt wurden, abgebildet. Diese Beschleunigungswerte werden dabei mit je einem Referenzwert $|\max_t a_{z,ref}(t)|$ bzw. $|\min_t a_{z,ref}(t)|$ normiert. Dieser Referenzwert ergibt sich als maximale bzw. minimale Vertikalbeschleunigung bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 5 ms^{-1} für die als Referenz zugrunde liegende Flachrillenweiche, deren Eigenschaften in Tabelle 4.6 auf Seite 48 definiert sind.⁵ Darüber hinaus bedeuten bis zu drei zusammengefasste Balken in den Farben grau, schwarz und eventuell rot die Variationen einer bestimmten Weicheneigenschaft⁶, wie man der Beschriftung von Abbildung 7.1 entnimmt. Die im Zuge dieser Variationen verwendeten Zahlenwerte wurden auf Basis jener in den bestehenden Normen [26–31] angeführten Werte in einem sinnvollen Rahmen gewählt (vgl. Kapitel 6).

In Abbildung 7.1(a) werden die auf diese Weise berechneten Werte für das Multigelenkfahrzeug gezeigt, wohingegen Abbildung 7.1(b) die entsprechenden Werte für das Drehgestellfahrzeug darstellt.

Beide Abbildungen lassen folgende Schlussfolgerungen zu:

- Ein Vergleich der beiden Abbildungen 7.1(a) und 7.1(b) zeigt, dass die Einflüsse der untersuchten Weichenparameter für die beiden in den Simulationen berücksichtigten Fahrzeugmodelle (Multigelenk- und Drehgestellfahrzeug) qualitativ sehr ähnlich sind und sich kaum voneinander unterscheiden, obwohl sich diese beiden Fahrzeuge in der Form der Wagenkastenstruktur – im einen Fall existieren gelenkige Verbindung zwischen den Wagenkästen und im anderen Fall handelt es sich um einen einzigen starren Wagenkasten – doch unterscheiden. Diese Tatsache lässt den Schluss zu, dass diese Einflüsse – im Rahmen dieser beiden Fahrzeugmodelle – in einem qualitativen Sinn fahrzeugunabhängig sind.
- Sowohl in Abbildung 7.1(a) als auch in Abbildung 7.1(b) hat die Referenzweiche (in Flachrillenausführung) wesentlich größere Belastungen im Sinne der dargestellten Maximal- und Minimalbeschleunigungen im Gegensatz zu einer äquivalenten, in der Fahrzeugauslegung als Standardmanöver berücksichtigten Bogenfahrt mit konstantem Schienenquerschnitt zur Folge, wie der Vergleich in Szenario A zeigt. Dies legt sehr wohl nahe bei der Definition der im Betrieb auftretenden Lastfälle Überfahrten von Flach- und Tiefrillenweichen miteinzubeziehen.
- Hinzukommend stellt sich für beide Fahrzeugmodelle das Herzstück in Flachrillenausführung und dessen Parameter als besonders einflussreich hinsichtlich der dargestellten Vertikalbeschleunigung heraus. Dies wird erneut bei Betrachtung von

³Auf eine erneute Darstellung der entsprechenden lateralen Beschleunigungen und der entsprechenden Beschleunigungen auf Fahrwerksebene, wie sie im Hinblick auf das Weichenüberfahrten berücksichtigende Regulativ [5] in Kapitel 6 untersucht wurden, wird in dieser Zusammenfassung verzichtet.

⁴Vgl. Abbildung 6.4 auf Seite 72.

⁵Deswegen weist der graue Balken für den Vergleich zwischen Flach-, Tiefrillenweiche und Bogen (A) die Werte $\frac{\min a_z}{|\min a_{z,ref}|} = -1$ bzw. $\frac{\max a_z}{|\max a_{z,ref}|} = +1$ auf.

⁶Diese Weicheneigenschaften und deren Auswirkungen auf die Fahrzeugreaktion sind in ausführlicher Art und Weise bereits in Abschnitt 6.1.2 diskutiert.

Abbildung 7.1 und im Speziellen der Szenarien D (Schädigung der Rille im Kreuzungsbereich) und G (Anstieg der Rillentiefe in der Flachrille) deutlich und fasst nochmals die bereits in Kapitel 6 im Detail diskutierten Beobachtungen zusammen.

- Überraschend gering ist der Einfluss der die Zungenschiene bzw. im Speziellen die Zungenspitze charakterisierenden Parameter – Szenarien E und F – auf die dargestellten Beschleunigungswerte, welche sich als deutlich geringer erweisen als beispielsweise die zufolge des Herzstücks resultierenden Beschleunigungen.
- Wesentlicher im Hinblick auf die untersuchten Vertikalbeschleunigung hingegen erweist sich – wiederum für beide Fahrzeugmodelle – die Fahrgeschwindigkeit (J), mit welcher das Fahrzeug die Weiche passiert.

Auch die am führenden Wagenkasten des Multigelenkfahrzeugs angreifenden Koppelstellenkräfte, die im Rahmen dieser Arbeit repräsentativ durch die Summe der Vertikalkräfte an den entsprechenden Koppelpunkten zum Fahrwerk bzw. zum nachfolgenden Wagenkasten gezeigt werden, bestätigen den maßgeblichen Einfluss des Rillentiefenanstiegs sowie der betrachteten Rillenschädigung. Jene Eigenschaften, die sich bei Untersuchung der translatorischen Beschleunigungssignale bereits als unwesentlich erwiesen haben, wurden hierbei nicht in Betracht gezogen.

7.1 Ausblick

Abschließend werde an dieser Stelle noch ein Ausblick auf weitere Schritte im Hinblick auf ein tieferes Verständnis einer Straßenbahnweiche und deren Wechselwirkung mit verschiedenen Fahrzeugen gegeben. Ebenso werden offene Diskussionspunkte erläutert.

Zunächst muss festgestellt werden, dass die in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen und die daraus abgeleiteten Aussagen nur für die betrachteten mit neuwertigen Profilen ausgestatteten Weichen gelten.⁷ Aus diesem Grund wäre es interessant eine verschlissene Weiche, also insbesondere eine verschlissene Rad/Schiene Paarung in Betracht zu ziehen. Die vorgeschlagene Berücksichtigung eines über den Fahrweg veränderlichen Schienenkopfverschleißes an einer Weiche führt bereits zu einem nächsten in zukünftigen Forschungen berücksichtigungswerten Punkt.

So könnten im Falle der Verfügbarkeit von gemessenen Querschnittsdaten einer Weiche die tatsächlichen und damit auch verschleißbehafteten Profile in Simulationen genutzt werden, was unter der Voraussetzung einer numerisch einwandfreien Approximation realitätsgetreuere Ergebnisse impliziert. Auch aus modellierungstechnischer Sicht erscheint dies interessant, obschon nicht a-priori klar ist, inwiefern die Approximationsroutine selbst sowie die Simulationsumgebung mit gemessenen und damit fehlerbehafteten Querschnittsdaten umzugehen vermag. Von Seiten der Messtechnik her erscheint es darüber hinaus schwierig die Schienenprofile mit der für die Aufbereitung in der Simulation notwendigen Schrittweite entlang des Fahrwegs mittels einer Gleismesseinrichtung zu vermessen. Dennoch wäre es wünschenswert – wenn auch anspruchsvoll – in zukünftigen Untersuchungen in der Simulation sowohl auf gemessene Weichenquerschnittsdaten als

⁷In Kapitel 6 werden lediglich die Auswirkungen einer ausgefahrenen Flachrille im Herzstück diskutiert.

auch auf die gemessene resultierende Fahrzeugreaktion zur Validierung der Modelle sowie der Simulationsergebnisse zurückgreifen zu können.

Desweiteren ist die Aussagekraft der Ergebnisse von der Qualität des Kontaktmodells abhängig. Insofern wäre ein Vergleich unterschiedlicher Kontaktmodelle zur Berechnung der Kontaktkräfte, wie ihn Burgelman et al. [62] im Hinblick auf die Schlingerbewegung im geraden Gleis sowie auf das Kurvenverhalten durchführen, auch für Weichenüberfahrten überaus interessant. Die Autoren untersuchen hierin im Speziellen den Einfluss unterschiedlicher Kontaktmodelle, welche in der Schienenfahrzeugdynamik zur Berechnung der Tangentialkontaktkräfte Verwendung finden, im Hinblick auf zwei meist konträre Ziele – die Rechengenauigkeit und den Rechenaufwand (und damit implizit auch auf die Anwendbarkeit in der Gesamtfahrzeugsimulation).

Im Zuge dieser Dissertation wurden vor allem Straßenbahnweichen mit einer Vielzahl unterschiedlicher Eigenschaften untersucht. Es wurden dazu drei Fahrzeugmodelle berücksichtigt, um die Interaktion Weiche/Fahrzeug nachzubilden. Fortführend wäre auch eine Untersuchung unterschiedlicher Fahrwerksmodelle, wie sie in [63] vorgestellt wird, sinnvoll. Darin widmen sich Kuba und Lugner den Auswirkungen unterschiedlicher Fahrwerkskonstruktionen auf die Qualität des Bogenlaufverhaltens.

Literaturverzeichnis

- [1] *Duden – Deutsches Universalwörterbuch*. 6. Aufl. Mannheim: Bibliographisches Institut, Okt. 2006. ISBN: 3411055065.
- [2] Statistik Austria. *Statistik des Bevölkerungsstandes*. 15. Mai 2012. URL: http://www.statistik.at/web_de/statistiken/bevoelkerung/bevoelkerungsstand_und_veraenderung/index.html (besucht am 16.01.2013).
- [3] Wiener Linien. 2012. URL: http://www.wienerlinien.at/media/files/2012/modal_split_2011_68582.jpg (besucht am 22.12.2012).
- [4] F. Magerl. *Siemens AG Österreich, Infrastructure & Cities, Rail Systems*. Persönliches Gespräch. 28. Juni 2010.
- [5] *Empfehlungen für die Festigkeitsauslegung von Personenzugfahrzeugen nach BO-Strab*. 1. Aufl. VDV-Schriften 152. Köln: Verband deutscher Verkehrsunternehmen (VDV), Sep. 1992.
- [6] R. E. Roberson und R. Schwertassek. *Dynamics of Multibody Systems*. Springer Berlin Heidelberg, 1988. ISBN: 3540174478.
- [7] W. Schiehlen, Hrsg. *Multibody Systems Handbook*. Springer-Verlag, 1990. ISBN: 0387519467.
- [8] D. Bestle. *Analyse und Optimierung von Mehrkörpersystemen. Grundlagen und rechnergestützte Methoden*. Springer-Verlag, 1994. ISBN: 3540577351.
- [9] S. Iwnicki, Hrsg. *The Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation*. Bd. 31. suppl. Swets & Zeitlinger, 1999.
- [10] E. Eich-Soellner und C. Führer. *Numerical Methods in Multibody Dynamics*. Teubner Verlag, 1998. ISBN: 3519026015.
- [11] M. Arnold, B. Burgermeister, C. Führer, G. Hippmann und G. Rill. *Numerical methods in vehicle system dynamics: state of the art and current developments*. In: *Vehicle System Dynamics* **49**(7) (2011), 1159–1207.
- [12] R. Schmid, K.-O. Endlicher und P. Lugner. *Computer-Simulation of the Dynamical Behavior of a Railway-Bogie Passing a Switch*. In: *Vehicle System Dynamics* **23**(1) (1994), 481–499.

- [13] J. Drozdziel, B. Sowinski und W. Groll. The Effect of Railway Vehicle-Track System Geometric Deviations on its Dynamics in the Turnout Zone. In: *Vehicle System Dynamics* **31**(sup1) (1999), 641–652.
- [14] G. Schupp. [Simulation of Railway Vehicles: Necessities and Applications](#). In: *Mechanics Based Design of Structures and Machines* **31**(3) (2003), 297–314.
- [15] G. Schupp, C. Weidemann und L. Mauer. [Modelling the Contact Between Wheel and Rail Within Multibody System Simulation](#). In: *Vehicle System Dynamics* **41**(5) (2004), 349–364.
- [16] E. Kassa, C. Andersson und J. C. O. Nielsen. [Simulation of dynamic interaction between train and railway turnout](#). In: *Vehicle System Dynamics* **44**(3) (2006), 247–258.
- [17] E. Kassa und J. C. O. Nielsen. [Dynamic interaction between train and railway turnout: full-scale field test and validation of simulation models](#). In: *Vehicle System Dynamics* **46**(sup1) (2008), 521–534.
- [18] E. Kassa und J. C. O. Nielsen. [Stochastic analysis of dynamic interaction between train and railway turnout](#). In: *Vehicle System Dynamics* **46**(5) (2008), 429–449.
- [19] B. A. Pålsson und J. C. O. Nielsen. [Wheel-rail interaction and damage in switches and crossings](#). In: *Vehicle System Dynamics* **50**(1) (2012), 43–58.
- [20] B. A. Pålsson und J. C. O. Nielsen. [Track gauge optimisation of railway switches using a genetic algorithm](#). In: *Vehicle System Dynamics* **50**(sup1) (2012), 365–387.
- [21] K. Knothe und S. Stichel. [Schienenfahrzeugdynamik](#). VDI-Buch. Springer Berlin Heidelberg, 2003. ISBN: 978-3-642-62814-6.
- [22] S. Alfi und S. Bruni. [Mathematical modelling of train-turnout interaction](#). In: *Vehicle System Dynamics* **47**(5) (2009), 551–574.
- [23] J. J. Kalker. [A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact](#). In: *Vehicle System Dynamics* **11**(1) (1982), 1–13.
- [24] S. Bruni, I. Anastasopoulos, S. Alfi, A. Van Leuven und G. Gazetas. [Effects of train impacts on urban turnouts: Modelling and validation through measurements](#). In: *Journal of Sound and Vibration* **324**(3–5) (2009), 666 –689.
- [25] R. F. Lagos, A. Alonso, J. Vinolas und X. Pérez. [Rail vehicle passing through a turnout: analysis of different turnout designs and wheel profiles](#). In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* **226**(6) (2012), 587–602.
- [26] *Oberbau-Richtlinien und Oberbau-Zusatzrichtlinien des VDV für Bahnen nach der BOStrab*. 2. Aufl. VDV-Schriften 600. Köln: Verband deutscher Verkehrsunternehmen (VDV), Dez. 1995.

- [27] *Bahnanwendungen – Oberbau – Weichen und Kreuzungen – Teil 1: Definitionen; Deutsche Fassung EN 13232-1:2003*. DIN EN 13232-1. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Jan. 2004.
- [28] *Bahnanwendungen – Oberbau – Weichen und Kreuzungen – Teil 2: Anforderungen an den geometrischen Entwurf; Deutsche Fassung EN 13232-2:2003+A1:2011*. DIN EN 13232-2. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Jan. 2012.
- [29] *Bahnanwendungen – Oberbau – Weichen und Kreuzungen – Teil 3: Anforderungen an das Zusammenspiel Rad/Schiene; Deutsche Fassung EN 13232-3:2003+A1:2011*. DIN EN 13232-3. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Jan. 2012.
- [30] *Bahnanwendungen – Oberbau – Weichen und Kreuzungen – Teil 5: Zungenvorrichtungen; Deutsche Fassung EN 13232-5:2005+A1:2011*. DIN EN 13232-5. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Jan. 2012.
- [31] *Bahnanwendungen – Oberbau – Weichen und Kreuzungen – Teil 6: Starre einfache und doppelte Herzstücke; Deutsche Fassung EN 13232-6:2005+A1:2011*. DIN EN 13232-6. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Jan. 2012.
- [32] *Technische Regeln für die Spurführung von Schienenbahnen (TR Sp)*. Straßenbahn-Bau- und Betriebsordnung – BOStrab, Mai 2006.
- [33] E. Lay und R. Rensing. **Weichen**. In: *Handbuch Eisenbahninfrastruktur*. Hrsg. von L. Fendrich und W. Fengler. Springer Berlin Heidelberg, 2013, 239–306. ISBN: 978-3-642-30020-2.
- [34] D. Schuhmann. *Tramgeschichten.de Geschichte(n) der Münchner Straßenbahn*. 11. Nov. 2009. URL: <http://www.tramgeschichten.de/wp-content/uploads/2009/11/herzstueck-weiche.jpg> (besucht am 25.02.2014).
- [35] W. Kortüm und P. Lugner. *Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen*. Springer-Verlag, 1994.
- [36] W. Kortüm und R. S. Sharp, Hrsg. *Multibody Computer Codes in Vehicle System Dynamics*. Bd. 22. sup1. Swets & Zeitlinger, 1993.
- [37] W. Rulka. **SIMPACK – A Computer Program for Simulation of Large-motion Multibody Systems**. In: *Multibody Systems Handbook*. Hrsg. von W. Schiehlen. Springer Berlin Heidelberg, 1990, 265–284. ISBN: 978-3-642-50997-1.
- [38] G. Schupp und A. Jaschinski. **Virtual prototyping: the future way of designing railway vehicles**. In: *International Journal of Vehicle Design* **22**(1) (1999), 93–115.
- [39] H. Netter, G. Schupp, W. Rulka und K. Schroeder. **New aspects of contact modelling and validation within multibody system simulation of railway vehicles**. In: *Vehicle System Dynamics* **29**(sup1) (1998), 246–269.

- [40] E. C. Slivsgaard. On the interaction between wheels and rails in railway dynamics. Dissertation. Technical University of Denmark, Institute for Mathematical Modelling, Lyngby, 1995.
- [41] J. P. Pascal und G. Sauvage. [The Available Methods to Calculate the Wheel/Rail Forces in Non Hertzian Contact Patches and Rail Damaging](#). In: *Vehicle System Dynamics* **22**(3-4) (1993), 263–275.
- [42] J. J. Kalker. Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact. Kluwer Academic Publishers, 1990.
- [43] H. Hertz. [Ueber die Berührung fester elastischer Körper](#). In: *Journal für die reine und angewandte Mathematik* **92** (1881), 156–171.
- [44] K. Knothe und H. Le The. [A contribution to the calculation of the contact stress distribution between two elastic bodies of revolution with non-elliptical contact area](#). In: *Computers & Structures* **18**(6) (1984), 1025 –1033. ISSN: 0045-7949.
- [45] S. Damme, U. Nackenhorst, A. Wetzel und B. Zastrau. [On the Numerical Analysis of the Wheel-Rail System in Rolling Contact](#). In: *System Dynamics and Long-Term Behaviour of Railway Vehicles, Track and Subgrade*. Hrsg. von K. Popp und W. Schiehlen. Bd. 6. Lecture Notes in Applied Mechanics. Springer Berlin Heidelberg, 2003, 155–174. ISBN: 978-3-642-07864-4.
- [46] C. Weidemann. Fahrdynamik und Verschleiß starrer und gummigefederter Eisenbahnräder. Dissertation. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2001.
- [47] J. Piotrowski und H. Chollet. [Wheel-rail contact models for vehicle system dynamics including multi-point contact](#). In: *Vehicle System Dynamics* **43**(6-7) (2005), 455–483.
- [48] G. Schupp. Numerische Verzweigungsanalyse mit Anwendungen auf Rad-Schiene-Systeme. Dissertation. Universität Stuttgart, 2004.
- [49] *Bahnanwendungen – Oberbau – Speziialschienen – Rillenschienen und zugehörige Konstruktionsprofile; Deutsche Fassung EN 14811:2006+A1:2009*. DIN EN 14811. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Mai 2010.
- [50] W. Schöch. Entwicklung von Schleifstrategien gegen Rollkontaktermüdung – Ein internationaler Überblick. In: *ZEVrail Glasers Annalen* **132** (2008), 2–10.
- [51] Forschungsgemeinschaft "Schienenfahrweg für das 21. Jahrhundert". Teil I: Lärmreduktion beim Fahren auf kontinuierlich gelagerter Schiene System INFUNDO. Abschlussbericht. Universität Karlsruhe, 2004.
- [52] *Bahnanwendungen – Oberbau – Gleislagequalität – Teil 1: Beschreibung der Gleisgeometrie; Deutsche Fassung EN 13848-1:2003+A1:2008*. DIN EN 13848. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Nov. 2008.

- [53] M. Weigend. [Trassierung und Gleisplangestaltung](#). In: *Handbuch Eisenbahninfrastruktur*. Hrsg. von L. Fendrich. Springer Berlin Heidelberg, 2007, 1–41. ISBN: 978-3-540-29581-5.
- [54] U. Ritscher. Entgleisungssicherheit: Untersuchungen im Weichenbereich. In: *Der Eisenbahningenieur* **59**(1) (2008), 14–20.
- [55] M. Wiest, W. Daves, F. D. Fischer und H. Ossberger. [Deformation and damage of a crossing nose due to wheel passages](#). In: *Wear* **265**(9-10) (2008), 1431–1438.
- [56] C. Andersson und T. Dahlberg. [Wheel/rail impacts at a railway turnout crossing](#). In: *Proc. Instn. Mech. Engrs.* **212**(F) (1998), 123–134.
- [57] R. Lüdeking und U. Lenz. Instandsetzung mindert Emissionen. In: *Der Nahverkehr* **28**(11) (2010), 58–60.
- [58] *Schienenfahrzeuge – Kennzeichnung der Radsatzfolge*. DIN 30052. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Juli 2006.
- [59] *Bahnanwendungen – Fahrkomfort für Fahrgäste – Messung und Auswertung; Deutsche Fassung EN 12299:2009*. DIN EN 12299. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Aug. 2009.
- [60] *Bahnanwendungen – Festigkeitsanforderungen an Wagenkästen von Schienenfahrzeugen – Teil 1: Lokomotiven und Personenfahrzeuge (und alternatives Verfahren für Güterwagen); Deutsche Fassung EN 12663-1:2010*. DIN EN 12663. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Juli 2010.
- [61] *Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Festlegungsverfahren für Festigkeitsanforderungen an Drehgestellrahmen; Deutsche Fassung EN 13749:2011*. DIN EN 13749. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Juni 2011.
- [62] N. Burgelman, M. S. Sichani, Z. Li, R. Dollevoet, R. Enblom und M. Berg. Comparison of wheel/rail contact models for online vehicle dynamic simulation. In: *Proceedings of 23rd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks* (2013).
- [63] T. Kuba und P. Lugner. [Dynamic behaviour of tramways with different kinds of bogies](#). In: *Vehicle System Dynamics* **50**(sup1) (2012), 277–289.

A

Sonstige Berechnungen

A.1 Generierung der Straßenbahnweiche

A.1.1 Berechnung der Zungenschienenbreite

Der Verlauf der Zungenschienenbreite $b_z(s)$ ergibt sich gemäß Gleichung (4.3.2) auf Seite 40 und ist nachfolgend in Abbildung A.1 dargestellt.

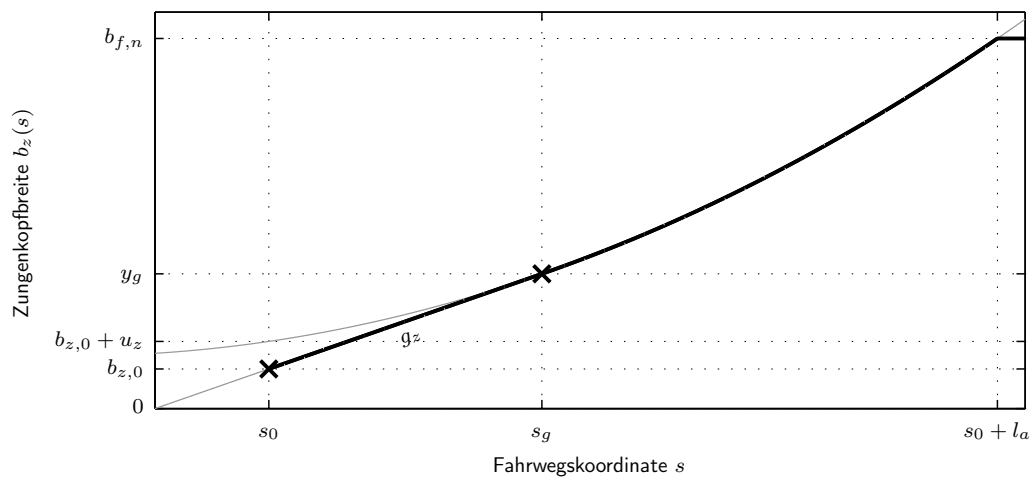


Abbildung A.1.: Zur Berechnung der Fahrkopfbreite des Zungenschienenprofils $b_z(s)$ basierend auf den folgenden Eingangsgrößen: äußerer Zweiggleisradius R_a , Anschlaglänge l_a , nominelle Fahrkopfbreite $b_{f,n}$, Zungenspitzenbreite $b_{z,0}$ und Geradenlänge g_z : Zungenkopfbreite $b_z(s)$ (schwarz), Bogen mit Radius R_a und Mittelpunkt (m_x, m_y) (grau), Unterschneidungsversatz u_z .

An dieser Stelle wird entsprechend der Gleichung (4.3.3) auf den funktionalen Zusammenhang der darin auftretenden Variablen k_f , (m_x, m_y) und s_g und den bekannten Eingangsgrößen hingewiesen. Dies sind der äußere Zweiggleisradius R_a , die Anschlaglänge l_a , die nominelle Fahrkopfbreite $b_{f,n}$, die Zungenspitzenbreite $b_{z,0}$ und die Geradenlänge g_z , welche in Abbildung A.1 teilweise aufgelistet sind. Auf eine Darstellung des Mittelpunkts (m_x, m_y) sowie des Radius R_a des grau eingezeichneten Bogens wird der Übersicht halber verzichtet.

Aus einfachen geometrischen Zusammenhängen gemäß Abbildung A.1 ergeben sich folgende fünf Gleichungen (A.1.1a)–(A.1.1e) zur Berechnung der unbekanntenen Größen k_f , (m_x, m_y) , s_g und y_g , welche numerisch gelöst werden und hier der Vollständigkeit halber angeführt sind.

$$0 = b_{f,n} + \sqrt{R_a^2 - ((s_0 + l_a) - m_x)^2} - m_y \quad (\text{A.1.1a})$$

$$0 = k_f s_g + b_{z,0} \quad (\text{A.1.1b})$$

$$0 = y_g + \sqrt{R_a^2 - (s_g - m_x)^2} - m_y \quad (\text{A.1.1c})$$

$$0 = k_f - \frac{s_g - m_x}{\sqrt{R_a^2 - (s_g - m_x)^2}} \quad (\text{A.1.1d})$$

$$0 = \sqrt{g_z^2 - (s_g - s_0)^2} + y_0 \quad (\text{A.1.1e})$$

Dabei wird $s_0 = 0$ m angenommen, da die Zungenschiene tatsächlich dort beginnt. Für die in dieser Arbeit als Referenz herangezogenen Straßenbahnweiche werden als Eingangsgrößen die in Tabelle 4.2 zu findenden Zahlenwerte verwendet.

A.2 Massenträgheitsmomente des Wagenkastens des Drehgestellfahrzeugs

Die Massenträgheitsmomente des Wagenkastens des Drehgestellfahrzeugs werden basierend auf der Annahme berechnet, dass der Wagenkasten aus einer homogenen quaderförmigen Struktur besteht, dessen Dicke $\frac{\delta}{2}$ fest vorgegeben ist. Weiters seien die Breite b_a , Höhe h_a und Länge l_a des gesamten Wagenkastens (Index a für außen) gegeben. Die entsprechenden inneren Abmessungen (Index i) ergeben – unter der Voraussetzung, dass diese Struktur vorne und hinten offen ist – folgende Werte.

$$b_a = b_i + \delta \quad (\text{A.2.1a})$$

$$h_a = h_i + \delta \quad (\text{A.2.1b})$$

$$l_a = l_i \quad (\text{A.2.1c})$$

Für den Wagenkasten des Drehgestellfahrzeugs gelten somit folgende Gleichungen zur

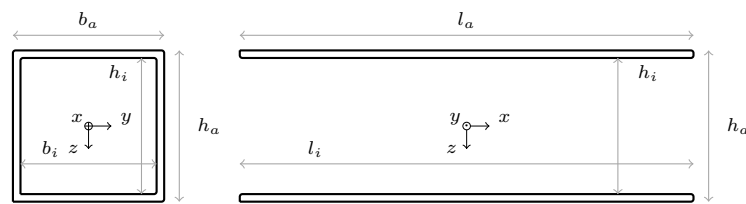


Abbildung A.2.: Querschnitte samt Abmessungen des Wagenkastens des Drehgestellfahrzeugs für die Berechnung der Massenträgheitsmomente.

Berechnung der Hauptträgheitsmomente.

$$I_{xx} = \frac{1}{12} \rho (V_a (h_a^2 + b_a^2) - V_i (h_i^2 + b_i^2)) \quad (\text{A.2.2a})$$

$$I_{yy} = \frac{1}{12} \rho (V_a (h_a^2 + l_a^2) - V_i (h_i^2 + l_i^2)) \quad (\text{A.2.2b})$$

$$I_{zz} = \frac{1}{12} \rho (V_a (b_a^2 + l_a^2) - V_i (b_i^2 + l_i^2)) \quad (\text{A.2.2c})$$

Dabei sind $V_a = b_a h_a l_a$ bzw. $V_i = b_i h_i l_i$ die Volumina des äußeren bzw. des inneren Quaders. Ferner werde die Dichte dieser Struktur mit ρ bezeichnet und über die fix vorgegebene Masse sowie der geometrischen Abmessungen berechnet. Für die Ermittlung der in Tabelle 5.7 auf Seite 66 für I_{xx} , I_{yy} und I_{zz} angegebenen Werte werden die folgenden Identitäten benutzt.

$$b_a = 2205 \text{ mm}$$

$$h_a = 2205 \text{ mm}$$

$$l_a = 14\,668 \text{ mm}$$

$$\delta = 300 \text{ mm}$$

Lebenslauf

Johannes Vilsecker

Geboren am 23. Jänner 1984 in Ried im Innkreis
Nationalität Österreich

Ausbildung

06/2010-06/2014 Doktoratsstudium der Technischen Wissenschaften an der TU Wien
10/2006-05/2010 Bakkalaureatsstudium der Technischen Physik an der TU Wien
10/2004-01/2010 Diplomstudium der Technischen Mathematik an der TU Wien, Naturwissenschaftlicher Zweig
09/1994-06/2002 Bundesgymnasium Ried im Innkreis, Humanistischer Zweig

Erfahrung

04/2014-laufend Entwicklungsingenieur, Siemens AG Österreich, Infrastructures and Cities, Rail Systems: *Fahrwerksdiagnose und -überwachung*
10/2013-03/2014 Projektassistent, Forschungsgruppe für Fahrzeugdynamik, Institut für Mechanik und Mechatronik, TU Wien: *Modellierung und Parametrierung von Fahrwerks-Elastomerlagern*
06/2010-09/2013 Projektassistent, Forschungsgruppe für Fahrzeugdynamik, Institut für Mechanik und Mechatronik, TU Wien: *Auslegungsrelevante Gleisparameter*
06/2008-09/2008 Projektassistent, Forschungsgruppe für Fahrzeugdynamik, Institut für Mechanik und Mechatronik, TU Wien: *Parameteroptimierung eines passiven Hydrolagermodells*

Publikationen

1. J. Vilsecker, W. Mack, A. Falkner, R. Hanfstingl. On the complexity of hydro-mount-models in full vehicle simulation. In: *PAMM Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*. **11**(1) (2011), 341–342.
2. J. Vilsecker, W. Mack, A. Falkner, R. Hanfstingl. Effects of non-linear modelling of a hydromount in full vehicle simulation. In: *Int. J. Vehicle Noise and Vibration*. **7**(2) (2011), 109–128.
3. S. Emrich, T. Kadiofsky, C. Simon, J. Vilsecker. Direct Modelling and Programming of ODE – and CA – Results for ARGESIM Benchmark C17 'SIR-Type Epidemic' in Modelica/Dymola. In: *Simulation News Europe SNE* **18**(3-4) (2009), 69–70.

Vorträge

1. J. Vilsecker. Simulation der Wechselwirkung zwischen Weiche und Straßenbahn. *Sitzung der ÖVG Arbeitsgruppe "Rad-Schiene Interaktion und dynamische Fahrzeug-Fahrweg Wechselwirkungen"*. Wien, 23.01.2014.
2. J. Vilsecker, M. Plöchl, J. Edelmann, F. Magerl. Effects of running through tramway turnouts on vehicle design. *23rd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*. Qingdao, 19.08.2013 – 23.08.2013.
3. J. Vilsecker, W. Mack, A. Falkner, R. Hanfstingl. On the complexity of hydro-mount-models in full vehicle simulation. *GAMM 2011 – 82nd Annual Meeting of the International Association of Applied Mathematics and Mechanics*. Graz, 18.04.2011 – 21.04.2011.
4. J. Vilsecker, W. Mack, A. Falkner. Drift effects in vehicle simulation excited by wheel forces. *GAMM 2010 – 81st Annual Meeting of the International Association of Applied Mathematics and Mechanics*. Karlsruhe, 22.03.2010 – 26.03.2010.