

**Zum Nutzen schaltbarer Schlingerdämpfer in
Trassierungselementen mit veränderlicher
Gleiskrümmung**

Vom Fachbereich Maschinenbau

der Universität Hannover

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Rainer Kratochwille

geboren am 20. Februar 1972 in Gehrden

2004

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll
2. Referent: Prof. em. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. E. h. Gerhard Voß
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Ludger Overmeyer
Tag der Promotion: 22. Dezember 2004

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie der Universität Hannover.

Bedanken möchte ich mich bei allen Kollegen, wissenschaftlichen Hilfskräften und Studenten, die durch ihre Unterstützung zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, gilt mein besonderer Dank für die Betreuung der Dissertation, für die stets gewährte Unterstützung und für das entgegengebrachte Vertrauen.

Mein herzlicher Dank geht an Herrn Prof. em. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. E. h. G. Voß für die langjährige Hilfe, die Ermutigungen, die vielen fruchtbaren Diskussionen und die Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. L. Overmeyer danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Der Firma Siemens, insbesondere Herrn Dr.-Ing. Haigermoser und Herrn Dipl.-Ing. Haas, danke ich für die Bereitstellung von Messergebnissen. Danken möchte ich auch der Deutschen Bahn AG, die durch Unterstützung durch Herrn Dr.-Ing. Schubert, Herrn Dipl.-Ing. Fastnacht und Herrn Dipl.-Ing. Klein mir ebenfalls Messdaten zur Verfügung stellen konnte. Weiterhin Dank an die Firma ZF Sachs in der Person von Herrn Dipl.-Ing. van Kasteel für die Hilfe bezüglich der Charakteristik der schaltbaren Schlingerdämpfer. Mein herzlicher Dank gilt der Abteilung für Dynamik der Firma Alstom LHB, besonders Herrn Dipl.-Ing. Böttcher und Herrn Dipl.-Ing. Stradtman, für die umfangreiche Unterstützung beim Einsatz des Programmsystems Simpack und den vielen bereitwilligen Informationen zu Schienenfahrzeugdynamik und Zulassung.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meiner Frau Susann für manche Hilfe beim Erstellen der Arbeit bedanken.

Kurzfassung

Ab einem gewissen Fahrgeschwindigkeitsbereich sind bei Schienenfahrzeugen stark erhöhte Schlingerbewegungen zu beobachten. Diese Instabilitätserscheinungen haben ihre Ursache in der Zunahme destabilisierender Massenkräfte bei gleichzeitiger Abnahme stabilisierender Dämpfungskräfte. Zur Anhebung der Stabilität und zur Realisierung deutlich höherer Fahrgeschwindigkeiten werden zwischen Fahrwerk und Wagenkasten sog. Drehhemmungen notwendig. Eine mögliche Ausführungsform der Drehhemmung sind sog. Schlingerdämpfer. Es handelt sich dabei um längsliegende Hydraulikdämpfer mit einem sehr hohen Lehrschen Dämpfungsgrad, die die Ausdrehbewegung des Fahrwerks unter dem Wagenkasten hemmen. Damit die Funktion des Schlingerdämpfers gewährleistet ist, muss der Dämpfer schon bei sehr kleinen Kolbengeschwindigkeiten hohe Dämpferkräfte erzeugen, was einen steilen Kennlinienverlauf voraussetzt. Dieses hat zur Folge, dass die Schlingerdämpfer auch bei langsamen Bogenfahrten entsprechend hohe Kräfte erzeugen, die sich als zusätzliche Querkräfte an der Schiene abstützen und somit die Gesamtführungskraft erhöhen. Aus diesem Grunde zeigen sich im Bereich von Krümmungsänderungen oder –sprüngen unerwünschte Kräfteerhöhungen, die die Belastungen und den Verschleiß an Rad, Schiene und Fahrwerksbauteilen vergrößern und die Einhaltung sicherheitsrelevanter Grenzwerte erschweren. Die Verwendung immer stärkerer Schlingerdämpfer sowie die Anhebung der Kurvengeschwindigkeit durch Neigezüge haben bei Hochgeschwindigkeitsfahrzeugen besonders in engen Bögen, Gleisverzierungen und Weichen die Situation deutlich verschlechtert. Zur Lösung dieses Problems kann ein schaltbarer Schlingerdämpfer Verwendung finden, der zwischen zwei Kennlinien schalten kann. Eine zusätzliche flache Kennlinie mit geringer Kraftwirkung kommt bei langsamen Fahrgeschwindigkeiten zur Anwendung, wenn auf den Schlingerdämpfer aus Gründen der Fahrsicherheit eigentlich verzichtet werden könnte. Konstruktiv wird die Umschaltfunktion mit Hilfe eines elektromagnetischen Ventils verwirklicht, das einen Bypass öffnet und damit den Kolbenwiderstand sehr deutlich absenkt. Mit Hilfe von Messungen und Simulationsrechnungen konnte gezeigt werden, dass eine zusätzliche weiche Schlingerdämpferkennlinie in den kritischen Trassierungssituationen zu einer deutlichen Reduzierung des Kraftniveaus führt, die Verschleißkennwerte signifikant verringert werden und in Einzelfällen das Überschreiten sicherheitsrelevanter Grenzwerte verhindert werden konnte. Schaltbare Schlingerdämpfer stellen ein Fahrwerksbauteil dar, das zur Schonung des Fahrwegs dient und einen Beitrag zur Senkung der Fahrweginstandhaltungskosten liefern kann.

Abstract

In certain speed range highly increasing hunting motions of railway vehicles do appear. This phenomenon of instability derives from increasement of destabilizing inertia force combined with loss of stabilizing damping force. To get more stability and to be able to reach higher speed there is need of so called rotational damping between bogie and carbody. One possibility is to use yaw dampers as rotational dampers. These are longitudinal hydraulic dampers with high attenuation measure that stop the rotational movement of the bogie underneath the carbody. To ensure the correct function of the yaw damper even low piston speed has to produce high damping force. Therefore a high characteristic line is essential. Due to this even during slow curve drives high forces, that appear as lateral force against the rail, are caused by the yaw damper and so increase the sum of the lateral force. For that reason increasing forces appear in changes and discontinuity of the radius, that cause higher load and so wear of wheel, rail and components of the bogie. That makes adherence to the safety limits more difficult. This problem does get even worse with the use of stronger yaw dampers and higher speed in curves concerning tilting trains and high speed trains especially in small curves, cross overs and switches. A solution to this problem is a switchable yaw damper, that is able to switch between two different characteristic lines. An additional flat characteristic line with low force is used in low speed range when a yaw damper is not necessary for safety reasons. The switching is realized by an electromagnetic valve that opens a by-pass and thus reduces the piston pressure. Measurements and calculations show that an additional flat characteristic line in difficult parts of the location of the line leads to a significant reduction of force and lower wear coefficients. In special cases exceeding of safety limits could so be prevented. Switchable yaw dampers are a component of the bogie that are able to save the line and to reduce costs for the maintenance of the track.

Schlagwörter: schaltbare Schlingerdämpfer, Schienenfahrzeugdynamik, Trassierung

Keywords: switchable yaw damper, railway system dynamic, line construction

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	1
2.	Einführung in das Thema	2
2.1.	Drehhemmung, Schlingerdämpfer und Schlingerproblematik.....	2
2.2.	Historische Entwicklung der Schlingerproblematik	3
2.3.	Zielsetzung der Arbeit.....	4
3.	Schienenfahrzeugdynamische Grundlagen	5
3.1.	Einführung.....	5
3.2.	Wandel im Verständnis der Radsatzlauftheorie	5
3.2.1.	Wellenlauf und Resonanztheorie	5
3.2.1.1.	Klingelformel	5
3.2.2.	Widersprüche der Klingelformel.....	6
3.2.3.	Lineare Untersuchungsmethode, stabile und instabile Bereiche.....	7
3.2.3.1.	Kontaktmechanik	7
3.2.3.2.	Bewegungsdifferentialgleichungen für laterale Bewegungsvorgänge.....	8
3.2.3.3.	Stabilitätsuntersuchungen.....	11
3.2.3.4.	Wurzelortskurve	12
3.2.4.	Nichtlineare Lösung, Grenzykelverhalten.....	13
3.3.	Stabilitätsprüfung an realen Fahrzeugen	15
3.4.	Einflussparameter auf das Stabilitätsverhalten	16
3.5.	Bogenfahrt.....	17
3.5.1.	Entstehung der Spurführungskräfte.....	17
3.5.2.	Quasistatische Bogenfahrt.....	18
3.5.3.	Anlaufstoß bei Bogeneinfahrt	19
3.5.4.	Ausdrehwiderstand eines Fahrwerks.....	19
4.	Drehhemmung.....	21
4.1.	Grundsätzliches zur Drehhemmung	21
4.2.	Überschlägige Berechnungen nach Sperling.....	21
4.3.	Entwicklung der Drehhemmung	22
4.4.	Reibungsdämpfer	24
4.5.	Hydraulische Dämpfer	26
4.6.	Voraussetzungen der Drehhemmung	27
4.7.	Ausdrehmomente	28
4.8.	Prinzipielle Nachteile der Drehhemmung	28

4.9.	Vor- und Nachteile der verschiedenen Drehhemmungen	29
5.	Aufbau der hydraulischen Schlingerdämpfer	31
5.1.	Entwicklungsgeschichte	31
5.2.	Funktionsweise von Schlingerdämpfern	32
5.3.	Bauformen von Schlingerdämpfern	34
6.	Variable Hydraulikdämpfer	35
6.1.	Klassifikation der Koppelemente	35
6.2.	Möglichkeiten der Beeinflussung der Dämpferkennlinie	35
6.3.	Entwicklung elektrisch verstellbarer Dämpfungssysteme	36
7.	Schaltbare Schlingerdämpfer	38
7.1.	Erste Versuche	38
7.2.	Serieneinsatz schaltbarer Schlingerdämpfer	38
7.3.	Konstruktion schaltbarer Schlingerdämpfer	39
7.4.	Steuerung der schaltbaren Schlingerdämpfer	40
8.	Simulationen und Simulationsmodell	42
8.1.	Simulationsprogramm	42
8.2.	Fahrzeugmodell	42
8.3.	Auswertungsgrößen	43
9.	Trassierungsgrundlagen	46
9.1.	Linienführung	46
9.2.	Überhöhung und Überhöhungsrampe	46
9.3.	Übergangsbögen	47
9.4.	Zulässige Fahrgeschwindigkeiten im Bogen	49
9.5.	Gleisverziehungen	49
9.6.	Weichen	50
10.	Einfluss der Trassierungsgestaltung auf die Schlingerdämpferkraft	53
11.	Variable Dämpferkennlinien	57
12.	Messfahrten	61
12.1.	Bogenfahrten	61
12.1.1.	Messdatenvergleich	62
12.1.1.1.	Einfluss der Dämpferkennlinie	62
12.1.1.2.	Einfluss der Fahrgeschwindigkeit	63
12.1.2.	Vergleich zwischen Messung und Simulation	65
12.1.2.1.	Beispiel für die Dämpferkennlinie 1000/18	65
12.1.2.2.	Beispiel für die weichere Dämpferkennlinie 400/12	67
12.2.	Weichenfahrt	69

13. Untersuchungen zu schaltbaren Schlingerdämpfern bei verschiedenen Trassierungssituationen.....	72
13.1. Trassierungen ohne Krümmungsänderung.....	73
13.1.1. Gleislagestörungen.....	73
13.1.2. Weichenfahrt auf Stammgleis.....	74
13.2. Trassierungen mit kontinuierlichem Krümmungsverlauf.....	76
13.2.1. Variationsrechnungen bei konstanter Übergangsbogenlänge.....	76
13.2.1.1. Variation der Fahrgeschwindigkeit.....	76
13.2.1.2. Variation des Bogenradius.....	79
13.2.1.3. Gemeinsame Darstellung.....	81
13.2.2. Variation der Übergangsbogenlänge.....	82
13.2.2.1. Untersuchungen für einen 300 m-Bogen.....	83
13.2.2.2. Bögen zwischen 150 m und 500 m Radius.....	84
13.2.3. Bogenausfahrt.....	86
13.2.4. Vergleich von Übergangsbogenformen.....	87
13.2.5. Verschleißuntersuchungen für Übergangsbögen.....	89
13.3. Trassierungen mit Krümmungssprung.....	91
13.3.1. Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen.....	91
13.3.2. Gleisverziehungen.....	93
13.3.2.1. Vergleich der Trassierungsvorschriften.....	93
13.3.2.2. Variation der Dämpferkennlinie.....	94
13.3.3. Weichenfahrt auf Zweiggleis.....	95
13.3.3.1. Verschleißuntersuchungen für Weichenfahrten.....	99
14. Optimierung schaltbarer Schlingerdämpfer.....	102
14.1. Vergleich zwischen Prototyp- und Serienfahrwerk.....	102
14.2. Optimierung der weichen Schlingerdämpferkennlinie.....	106
15. Zusammenfassung und Ausblick.....	110
16. Literaturverzeichnis.....	112
Anlage.....	121

Formelzeichen und Abkürzungen

a	[m]	Halbachse der Kontaktellipse
$2a$	[m]	Radsatzabstand
a_q	[m/s ²]	unausgeglichene Querbeschleunigung
A_B	[m ²]	Bohrungsfläche
A_K	[m ²]	Kolbenfläche
b	[m]	Halbachse der Kontaktellipse
$2b$	[m]	Drehzapfenabstand
c_i	[N/m]	Federsteifigkeit
c_x	[N/m]	Federsteifigkeit der Radsatzführung
c_y	[N/m]	Federsteifigkeit der Radsatzführung
C_{ij}	[-]	Schlupfkoeffizienten (Kalker-Koeffizienten)
d_i	[Ns/m]	Dämpfungskonstante
d_y	[m]	Radsatzquerverschiebung
D	[-]	Dämpfungsmatrix
e	[m]	Verziefungsbreite
e_0	[m]	halber Berührungspunktabstand
$e_{i,j}$	[m]	Querverschiebung der Schiene
e_x	[m]	halber Abstand der Längsfederung
f	[1/s]	Frequenz
f	[mm]	Tangentenabrückmaß
F_D	[N]	Dämpferkraft
F_H	[N]	Haftkraft
$F_{LF,i}$	[N]	Flexicoilkraft
$F_{QD,i}$	[N]	Querdämpferkraft
$F_{SD,i}$	[N]	Schlingerdämpferkraft
$F_{x,i}, F_{y,i}, F_{z,i}$	[N]	Primärabstützung
G	[N/mm ²]	Gleitmodul
G	[-]	Kreiselmatrix
h	[m]	wirksamer Hebelarm des Schlingerdämpfers
$I_{WG,i}$	[g/Nm]	Proportionalitätsfaktor
K	[-]	Matrix der konservativen Lagekräfte
K	[1/m]	Krümmung
K'	[1/sm]	Krümmungsänderung
l	[m]	Länge des Trassierungselements
l_g	[m]	Länge der Zwischengerade
$l_{R,i}$	[m]	Länge der Überhöhungsrampe
$l_{u,i}$	[m]	Länge des Übergangsbogens
$l_{VZ,i}$	[m]	Länge der Verziefung
L	[m]	Wellenlänge
m	[kg]	Masse
m	[m/mm]	Neigungsmaß
M	[-]	Massenmatrix
M_R	[Nm]	Drehhemmmoment
M_ζ	[Nm]	Bohrmoment
N	[-]	Matrix der nichtkonservativen Lagekräfte
N_i	[N]	Normalkräfte
P	[-]	Matrix der geschwindigkeitsabhängigen Kräfte
P	[W]	Reibleistung
P_A	[W/mm ²]	Reibleistung pro Fläche

P_i	[N]	Führungskraft (Heumann)
Q	[-]	Matix der lageabhängigen Kräfte
Q	[N]	Radlast
$2Q$	[N]	Vertikallast im Radsatzschwerpunkt
$Q_{\text{quasistat}}$	[N]	Grenzwert
r	[m]	Bogenradius
R	[m]	Bogenradius
r_0	[m]	Rollradius
s_i	[m]	lokaler Schlupfweg
T	[s]	Zeit
T	[s]	Schwingungsdauer
$T_{\xi,i}, T_{\eta,i}$	[N]	Schlupfkkräfte (längs, quer)
u	[m]	Weggröße
u	[mm]	baulische Überhöhung
u_f	[mm]	Überhöhungsfehlbetrag
Δu_f	[mm]	Differenz der Überhöhungsfehlbeträge
u_0	[mm]	Planungswert der Gesamtüberhöhung
u_y	[m]	Querverschiebung
v	[m/s]	Fahrgeschwindigkeit
v_0	[m/s]	Fahrgeschwindigkeit
v_d	[m/s]	Dämpfergeschwindigkeit
v_e	[m/s]	Auslegungsgeschwindigkeit
v_{SD}	[m/s]	Schlingerdämpferarbeitsgeschwindigkeit
v_K	[m/s]	Kolbengeschwindigkeit
v_{krit}	[m/s]	kritische Fahrgeschwindigkeit
$v_{\text{krit,nl}}$	[m/s]	nichtlineare kritische Fahrgeschwindigkeit
W	[Nm]	Reibarbeit
W_1	[Nm/m]	spezifische Reibarbeit
x, y, z	[m]	raumfeste Koordinatenrichtung
$Y_{i,j}$	[N]	Querkraft
$Y_{\text{schlinger}}$	[N]	Schlingerdämpferanteil der Querkraft
$Y_{\text{Gleisdynamik}}$	[N]	Gleisdynamikanteil der Querkraft
$Y_{\text{Stoß}}$	[N]	Stoßanteil der Querkraft
$Y_{\text{quasistat}}$	[N]	Grenzwert
$Y_{\text{quasistatisch}}$	[N]	Quasistatikanteil der Querkraft
Summe Y	[N]	Summe der Querkräfte
Y/Q	[-]	Entgleisungskoeffizient
α	[°]	Anlaufwinkel
α	[°]	Ausdrehwinkel
α	[-]	chrakteristischer Exponent
α_{QS}	[-]	Koeffizient der Grenzwertberechnung
β	[°]	Spurkranzwinkel
δ	[-]	Realteil des Eigenwerts
δ_0	[-]	Tangentenneigung im Radaustandspunkt bei zentraler Stellungd des Radsatzes
λ	[-]	Konizität
λ_e	[-]	äquivalente Konizität
μ	[-]	Reibwert
μ_H	[-]	Ruhereibungskoeffizient
μ_G	[-]	Gleitreibungskoeffizient

ν	[-]	Imaginärteil des Eigenwerts
ν_i	[-]	Starrkörperschlupf
ν_ϕ	[-]	Bohrschlupf
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[-]	normierter Koeffizient des Wankwinkels
φ_z	[-]	Wendewinkel
ϕ	[-]	Spin
Θ	[°]	Stoßwinkel
Θ_i	[kg/m ²]	Massenträgheitsmoment
ω	[rad/s]	Eigenkreisfrequenz
ω	[rad/s]	Ausdrehgeschwindigkeit
Ω_0	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit des Radsatzes
ξ, η, ζ	[m]	kontaktpunktfestes Koordinatensystem

Aw	Ausnahmewert
BA	Bogenanfang
BE	Bogenende
BR	Baureihe
DB	Deutsche Bahn AG
DES	elektronisch gesteuertes Drehhemmungssystem
DS	Dienstschrift
EBO	Eisenbahnbau – und Betriebsordnung
ET	Elektrotriebwagen
Ew	Ermessensgrenzwert
EW	Einheitsweiche
GDS	Görlitz-Dresden-Salzgitter (Fahrwerkbezeichnung)
GP	Görlitz-Prag (Fahrwerkbezeichnung)
Hw	Herstellungsgrenzwert
IC	Intercity
ICE	Intercity-Express
IVA	internationale Verkehrsausstellung
MD	Minden-Deutz (Fahrwerkbezeichnung)
MKS	Mehrkörpersystem
Obv	Oberbauvorschrift
ORE	Office de Recherche et d'Essais de l'Union International des Chemins de Fer
PTFE	Polytetrafluorethylen
RA	Rampenanfang
RE	Rampenende
RMP	Reibungsmittelpunkt

rms	Root Mean Square
Rw	Regelwert
SBB	Schweizer Bundesbahnen
SF	Siemens Fahrwerk
SGP	Semmering-Graz-Pauker AG
SNCF	Societe Nationale des Chemins de Fer Francais
TGV	Trains à Grand Vitesse
UA	Übergangsbogenanfang
UE	Übergangsbogenende
UIC	Union Internationale des Chemins de Fer
VT	Verbrennungstriebwagen
WA	Weichenanfang
WE	Weichenende
WOK	Wurzelortskurve
WZ	Wertziffer
Zw	Zustimmungswert

1. Einleitung

Schienenfahrzeuge mit Drehgestellen führen, durch die Bewegungen der Radsätze angeregt, Wendebewegungen unter dem Wagenkasten aus, die bei bestimmten Fahrgeschwindigkeiten und Radsatzquerverschiebungen ein sehr hohes Amplitudenniveau annehmen (*instabiler Radsatzlauf*) und nur durch die Spurkränze formschlüssig begrenzt werden. Dieser Fahrzustand muss aus Sicherheits- und Verschleißgründen vermieden werden und begrenzt somit die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeuges. Um in Bereiche höherer Fahrgeschwindigkeiten vorstoßen zu können, versucht man, den Wendebewegungen zwischen Fahrwerk und Wagenkasten entgegenzuwirken. Als Drehhemmung werden neben Reibelementen meist sog. *Schlingerdämpfer* als geschwindigkeitsabhängige Hydraulikdämpfer verwendet, bei deren Auslegung ein Kompromiss bei der Wahl der Dämpfungskonstante d_i zu treffen ist. Bei der Fahrt in der Geraden soll das Fahrwerk möglichst steif an den Wagenkasten angekoppelt werden, wofür eine hohe Dämpferkonstante wünschenswert wäre. Bei der Einfahrt in Bögen (Übergangsbogen) und bei Weichenfahrten soll dagegen die Ausdrehbewegung des Fahrwerks unter dem Wagenkasten so wenig wie möglich behindert werden. Dazu wäre eine nachgiebige Ankopplung anzustreben, da im Bogen harte Schlingerdämpfer zu hohen Kräften und mehr Verschleiß im Rad/Schiene-Kontakt sowie zu erhöhten Kräften und Beschleunigungen im Fahrzeug führen. Um diesem klassischen eisenbahnspezifischen Zielkonflikt aufzulösen, sind *schaltbare Schlingerdämpfer* sinnvoll, die über einen veränderbaren Dämpferkennwert d_i verfügen und diesen in Abhängigkeit vom Fahrzustand variieren.

Es ist das Ziel dieser Arbeit, die Wirksamkeit schaltbarer Schlingerdämpfer in Abhängigkeit von der Trassierungssituation darzustellen. Um Aussagen über den Nutzen schaltbarer Schlingerdämpfer treffen zu können, muss das System Eisenbahn als Ganzes betrachtet werden. Der besondere Schwerpunkt dieser Arbeit liegt deshalb auf dem Einfluss der Gestaltung des Fahrwegs auf das zu nutzende Potential dieser schaltbaren Fahrwerkselemente. Für jeden Bogenradius existiert eine große Zahl verschiedener Bauausführungen. Grund dieser großen Varianz sind neben der Auslegungsgeschwindigkeit unterschiedliche Trassierungsvorschriften der Bahngesellschaften und die kontinuierlichen Veränderungen dieser Vorschriften in den letzten 150 Jahren. So ist es durchaus wahrscheinlich, dass sich durch den Einsatz schaltbarer Schlingerdämpfer in anderen Ländern und bei anderen Bahngesellschaften abweichende Ergebnisse ergeben als in Deutschland.

Nach einer Einführung in das Thema werden die Grundlagen der Schienenfahrzeugdynamik dargestellt. Ein Schwerpunkt ist die Beschäftigung mit der Fahrwerkskomponente Drehhemmung, dem Schlingerdämpfer und der Weiterentwicklung hin zu einer schaltbaren Ausführungsform. Es wird das Simulationsmodell eines ICE2-Prototyp-Fahrwerks mit dem MKS-Programm Simpack beschrieben. Die Berechnungen werden mit Messdaten zur Bogen- und Weichenfahrt verglichen, um das Modell zu validieren. Daran schließen sich systematische Untersuchungen zu verschiedenen Trassierungselementen (Bogenein- und -ausfahrten, Gleisverziehungen, Weichen) an, um Aussagen zu erlangen, bei welchen Trassierungssituationen und Fahrgeschwindigkeiten ein schaltbarer Schlingerdämpfer unnötig, sehr nützlich oder gar zwingend notwendig ist. In der heutigen Zeit stehen die Eisenbahngesellschaften unter erhöhtem Druck, die betriebswirtschaftliche Situation zu verbessern. Da die Instandhaltungskosten einen wesentlichen Kostenfaktor darstellen, werden umfangreiche Verschleißrechnungen durchgeführt. Anschließend Variationsuntersuchungen zielen in zwei Richtungen. Zum einen wird die Situation bei den Serienfahrzeugen beleuchtet und zum anderen wird das Entwicklungspotential vorhandener schaltbarer Schlingerdämpfer betrachtet.

2. Einführung in das Thema

2.1. Drehhemmung, Schlingerdämpfer und Schlingerproblematik

Die *Instabilität* oder auch *Schlingerproblematik* in der Laufdynamik (*instabiler Schlingerlauf*) hängt ursächlich mit dem Radsatzprinzip und der Profilierung von Rad und Schiene zusammen und ist eines der zentralen Auslegungsprobleme schnellfahrender Schienenfahrzeuge. Kinematisch betrachtet entsteht beim Abrollen des *Doppelkegels* auf geradem Gleis nach Auslenkung aus der Symmetrieachse eine wellenförmige Bewegung, wie von *Klingel* erstmals erarbeitet [83], mit konstanter Wellenlänge und geschwindigkeitsabhängiger Frequenz. Mit dem Ansteigen der Fahrgeschwindigkeit nehmen die dämpfenden (Schlupf-)Kräfte ab und die destabilisierenden Massen- und Schlupfkräfte zu, so dass oberhalb eines Grenzwertes (*kritische Fahrgeschwindigkeit*) die Amplituden der Quer- und Drehschwingung (*Schlingern*) nach einer Störung nicht mehr abklingen bis sie schließlich durch Anlaufen der Flanken des Spurkranzes an der Schiene begrenzt werden (*Zick-Zack-Lauf*). Schienenfahrzeuge werden demnach nicht im physikalischen Sinne instabil, worunter das Aufklingen einer Schwingung bis zu unendlichen Amplituden verstanden wird. Die Schlingerbewegung vollzieht sich vielmehr auf höherem Amplitudenniveau stabil. Dieser Zustand der „Instabilität“ führt zu erhöhten Kräften und erhöhtem Verschleiß an Rad und Schiene, vermindert den Fahrkomfort beträchtlich und kann die Entgleisungssicherheit gefährden. Es ist folglich das Ziel der Konstrukteure, diesen „instabilen Schlingerzustand“ zu vermeiden.

Schlingern, also das Wenden und Querschwingen eines starren Körpers um seine Hochachse, tritt als Schwingungsform für die Radsätze, die Drehgestellrahmen und den Wagenkasten auf. Das Wagenkastenschlingern ist von untergeordneter Bedeutung aufgrund der überkritischen Ankopplung an die Radsatzbewegungen. Die Radsätze sind bei modernen schnellfahrenden Fahrwerken in Längs- und Querrichtung sehr steif geführt, so dass auf der Primärebene heutzutage keine „Instabilitäten“ auftreten. Demzufolge ist es die Sekundärstufe, deren Wendebewegungen zuerst zur Instabilität führen.

Soll ein Fahrwerk mit einer höheren Fahrgeschwindigkeit betrieben werden als die Grundstabilität erlaubt, dann sind konstruktive Maßnahmen zwischen Fahrwerk und Wagenkasten notwendig, um die Dämpfung für die relative Wendebewegung zu erhöhen. Diese sog. *Drehhemmungen* werden in Form von Reibplatten oder hydraulischen Dämpfern (Schlingerdämpfern) realisiert. Die *Schlingerdämpfer* dämpfen die Schlingerbewegungen des Fahrwerks bei hohen Geschwindigkeiten in der Geraden mit einer Frequenz von ca. 5 Hz wirkungsvoll, so dass ein sicherer Fahrbetrieb möglich ist. Fährt das Fahrzeug dagegen in einen Bogen ein (Frequenz deutlich unter 1 Hz), muss zusätzlich zu den Bogenwiderständen das erhöhte Ausdrehmoment durch den hydraulischen Widerstand der Schlingerdämpfer überwunden werden. Dieses führt zu deutlich erhöhten Querkräften an den Radsätzen und zu Verschleiß zwischen Rad und Schiene. So gab es in letzter Zeit deutliche Hinweise auf überproportionalen Verschleiß am Fahrweg auf den Strecken, auf denen Fahrzeuge mit hohen Schlingerdämpferkräften verkehren [59, 77, 107, 110 - 112]. Besonders die Weichen als Bogenfahrten ohne Übergangsbogen mit anfälligen beweglichen Weichenteilen sind davon betroffen. So liegt der Schwerpunkt des erhöhten Verschleißes beim Fahrweg, der prinzipbedingt schon hohe Instandhaltungskosten von 33,4 % eines Verkehrsunternehmens verursacht [128], woran der Anteil der Weicheninstandhaltung stark überproportional beteiligt ist [92].

Um diesem Zielkonflikt zu begegnen, sollte bei geringen Geschwindigkeiten (ca. 100 km/h) mit Hilfe eines schaltbaren Schlingerdämpfers auf eine *weiche Kennlinie* geschaltet werden. Dieses verringert den Ausdrehwiderstand und führt so zu einem deutlich niedrigeren Niveau

der Querführungskräfte beim Fahrzeug. Gleichzeitig werden auch die auftretenden Quer- und Längsschlüpfte reduziert, die wesentlich für Verschleiß an Rad und Schiene verantwortlich sind und sich in entsprechenden Instandhaltungskosten niederschlagen.

2.2. Historische Entwicklung der Schlingerproblematik

Der Begriff der *Stabilität* ist in Bezug auf den Lauf der Schienenfahrzeuge relativ neu. Während der Sinuslauf des Radsatzes, die Ursache des Schlingerproblems, schon in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts beschrieben und von *Klingel* [83] 1883 auf analytischem Wege gelöst wurde, hat sich der Begriff der *Stabilität* erst Ende der sechziger Jahre durchgesetzt. *Boedecker* hat wohl als erster 1885 die Frage nach Stabilität des Laufs der Schienenfahrzeuge gestellt und dabei auch erstmals im Rad/Schiene-Kontakt die Coulombsche Reibung als Ursache angenommen [85].

Anfang des 20. Jahrhunderts trat eines der ersten und bekannteren Stabilitätsprobleme auf. In Berlin auf der Strecke zwischen Marienfelde und Zossen erprobten die Firmen AEG und Siemens-Halske den Drehstromantrieb und stellten dabei einen Geschwindigkeitsrekord von 210,2 km/h auf. Zuvor waren an den Versuchstriebwagen starke Schlingerbewegungen aufgetreten, die das Gleis unbefahrbar machten. Das Problem wurde durch neue Fahrwerke mit längerem Radstand und damit erhöhter Grundstabilität gelöst [31].

Bis in die 50er Jahre ging man von der sog. *Resonanztheorie* aus, nach der der Wagen bezogen auf den Fahrzeuglauf im Gleis als ein linear schwingendes Feder-Masse-System aufgefasst wurde, das durch den Sinuslauf der Radsätze angeregt wird und in Resonanz geht [78].

In Japan und Frankreich begann man nach dem 2. Weltkrieg mit der Erforschung des Hochgeschwindigkeitsverkehrs. Die zweiten Versuchsfahrten in Frankreich endeten am 29. März 1955 mit einem unerwarteten Zwischenfall, siehe Abbildung 1. Auf der speziell ausgebauten Strecke Bordeaux-Hendaye erreichte ein Zug mit einer Lokomotive des Typs BB9104 eine Höchstgeschwindigkeit von 331 km/h. Der Gleisrost wurde von der schlingernenden Lokomotive seitlich verschoben, der Lauf der Lokomotive wurde „instabil“. Ob vorher Stabilitätsuntersuchungen durchgeführt wurden, ist nicht bekannt [16, 78]. Im Mai 1955 hat die ORE (Office de Recherche et d'Essais de l'Union International des Chemins de Fer) durch ihren Ausschuss C9 (Wechselwirkungen zwischen Fahrzeug und Gleis) einen Wettbewerb zur Lösung des Schlingerproblems ausgeschrieben (im Englischen spricht man von *hunting problem*) [78].



Abbildung 1: Verschiebung des Gleisrostes bei Hochgeschwindigkeitsversuchen der SNCF [78]

Einer der Gewinner war der Japaner *Matsudaira*, dessen Arbeitsergebnisse bereits 1952 in die Entwicklung eines neuen Drehgestells für den Tokaido-Hochgeschwindigkeitszug eingeflossen waren. Die Idee des Fahrzeugs als selbsterregungsfähiges System, welches stabile und instabile Bewegungen ausführen kann, setzte sich erst Ende der sechziger Jahre langsam aufgrund der Arbeiten des bereits genannten *Matsudaira* sowie *Müller* [4, 5, 84] und *Wickens* [43, 44] durch und muss als Umwälzung des Denkens über das Zusammenwirken von Rad und Schiene betrachtet werden.

Ende der 60er Anfang der 70er Jahre traten Stabilitätsprobleme in Deutschland auf. Ausschlaggebend waren zum einen die Einführung des planmäßigen 200 km/h-Verkehrs und zum anderen die Profiländerungen an den eingesetzten Fahrzeugen weg von den 1:40/1:20-Profilen (von den Verbrennungsschnelltriebwagen der 30er Jahre übernommen) hin zum Verschleißprofil DB II (S1002). Diese Verschleißprofile sind im Laufbereich deutlich steiler (höhere *Konizität*) und erzeugen dadurch größere Querschleupfräfte [11, 17, 19, 22, 36 – 39].

In den 70er Jahren wurde ein groß angelegtes Forschungsvorhaben in Deutschland mit dem Titel „Erforschung der Grenzen des Rad/Schiene-Systems“ vom Ministerium für Forschung und Technologie genehmigt, um die Grundlagen der Laufdynamik und Kontaktmechanik zu erforschen. Wichtige Ergebnisse waren der Rollenprüfstand, das Versuchsfahrzeug Intercity-Experimental (ICE) und das Programmsystem MEDYNA. In Zusammenarbeit mit der RWTH Aachen unter *Nöthen* [QUELLE] wurden wichtige Grundlagenarbeiten über lineare und nichtlineare Stabilitätsuntersuchungen angefertigt. Ein wichtiges Ergebnis ist dabei die Abkehr von der physikalischen Vorstellung der Instabilität als Lösung der linearen Betrachtungsweise. Bei genauerer nichtlinearer Untersuchung des Rad/Schiene-Kontaktes ergeben sich Grenzykelkurven, bei dem der Radsatz auf hohem Amplitudenniveau stabil läuft, aber durch die formschlüssige Führung hart an die Schiene anschlägt [78].

2.3. Zielsetzung der Arbeit

In vielen wissenschaftlichen Arbeiten wurden in der Vergangenheit die Problematik des Schlingerns und die Notwendigkeit des Einsatzes von Drehhemmungen für schnellfahrende Schienenfahrzeuge erarbeitet [6, 28, 34, 47, 52]. Bisher wurde das Thema noch nicht eingehend behandelt, dass Drehhemmungen in engen Bögen bei langsamer Fahrt derselben Fahrzeuge die Bogenfahrt behindern, und es wurde noch nie über Lösungsmöglichkeiten und deren Nutzpotalential diskutiert. Aus den vorangegangenen Schilderungen ergeben sich folgende Ziele:

- Verstehen der Ursachen des Schlingerns und der Zusammenhänge der Bogenlaufmechanik.
- Verständnis erlangen über Drehhemmung und Lösungen für die Funktion einer schaltbaren Drehhemmung.
- Untersuchungen zu Differenzen bei verschiedenen europäischen Trassierungsvorschriften.
- Verständnis erlangen über die Zusammenhänge zwischen Trassierung und Höhe der Schlingerdämpferkräfte.
- Erzeugung und Validierung eines mathematischen Werkzeugs für theoretische Betrachtungen.
- Quantifizierung des Ist-Zustands bei Fahrten mit Krümmungsänderung.
- Aufzeigen des Nutzens der Technologie schaltbarer Schlingerdämpfer.

3. Schienenfahrzeugdynamische Grundlagen

Nachdem im Kapitel 2 eine Einführung in das Thema gegeben wurde, sollen im Folgenden die Grundlagen der Schienenfahrzeugdynamik erläutert werden.

3.1. Einführung

Die Schienenfahrzeugdynamik, oft wird auch von Fahrdynamik besprochen, befasst sich mit der Modellierung, Beschreibung und Auswertung aller dynamischen Vorgänge bei der Fahrt der Schienenfahrzeuge. Sie unterteilt sich in Vertikal- und Horizontaldynamik. Die Vertikaldynamik beschäftigt sich im Wesentlichen mit Komfortfragen, die Horizontaldynamik untersucht die Kräfte zwischen Rad und Schiene zur Einhaltung der Grenzwerte und des „stabilen Fahrzeuglaufs“. Dazu ist besonders die Quer- oder Lateraldynamik von Bedeutung, die in älteren Quellen auch als Spurführungstechnik, Lauftechnik oder auch Laufdynamik bezeichnet wird [4, 7, 8, 14, 46, 78]. Die Lateraldynamik unterscheidet zwei verschiedene Trassierungssituationen: Fahrt in der Geraden und Bogenfahrt. In diesem Abschnitt werden die Grundlagen der Lateraldynamik, sowohl für Geradeaus- als auch für Bogenfahrt beschrieben.

3.2. Wandel im Verständnis der Radsatzlauftheorie

3.2.1. Wellenlauf und Resonanztheorie

Der Radsatz-Sinuslauf wurde bereits 1883 von *Johannes Klingel* untersucht [83]. Die Motivation für diese Untersuchungen waren *Schlingerbewegungen* von Eisenbahnwagen. Bis Anfang der siebziger Jahre war in Deutschland die Vorstellung weit verbreitet, dass die Sinuslaufbewegung des Radsatzes oder des Drehgestells als eine Fußpunktanregung mit der Frequenz ω auf das Fahrzeug wirkt. Da die Wellenlänge L für ein konisches Radprofil auf der Schiene konstant ist, ist die Frequenz nach Gleichung (3.3) von der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Die Koppellelemente in der Primär- und Sekundärstufe mussten auf diese Anregung hin geeignet abgestimmt werden, damit keine Resonanzprobleme auftraten. Die Eigenfrequenzen der Aufbaueigenformen mussten für die wichtigen Betriebsgeschwindigkeiten entweder ausreichend weit entfernt oder stark gedämpft werden (überkritische bzw. unterkritische Auslegung). Kam es zu starken Schlingerbewegungen, so vermutete man als Ursache ein *Resonanzproblem*. Aus diesen Gründen wird in der Literatur auch von *Resonanztheorie* gesprochen [4, 5, 12, 78, 84, 127].

3.2.1.1. Klingelformel

Klingel vereinfachte die Profilgestaltung durch Verwendung konischer Radreifenprofile mit der Konizität δ_0 , der halben Radaufstandsweite e_0 und dem Rollradius r_0 . Weitere Vorgaben waren: reine Abrollbedingung, Vernachlässigung der Massenträgheits- und Gewichtskräfte und ungefesselter Radsatz. (Heumann die betrachtung auf Drehgestelle mit zwangsweise parallel geführten Radsätzen ausgeweitet [14].) Aus diesem Grund spricht man auch vom kinematischen Radsatzlauf. Entscheidend sind die kegelförmigen Räder, deren Rollradien zur Mitte hin zunehmen. Eine Verschiebung nach rechts ergibt am rechten Rad einen größeren Rollradius als am linken. Demzufolge überholt das rechte Rad das linke während der Rollbewegung und nähert sich wieder der Gleismitte an. Schräg zur Gleisrichtung stehend überquert der Radsatz die Gleismitte und rollt auf die linke Seite. Die Rollradiendifferenz bildet sich nun genau entgegengesetzt aus (siehe Abbildung 2).

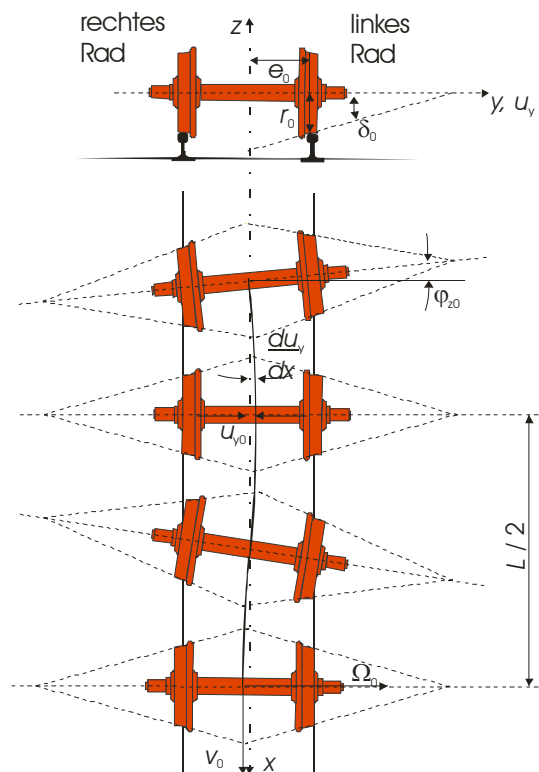


Abbildung 2: Sinuslauf eines Radsatzes

Für den kinematischen Bewegungsvorgang ergibt sich folgende Differentialgleichung 2. Ordnung:

$$\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\delta_0 u_y}{r_0 e_0} = 0. \quad (3.1)$$

Als Ergebnis ist eine sinusförmige Bewegung mit der Wellenlänge L :

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{e_0 r_0}{\delta_0}}. \quad (3.2)$$

Daraus lassen sich die Frequenz und Kreisfrequenz des Sinuslaufs berechnen:

$$f = \frac{v_0}{2\pi} \sqrt{\frac{\delta_0}{e_0 r_0}} \quad \omega = v_0 \sqrt{\frac{\delta_0}{e_0 r_0}}. \quad (3.3)$$

Bei einem realen Radsatz sind die Bewegungsverhältnisse deutlich komplizierter. Ursache dafür sind die anspruchsvollere Profilgeometrie, die Massenkräfte, die Gravitationskräfte (Rückstellung) die Elastizitäten sowie die Reibung. Zur Untersuchung von Stabilitätsfragen kann das Modell des Klingelschen Radsatzlaufs keinen Beitrag leisten, weil die Kraftwirkungen vollständig vernachlässigt wurden. Dazu ist ein umfangreicheres Modell notwendig. Für das betrachtete Modell gibt es keine stabilen oder instabilen Zustände [46, 78].

3.2.2. Widersprüche der Klingelformel

Mit dieser Theorie, dass die Schlingerprobleme der Schienenfahrzeuge aus der Anregung durch die Sinuslaufbewegung der Radsätze herrühren, konnten nicht alle auftretenden Phänomene hinreichend erläutert werden. Die Abhängigkeit der Amplitude der Radsatzquerbewegung von der Fahrgeschwindigkeit ließ sich nicht erklären. Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten beobachtet man nur geringe Querbewegungen, deren Ursache Gleislagefehler sind. Auch nach

starken Störungen durch Bogenfahrt oder Weichen treten abklingende Schwingungen auf. Aber bei einer weiteren Geschwindigkeitssteigerung von nur 5 bis 10 km/h schaukeln sich die Querbewegungen zu relativ großen Queramplituden mit hartem Anlauf der Spurkränze an die Schienenkopfflanken auf. Dieses Verhalten ließ sich mit den Vorstellungen nach *Klingel* nicht mehr erklären, neue Modellvorstellungen mussten entwickelt werden [4, 5, 78].

3.2.3. Lineare Untersuchungsmethode, stabile und instabile Bereiche

Bereits 1887 hat *Boedecker* behauptet, dass es bei Radsätzen zu instabilen Bewegungsformen kommen kann [85]. *Carter* hat 1916 von Untersuchungen zur Stabilität von Lokomotiven berichtet, die das mechanische Problem richtig beschrieben haben [86]. Im Jahre 1965 wurde von *Wickens* erstmals der Begriff der *kritischen Fahrgeschwindigkeit* v_{krit} veröffentlicht [43, 44]. Seit dieser Zeit ist diese Grenze als eine der wichtigsten Auslegungsgrößen für schnellfahrende Schienenfahrzeuge nicht mehr wegzudenken. Das Auftreten der Schlingerbewegungen und der Instabilität wird im Folgenden weiter behandelt. Es hat seine Ursache in der Kontaktmechanik der rollenden Reibung. Aus diesem Grunde können die Ursachen für das Schlingern in einer dynamischen Betrachtung des Schienenfahrzeugs unter Berücksichtigung der Schlüpfe und resultierenden Kräfte gefunden werden. Die Höhe der kritischen Geschwindigkeit wird u. a. durch die Geometrie der Rad- und Schienenprofile, charakterisiert durch die äquivalente Konizität λ_e , bestimmt. In der folgenden Abbildung 3 sind die Bewegungsvorgänge eines Radsatzes unter der Voraussetzung dargestellt, dass es sich um ein ideales Gleis und lineare Bewegungsvorgänge handelt.

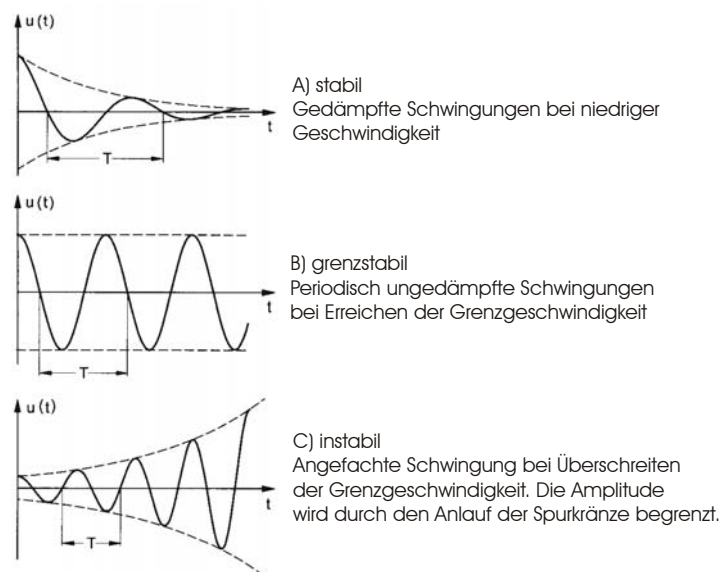


Abbildung 3: Querbewegung eines Radsatzes auf geradem Gleis bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten [78]

3.2.3.1. Kontaktmechanik

Die Größe und Lage der Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene sowie die Kontaktkräfte werden maßgeblich von der Profilgestaltung zwischen Rad und Schiene bestimmt. Die Eigenschaften der Profilpaarung verschlechtern sich meistens durch den kontinuierlichen Verschleiß.

Aufgrund der Führung eines Schienenfahrzeugs im Spurkanal kommt es im Kontakt zwischen Rad und Schiene zu Relativbewegungen und Reibungskräften, die auch als Schlupfkkräfte bezeichnet werden. Die auf eine Referenzgeschwindigkeit v_0 bezogene Relativgeschwindigkeit Δv wird als Schlupf v bezeichnet:

$$v = \frac{\Delta v}{v_0}. \quad (3.4)$$

Der Längsschlupf v_x errechnet sich aus der Winkelgeschwindigkeit Ω und dem Rollradius r :

$$v_x = \frac{v_0 - \Omega r}{v_0}. \quad (3.5)$$

Durch den Schräglaufwinkel α entsteht am Rad Querschlupf v_y :

$$v_y \approx \frac{v_0 \sin \alpha}{v_0}. \quad (3.6)$$

Durch die Neigung der Berührfläche zur Drehachse, entsteht ein sog. Spin ϕ um die Normale in der Kontaktfläche. Dieser wird durch den Kontaktwinkel δ_0 bestimmt:

$$\phi = \Omega_0 \sin \delta_0. \quad (3.7)$$

Bezogen auf die Fahrgeschwindigkeit v_0 ergibt sich der Bohrschlupf v_ϕ , aus dem das Bohrmoment M_ϕ resultiert:

$$v_\phi = \frac{\phi}{v_0}. \quad (3.8)$$

Der Schlupf bewirkt zusammen mit dem Kraftschluss über die Kraftschluss-Schlupf-Beziehung die Schlupfkraft T_ξ , T_η und M_ζ . Diese Schlupfkraft werden von den Profilseitenkräften, die durch den Formschluss zwischen Rad und Schiene entstehen, im Gleichgewicht gehalten (siehe Abbildung 4).

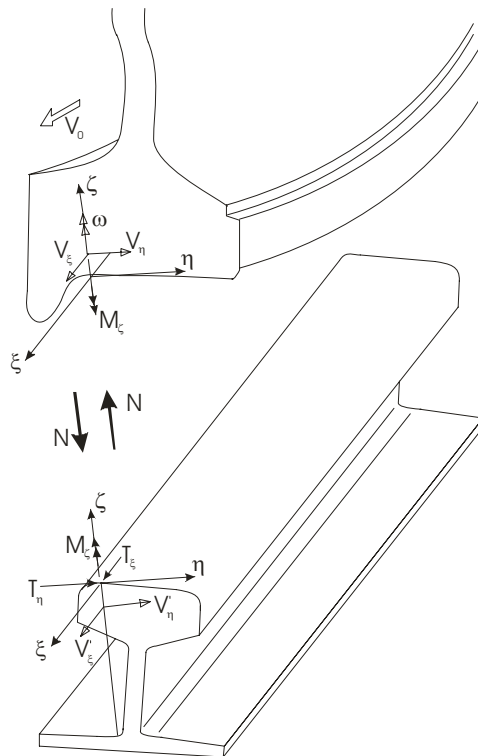


Abbildung 4: Schlüpfte und Schlupfkraft im Rad-Schiene-Kontakt [78]

3.2.3.2. Bewegungsdifferentialgleichungen für laterale Bewegungsvorgänge

In diesem Abschnitt wird auf die Ursachen der Schlingerbewegung näher eingegangen. Dazu wird das Modell eines gefesselten Radsatzes untersucht, für den die

Bewegungsdifferentialgleichungen hergeleitet werden. Das Modell wird auch in [78] verwendet. In Abbildung 5 ist der Radsatz dargestellt und freigeschnitten.

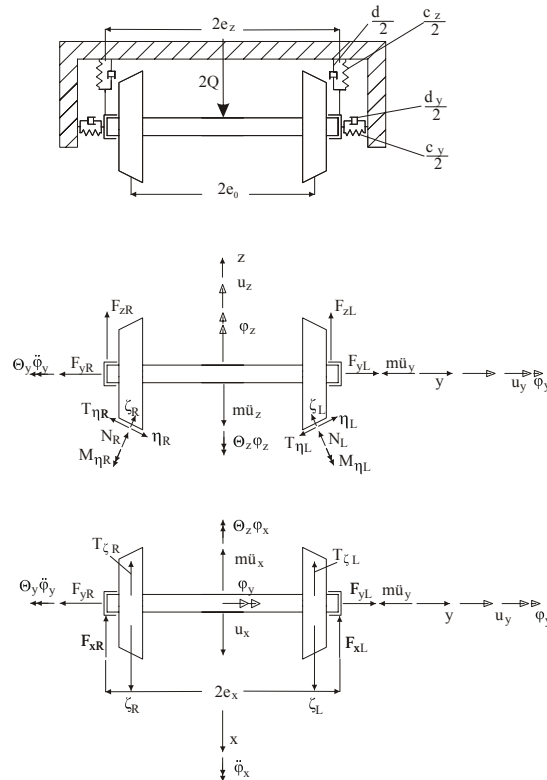


Abbildung 5: Kräfte am Radsatz

Das Modell beinhaltet:

Primärabstützung (Federn und Dämpfer): $F_{xL}, F_{yL}, F_{zL}, F_{xR}, F_{yR}, F_{zR}$

Schlupfkkräfte: $T_{\xi L}, T_{\xi R}, T_{\eta L}, T_{\eta R}$ und die Bohrmomente: $M_{\zeta L}, M_{\zeta R}$

Normalkräfte im Radaufstandspunkt: N_R, N_L

Vertikallast im Radsatzschwerpunkt: $2Q$

Trägheitskräfte: $m\ddot{u}_x, m\ddot{u}_y$ und $m\ddot{u}_z$

Massenträgheitsmomente: $\Theta_z \ddot{\phi}_x, \Theta_y \ddot{\phi}_y$ und $\Theta_z \ddot{\phi}_z$ ($\Theta_z = \Theta_x$)

Schlupfkoeffizienten (Kalker-Koeffizienten): C_{ij}

Gleitmodul: G

halber Berührungspunkt: e_0 halber Federabstand: e_x

Es ergibt sich das folgende Differentialgleichungssystem für den gefesselten Radsatz. Die Zwischenrechnungen sind aus Platzgründen nicht dargestellt und umfassend in [78] beschrieben. Zwei untergeordnete Effekte wurden vernachlässigt:

Das aus dem Bohrschlupf herrührende Moment kann vernachlässigt werden, weil $\frac{ab}{e_0^2} \ll 1$ ist.

Da im Laufflächenbereich nur kleine Kontaktwinkel auftreten, d.h.: $\delta_0 \ll 1$, können wegen

$\sigma = \frac{\delta_0}{e_0}$ (normierter Koeffizient des Wankwinkels) auch die σ -proportionalen Terme

gegenüber 1 vernachlässigt werden.

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \Theta_z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_y \\ \ddot{\phi}_z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2Q\zeta & 0 \\ 0 & -2Q\zeta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_y \\ \phi_z \end{Bmatrix} + \\
& \begin{bmatrix} d_y & 0 \\ 0 & e_x^2 d_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_y \\ \dot{\phi}_z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_y & 0 \\ 0 & e_x^2 c_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_y \\ \phi_z \end{Bmatrix} + \\
& \frac{1}{v_0} \begin{bmatrix} 2GabC_{22} & 2G(ab)^{\frac{3}{2}} C_{23} \\ -2G(ab)^{\frac{3}{2}} C_{23} & 2GabC_{11}e_0^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_y \\ \dot{\phi}_z \end{Bmatrix} + \\
& \begin{bmatrix} -2G(ab)^{\frac{3}{2}} C_{23} & -2GabC_{22} \\ -2\frac{e_0\lambda}{r_0} GabC_{11} & 2G(ab)^{\frac{3}{2}} C_{23} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_y \\ \phi_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.9}$$

In der ersten Zeile stehen die Massenteile und der Einfluss der Gewichtskraft auf die Steifigkeitsmatrix. In der zweiten Zeile sieht man den Einfluss der Radsatzführung. Die Schlupfkraftterme der Dämpfungsmatrix stehen in der dritten und die Schlupfkraftterme der Steifigkeitsmatrix finden sich in der vierten Zeile.

Prinzipiell handelt es sich hierbei um ein harmonisches Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung der üblichen Form:

$$M(t)\ddot{x}(t) + P(t)\dot{x}(t) + Q(t)x(t) = 0 \tag{3.10}$$

Darin bezeichnet $x(t)$ den Lagevektor, M die Massenmatrix, P die geschwindigkeitsabhängigen Kräfte und Q die lageabhängigen Kräfte. Sind die auftretenden Matrizen konstant und spaltet man die Matrizen P und Q in je einen symmetrischen und einen schiefsymmetrischen Anteil auf, so erhält man die Bewegungsgleichungen eines zeitinvarianten gewöhnlichen Mehrkörpersystems der Form [45, 46]:

$$M\ddot{x}(t) + (D + G)\dot{x}(t) + (K + N)x(t) = 0 \tag{3.11}$$

Für die auftretenden Matrizen gilt:

$$M = M^T > 0, D = D^T, G = -G^T, K = K^T, N = -N^T$$

Diese Matrizen lassen sich physikalisch interpretieren. Die Massenmatrix M bestimmt die kinetische Energie und damit die Massenkräfte. Die Dämpfungsmatrix D kennzeichnet die Dämpfungskräfte. Die Kreiselmatrix G beschreibt gyroskopische Kräfte, die keine Änderung der Energiebilanz bewirken. Die Steifigkeitsmatrix K bestimmt die potentielle Energie des Systems und damit die konservativen Lagekräfte. Demgegenüber beschreibt die Matrix N die zirkulatorischen Kräfte, die auch als nichtkonservative Lagekräfte bezeichnet werden. Für $D = 0$ und $N = 0$ ist das Mehrkörpersystem konservativ, d.h. die Gesamtenergie des Systems bleibt erhalten. Für das Gleichungssystem des gefesselten Radsatzes werden nun diese Matrizen bestimmt:

$$\begin{aligned}
M &= \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \Theta_z \end{bmatrix} \\
D &= \begin{bmatrix} d_y + \frac{2}{v_0} GabC_{22} & 0 \\ 0 & e_x^2 d_x + \frac{2}{v_0} GabC_{11} e_0^2 \end{bmatrix} \\
G &= \begin{bmatrix} 0 & \frac{2}{v_0} G(ab)^{\frac{3}{2}} C_{23} \\ -\frac{2}{v_0} G(ab)^{\frac{3}{2}} C_{23} & 0 \end{bmatrix} \\
K &= \begin{bmatrix} 2Q\zeta + c_y - 2G(ab)^{\frac{3}{2}} C_{23} & -2GabC_{22} + \frac{e_0\lambda}{r_0} GabC_{11} \\ -GabC_{22} + \frac{e_0\lambda}{r_0} GabC_{11} & -2Q\zeta + e_x^2 c_x + 2G(ab)^{\frac{3}{2}} C_{23} \end{bmatrix} \\
N &= \begin{bmatrix} 0 & -\frac{e_0\lambda}{r_0} GabC_{11} - GabC_{22} \\ \frac{e_0\lambda}{r_0} GabC_{11} + GabC_{22} & 0 \end{bmatrix} \tag{3.12}
\end{aligned}$$

Es fallen dabei zwei Besonderheiten auf:

- Das Auftreten nichtkonservativer Lagekräfte,
- Dämpfungskräfte, die mit ansteigender Fahrgeschwindigkeit abnehmen.

Wie man in Gleichung (3.12) sieht, sind diese Eigenschaften durch die Kontaktkräfte (Längs- und Querschlepp) bedingt. Die Dämpfungskräfte stabilisieren das System bzw. entziehen dem System Energie. Das Auftreten nichtkonservativer Lagekräfte, zusammengefasst in der Matrix N , bedeutet eine Selbstanregungsfähigkeit des Systems. Dem System wird über die Schleppkräfte permanent Energie zugeführt. D.h. ein Teil der Energie der Vorwärtsbewegung wird in Querbewegung umgesetzt. Die Bewegung des Radsatzes ist ein selbsterregungsfähiges Schwingungssystem. In einem definierten Bereich wird die eingetragene Energie gedämpft, damit ist das System stabil. Für den grenzstabilen Fall halten sich die stabilisierenden und destabilisierenden Effekte die Waage. Dieses ist der Punkt der kritischen Geschwindigkeit. Ist man über diesen Punkt hinweg, wird mehr Energie eingebracht als gedämpft werden kann, so dass das System instabil wird.

3.2.3.3. Stabilitätsuntersuchungen

Im vorigen Kapitel wurde gezeigt, dass mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit die destabilisierenden Kräfte am Radsatz gegenüber den stabilisierenden für das linearisierte Modell die Überhand gewinnen. Dieses Grundprinzip tritt natürlich auch bei komplexeren Fahrzeugen mit mehreren Massen und Zwischenmassen auf, leider wird die Handrechnung sehr schnell überaus unübersichtlich. Deshalb gibt es andere Möglichkeiten, diese Grenze rechnerisch zu ermitteln.

Als instabil bezeichnet man in der Physik ein System, das in seinem augenblicklichen Zustand nicht mehr beharren kann und sich von diesem stetig entfernt. Stabilität ist eine wichtige Systemeigenschaft dynamischer Systeme, bei der z.B. der Fahrzeuglauf stabiles Verhalten

zeigt, d.h. nach einer momentanen Störung soll die Auswirkung auf den Fahrzustand wieder abklingen. Diese Forderung wird durch den Begriff der *asymptotischen Stabilität* einer Bewegung nach *Ljapunov* erfüllt [45, 46].

Für Stabilitätsuntersuchungen sind nun verschiedene Möglichkeiten gegeben. Bei linearen Systemen kann das gesamte Systemverhalten mit Hilfe von *Wurzelortskurven* (WOK) betrachtet werden. Interessiert man sich ausschließlich für die kritische Fahrgeschwindigkeit, so kann diese mit dem *Hurwitz-Kriterium* berechnet werden [78]. Die Überprüfung der Stabilität kann auch mit Hilfe des *Nyquist-Kriteriums* im Bode-Diagramm durchgeführt werden. Dazu ist die Berechnung der Übertragungsfunktion, also die Lösung des inhomogenen Differentialgleichungssystems, notwendig. Bei Systemen mit zahlreichen Freiheitsgraden bereitet allerdings die Berechnung des Phasenwinkels der Übertragungsfunktion Schwierigkeiten, so dass dieses Kriterium nur selten angewendet wird [28].

3.2.3.4. Wurzelortskurve

Jedes Differentialsystem besitzt Eigenformen (Eigenwerte), die mit der Fahrgeschwindigkeit veränderlich sind. Für $v = 0$ m/s und Starrkörperschwingungen spricht man auch von Eigenfrequenzen oder Eigenkreisfrequenzen des Systems. Der Begriff Eigenform ist allgemeiner und gilt auch für elastische Körper.

Die Eigenformen werden in Aufbaueigenformen und Laufeigenformen unterschieden. Bei den Aufbaueigenformen bestimmen sich Frequenz und Dämpfung in erster Linie aus den Eigenschaften der Primär- und Sekundärkopplung, bei den Laufeigenformen zusätzlich dazu durch die physikalischen Eigenschaften des Kontaktes zwischen Rad und Schiene [25].

Für Systeme von linearen Differentialgleichungen und konstanten Koeffizienten geben die Eigenwerte der Systemmatrix vollständigen Aufschluss über das Stabilitätsverhalten. Dazu muss das homogene Differentialgleichungssystem gelöst werden. Das homogene Differentialgleichungssystem ergibt sich, wenn die „rechte Seite“ der Bewegungsdifferentialgleichung Null gesetzt wird:

$$\underline{M}\ddot{y} + \underline{P}\dot{y} + \underline{Q}y = 0 \quad (3.13)$$

Mit dem Lösungsansatz

$$\underline{y} = \underline{\tilde{u}}e^{\tilde{p}t} \quad (3.14)$$

und den Ableitungen nach der Zeit

$$\begin{aligned} \dot{\underline{y}} &= \tilde{p}\underline{\tilde{u}}e^{\tilde{p}t} = \tilde{p}\underline{y} \\ \ddot{\underline{y}} &= \tilde{p}^2\underline{\tilde{u}}e^{\tilde{p}t} = \tilde{p}^2\underline{y} \end{aligned} \quad (3.15)$$

ergibt sich:

$$\left(\tilde{p}^2\underline{M} + \tilde{p}\underline{D} + \underline{C}\right)\underline{\tilde{u}} = \underline{0} \quad (3.16)$$

Die Größe \tilde{p} und die Komponenten des Vektors $\underline{\tilde{u}}$ sind komplexe Zahlen. Das Gleichungssystem führt auf die *charakteristische Gleichung*:

$$\text{Det}\left(\tilde{p}^2\underline{M} + \tilde{p}\underline{D} + \underline{Q}\right) = 0 \quad (3.17)$$

Die oben stehende Gleichung hat bei Matrizen mit n Zeilen und Spalten (entsprechend den Freiheitsgraden des zugrunde liegenden Schwingungssystems) n paarweise konjugiert komplexe Lösungen:

$$\tilde{p}_k = \delta_k + i\nu_k, \tilde{p}_k^* = \delta_k - i\nu_k, k = 1, 2 \dots n \quad (3.18)$$

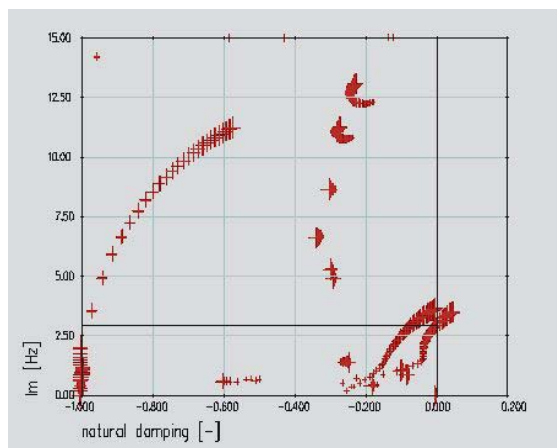
Die komplexen Größen \tilde{p}, \tilde{p}^* werden Eigenwerte genannt. Der Realteil δ ist die Abklingkonstante und der Imaginärteil ν die gedämpfte Eigenkreisfrequenz. Ist ein Schwingungssystem ungedämpft, dann ist $\delta = 0$ und alle Eigenwerte liegen in der Gauss'schen Zahlenebene auf der imaginären Achse. Das Vorzeichen des Realteils δ bestimmt die Stabilität des Schwingungssystems:

$$\underline{y} = \underline{\tilde{u}} e^{(\delta \pm i\nu)t} = \underline{\tilde{u}} e^{\delta t} e^{\pm i\nu t} \quad (3.19)$$

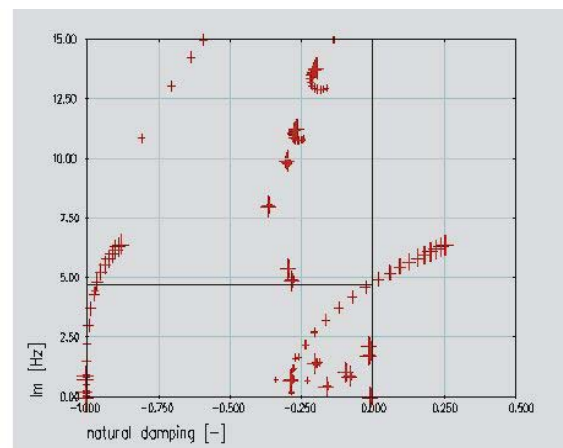
Positives δ bedeutet Anwachsen der Schwingung mit der Zeit t und damit Instabilität; negatives δ lässt die Schwingung mit der Zeit t abklingen, und das System ist stabil.

Aus den Eigenwerten des Systems können damit Stabilitätsaussagen gewonnen werden. Zu jedem Eigenwert \tilde{p}, \tilde{p}^* gehört auch ein Eigenvektor $\underline{\tilde{u}}$, der Aussagen über die Schwingungsform des Systems liefert.

Zur Lösung der charakteristischen Gleichung gibt es zahlreiche numerische Verfahren, die aus diesem Grunde hier nicht weiter beschrieben werden. Die Darstellung der Eigenwerte und damit der charakteristischen Instabilität erfolgt meist mittels sog. Wurzelortskurven, in denen der Verlauf der Nullstellen des charakteristischen Polynoms für die kritischen Eigenformen abhängig von der Fahrgeschwindigkeit dargestellt wird, siehe Abbildung 6.



$$v_{\text{krit}} = 330 \text{ km/h}$$



$$v_{\text{krit}} = 260 \text{ km/h}$$

Abbildung 6: WOK des Fahrzeugmodells mit und ohne Schlingerdämpfer

3.2.4. Nichtlineare Lösung, Grenzykelverhalten

Die vorigen Kapitel gehen davon aus, dass mechanische Systeme und damit die Fahrzeugkonstruktion und die Kontaktvorgänge mit linearen Gleichungen beschrieben werden können. Selbst wenn es beim Fahrzeug gelänge, dass kein Spiel, keine Reibung und keine komplizierten Kraftkennlinien vorhanden wären, so müssen im Rad/Schiene-Kontakt zur genaueren Beschreibung sowohl der Profilkonturen wie der Kontaktmechanik nichtlineare mathematische Funktionen Verwendung finden [78].

Sollen nichtlineare Systeme untersucht werden, so wird die Reaktion auf Anfangsstörungen mittels numerischer Integration der nichtlinearen Bewegungsgleichungen bei Nachbildung der realen Rad/Schiene Geometrie durchgeführt. Ausgewertet werden dann die Querbewegungen des Radsatzes oder die Querkräfte zwischen Rad und Schiene.

Eine geschlossene Theorie zu nichtlinearen Stabilitätsproblemen in der Schienenfahrzeugdynamik existiert nicht [78]. Wichtige Einzelveröffentlichungen zu dem Thema stammen von *De Pater* [87], *Cooperrider* [88], *Hedrick* [89], *Kunnes* [6], *Nicolin* [118], *Nöthen* [116, 117] und *Moelle* [90].

Bei Untersuchungen auf dem Rollenprüfstand in München-Freimann war man zu interessanten Ergebnissen gekommen, die mit den linearen Stabilitätsbetrachtungen nicht zu erklären waren, so dass sich abermals eine neue Modellvorstellung entwickelte. Bei einem Fahrzeug kam es bei $v = 180$ km/h zum plötzlichen Anwachsen der Radsatzamplitude und der Amplitude des Wendewinkels. Die Geschwindigkeit von $v = 180$ km/h ist die schon bekannte *lineare kritische Geschwindigkeit* v_{krit} . Anders als erwartet kam es aber nicht zu unendlich großen Amplituden bei weiterhin steigender Fahrgeschwindigkeit, sondern die Amplitude blieb bei $\pm 3,5$ mm endlich. Ferner war unerwartet, dass beim späteren Absenken der Fahrgeschwindigkeit unter $v = 180$ km/h das hohe Amplitudenniveau erhalten blieb und erst bei $v = 135$ km/h ein stabiles Verhalten zeigte. Man bezeichnet die zweite Geschwindigkeit als *nichtlineare kritische Fahrgeschwindigkeit* $v_{krit,nl}$ (häufig auch Grenzgeschwindigkeit), bei der es bei Verringerung der Fahrgeschwindigkeit zum Absenken der Amplitude kommt. Wenn ein Fahrzeug eine Fahrgeschwindigkeit zwischen den beiden genannten Grenzen befährt, dann kann es nicht ausgeschlossen werden, dass durch eine entsprechende Anregung der Radsatz auf das hohe Amplitudenniveau springt [78] (siehe Abbildung 7).

Dieses Verhalten wird als Grenzykellauf bezeichnet und liegt in der Nichtlinearität des Rad/Schiene-Kontakts begründet. Es lassen sich, wie im obigen Beispiel beschrieben, bei höheren Querverschiebungen geometrische und damit kräftemäßige Kombinationen finden, die auf hohem Amplitudenniveau für einen gewissen Bereich stabil sind. Die Darstellung der Grenzyklen erfolgt in Diagrammen, in denen die Amplitude der Radsatzquerverschiebung über der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen wird, siehe Abbildung 7.

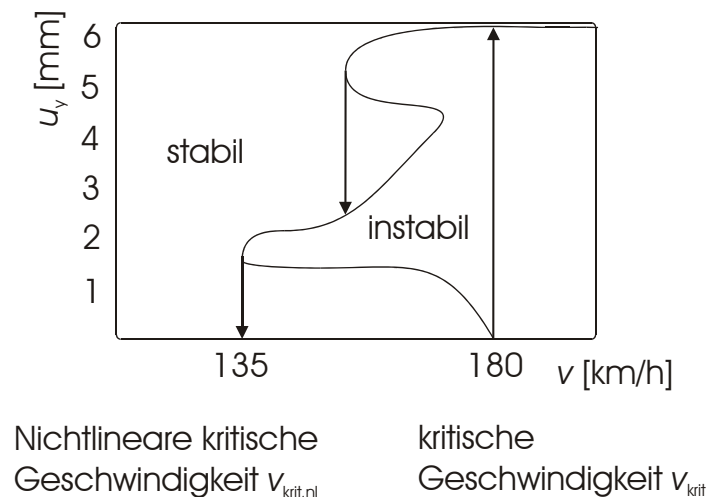


Abbildung 7. Grenzyklusurve eines Radsatzes

Zur Untersuchung der Stabilität eines Schienenfahrzeugmodells hat sich die Zeitschrittsimulation einer Bogenausfahrt in das gerade Gleis bewährt. Die Bogenausfahrt mit idealem Gleis stellt die Anfangsauslenkung dar. Das Verhalten des Radsatzes oder Drehgestells zeigt ab einer gewissen Geschwindigkeit kein abklingendes Verhalten mehr. Von diesem Zustand hoher Queramplituden aus wird dann die Fahrgeschwindigkeit schrittweise reduziert, um auf die nichtlineare kritische Fahrgeschwindigkeit zu stoßen, wenn sich eine Beruhigung einstellt. In der folgenden Abbildung 8 ist für das verwendete Fahrzeugmodell die Stabilitätsgrenze zwischen 250 km/h und 260 km/h dargestellt. Die Simulationen wurden bei idealem Gleis mit Neuprofilen durchgeführt. Aufgetragen ist die Querverschiebung des ersten Radsatzes über der Fahrzeit. Es ist gut zu erkennen, wie das Fahrzeug in den Bogen einfährt,

während der Bogenfahrt treten bereits deutlich erhöhte Queramplituden auf. Für eine Geschwindigkeit von 250 km/h zentriert sich der Radsatz nach der Bogenfahrt wieder in der Geraden. Für den Fall 260 km/h zeigt sich ein Aufschwingen des Radsatzes und Anschlagen an die Fahrkante.

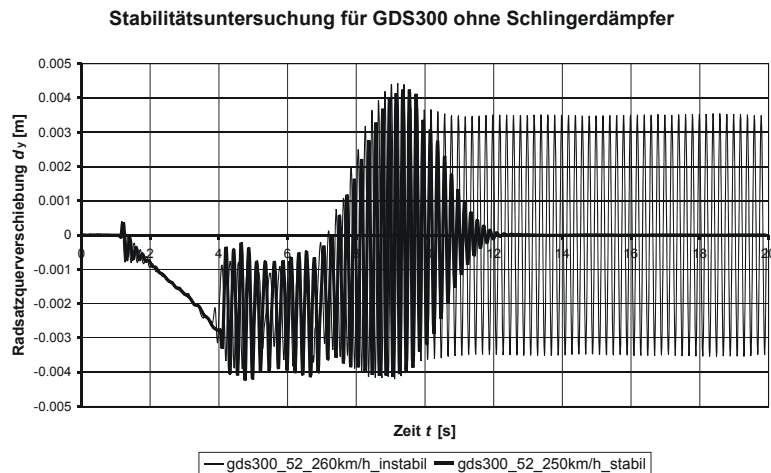


Abbildung 8: Radsatzbewegungen bei GDS 300 Fahrwerk ohne Drehdämpfung

3.3. Stabilitätsprüfung an realen Fahrzeugen

Reale Stabilitätsprüfungen müssen durch Fahrversuche (sog. *Hochtastfahrten*) durchgeführt werden. Im Rahmen einer fahrtechnischen Auslegung muss diese Stabilitätsgrenze in ausreichendem Abstand über die vorgesehene konstruktive Höchstgeschwindigkeit (Zulassungsgeschwindigkeit zuzüglich 10 %) des Fahrzeugs gelegt werden. Dies geschieht durch Einhaltung einer Stabilitätsreserve. Man bezeichnet diese Reserve auch als Restdämpfung, die üblicherweise bei 5 bis 10 % liegt [28]. Hinweise auf das Erreichen eines Grenzyklus ergibt die Auswertung der Größen [47]:

- Querauslenkung von Radsatz, Drehgestellrahmen und Wagenkasten.
- Drehwinkel von Radsatz, Drehgestellrahmen und Wagenkasten.
- Phasenlage zwischen Quer- und Wendebewegung.
- Querkräfte zwischen Rad und Schiene.
- Querbeschleunigungen sowie bewertete Querbeschleunigungen (rms- oder WZ-Werte).

In der UIC 518 (fahrzeugtechnische Prüfung und Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen – Fahrsicherheit, Fahrwegbeanspruchung und Fahrverhalten) sind entsprechende Messverfahren und Grenzwerte definiert, siehe Anlage 1 [120].

In einer Reihe von Veröffentlichungen sind Messergebnisse zu Instabilitätsvorgängen in Form von Schlingerbewegungen dargestellt [19, 36, 60, 91]. Als Beispiel für instabilen Radsatzlauf sei Abbildung 9 aus [19] entnommen. Zum Betrieb der Reisezüge mit 200 km/h mussten die bestehenden MD 36 Fahrwerke (mit einer Zulassung für 160 km/h) ertüchtigt werden, um die neue Höchstgeschwindigkeit sicher erreichen zu können. Dazu wurden die Fahrwerke mit Messradsätzen und Drehhemmungen ausgerüstet. Als Radprofil war ORE S 1002 vorhanden. Die Abbildung 9 zeigt die Querbewegungen d_y des Radsatzlaufs. In der oberen Zeile sind die Querbewegungen bei 160 km/h und wirksamer mechanischer Drehhemmung dargestellt. In der mittleren Zeile ist die Radsatzbewegung bei 220 km/h (200 km/h plus 10%) zu sehen. In diesem Fall wurde das Drehhemmmoment bewusst verringert, um den Einfluss des Moments

auf die Stabilisierung zu erkennen. Die Amplituden sind deutlich erhöht und das Spurspiel wird mit Anschlägen an die Schienenfahrkante voll ausgenutzt. In der unteren Zeile ist der Radsatzlauf bei 250 km/h und ordnungsgemäß eingestellter Drehhemmung dargestellt. Insgesamt werden der Zustand der Instabilität und der Einfluss der Drehhemmung sehr deutlich.

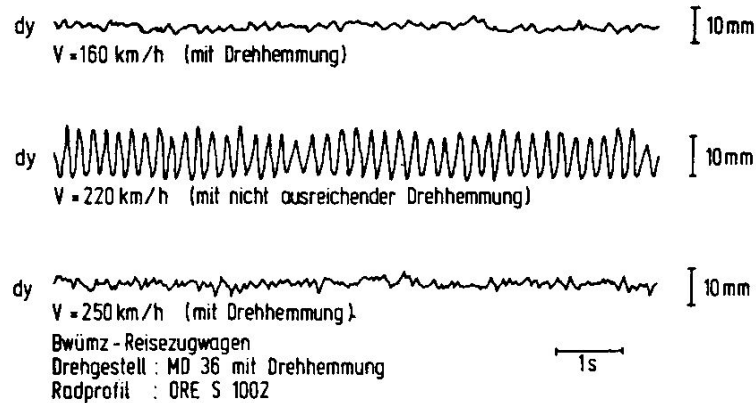


Abbildung 9: Radsatzbewegungen bei MD 36 Fahrwerken mit Drehhemmung [19]

3.4. Einflussparameter auf das Stabilitätsverhalten

Die Stabilität der Fahrzeuge kann durch geeignete konstruktive Maßnahmen unterstützt werden. Bei Fahrzeugen in Einrahmen- oder Starrrahmenbauweise (zweiachsige Güterwagen) mit einzeln am Wagenkasten angeordneten Radsätzen sind dem enge Grenzen gesetzt, weil durch eine Drehbehinderung um die Hochachse die Bogenlauffähigkeit leidet. Dieses Problem wird umgangen, indem die Radsätze in Zwischenrahmen mehr oder weniger steif gelagert werden und der Zwischenrahmen (Drehgestell) drehbar gegenüber dem Wagenkasten (Brückenkonstruktion) ist. Erst wenn eine höhere Fahrgeschwindigkeit angestrebt wird, als es die Stabilität der Fahrwerkskonstruktion erlaubt, werden zwischen Drehgestellrahmen und Wagenkasten zusätzliche Drehhemmeinrichtungen verwendet. Die bei einer Fahrwerkskonstruktion erreichbare Stabilität ohne zusätzliche Drehhemmung wird auch als Grundstabilität bezeichnet [29]. Interessante Grundsatzuntersuchungen zum Einfluss konstruktiver Parameter auf die Grundstabilität siehe [34] und [119].

Folgende Parameter wirken auf den Lauf eines Einzelradsatzes stabilisierend bzw. destabilisierend. Es ist zu beachten, dass sie sehr allgemein gelten und bei besonderen Konstruktionen auch andere Effekte zum Tragen kommen können. Des Weiteren beeinflussen sich Parameteränderungen u. U. in unerwarteter Weise [29, 34, 40]:

Stabilisierend wirken (Erhöhung der Grenzgeschwindigkeit):

- Weiterer Abstand der Radaufstandspunkte (Spurweite),
- Größerer Laufkreisradius,
- Profilsteifigkeit (Funktion, die die Differenz der Kontaktwinkel angibt),
- Erhöhung der Steifigkeit und der Dämpfung der Radsatzführung in Längs- und Querrichtung,
- Weiterer Radsatzabstand,
- Zusätzliche Drehhemmung des Drehgestells,
- Radsatzkopplung,
- Erhöhte Wagenkastenmasse und erhöhtes Trägheitsmoment der Wagenkastenmasse,

- Erhöhte Drehgestellmasse und erhöhtes Trägheitsmoment der Drehgestellmasse.

Destabilisierend wirken (Verminderung der Grenzgeschwindigkeit):

- Erhöhte äquivalente Konizität bzw. Spurspielverkleinerung,
- Erhöhte ungefederte Masse und erhöhtes Trägheitsmoment der ungefederten Masse,
- Erhöhte primärgefederte Masse und erhöhtes Trägheitsmoment der primärgefederten Masse.

3.5. Bogenfahrt

Um 1900 setzte sich als erster *Uebelacker* mit dem Bogenlaufverhalten auseinander. Es ist sein Verdienst, erkannt zu haben, dass sich die Bewegung des Fahrzeugs im Bogen in einen Roll- und einen Gleitanteil zerlegen lässt [79]. Diese Gleitbewegung findet um einen auf der Fahrzeuglängsachse liegenden Punkt, den sog. Reibungsmittelpunkt (RMP) statt.

Heumann konnte in den 20er Jahren des letzten Jahrhunderts ein einfaches zeichnerisches Verfahren angeben, mit dessen Hilfe der RMP zu bestimmen ist. Mit diesem von ihm entwickelten sog. Minimumverfahren lässt sich ferner die Führungskraft P leicht ermitteln [14].

Das Verfahren von *Heumann* war über viele Jahre das Maß der Dinge für die Bogenfahrtberechnung. Erwähnt sei zur Vollständigkeit das zeichnerische Verfahren nach *Vogel* [80] zur Überprüfung der Bogenbeweglichkeit vielachsiger Fahrzeuge. Beachtet werden muss auch die Arbeit von *Bedijs*, die u.a. den schlupfabhängigen Reibwert in die Modellbildung mit einbezogen hat [81]. Sehr genaue Darstellungen der Thematik unter Berücksichtigung nichtlinearer Effekte finden sich auch in [7, 8, 78, 113].

Die Bogenfahrt, in älterer Literatur wird auch von Bogenlauf gesprochen, unterteilt sich in die Bogeneinfahrt und die stationäre Bogenfahrt. Zu Beginn der Bogeneinfahrt kommt es in engen Bögen zum Anlaufstoß an der bogenäußeren Schiene. Durch die elastische Verformung der Schiene baut sich eine Führungskraft auf, die das Fahrwerk in den Bogen eindreht und die Ausdrehwiderstände überwindet.

In Gleisbögen wird ein Schienenfahrzeug durch den Spurkanal in der Regel mit Anlauf des Spurkranzes an der Fahrschiene geführt. Je nach Fahrzeugtyp, Spurspiel und Bogenradius ergibt sich ein charakteristischer Anlaufwinkel. Die Stellung (der Anlaufwinkel) bestimmt, wie hoch das mittlere Niveau der Schlüpfen und Kräfte im Rad/Schiene-Kontakt ist. Man spricht nach dem Abklingen von Störungen vom quasistatischen Bogenlauf, wenn die folgenden Bedingungen erfüllt sind: eine konstante Fahrgeschwindigkeit, ein konstanter Bogenradius, eine konstante Überhöhung des Gleises und eine ideale Gleislage [78].

3.5.1. Entstehung der Spurführungskräfte

Am Anfang befindet sich ein Fahrzeug im geraden Gleis und rollt auf den Beginn des Bogens zu, ohne dass eine Berührung der Spurkränze mit der jeweiligen Schienenfahrkante vorliegt. Sobald das bogenäußere Rad des vorlaufenden Radsatzes an der Außenschiene (Außenfahrkante) des Gleisbogens anläuft, wird dieser Radsatz aus seiner Rollrichtung abgelenkt. Die Ablenkung des Radsatzes führt zu einer Verdrehung des Fahrwerks unter dem Wagenkasten, der in der Folge durch den Bogen geschwenkt wird. Dabei gleiten die Laufflächen der Räder auf den Fahrflächen der Schienen in nahezu horizontaler Richtung. Das Fahrzeug widersetzt sich der ihm aufgezwungenen Schwenkbewegung durch Gleitreibungswiderstände in den Radaufstandspunkten, die das Produkt aus Radlast Q und Reibwert μ darstellen. Die Gleitreibungswiderstände sind entgegengesetzt zu den Gleitrichtungen der einzelnen Räder gerichtet. Gleitungen bzw. Schlupf in Längsrichtung

können nur vermieden werden, wenn der Radsatz den Bogen mit reinem Kegelrollen um den Bogenmittelpunkt durchführe (Erfüllung der Roll- und Einstellbedingung). Diese Möglichkeit ist in der Regel nicht gegeben, da sie eine genau auf die Geometrie des zu befahrenden Gleisbogens abgestimmte Differenz der momentanen Laufkreisdurchmesser des bogeninneren und bogenäußeren Rades jedes Radsatzes voraussetzt (δ -r-Funktion). Moderne Verschleißprofile können dieses nur bedingt leisten. Gleichzeitig muss die elastische Verkopplung der Radsätze im Drehgestellrahmen automatisch zu Schlupf führen. Beachtet werden muss ferner die Kontaktwinkeldifferenz, die proportional zu den Schlupfquerkräften am Radsatz ist. Es ergibt sich eine Querkraftdifferenz, die auf den Radsatz als Rückstellkraft wirkt und damit der Tendenz zum Aufbau der Rollradiendifferenz entgegenwirkt [82, 127].

Die Fahrzeugschwenkung wird nach *Heumann* durch eine oder mehrere Richtkräfte P (je nach Stellung im Gleisbogen) bewirkt, die von den Schienenfahrkanten auf einen oder mehrere Spurkränze ausgeübt werden. Diese Richtkräfte oder Spurführungskräfte entstehen bei Freilauf oder Spießgang am ersten Radsatz bogenaußen. Bei Spießgang wird auch der zweite Radsatz bogeninnen belastet. Sonderfälle stellen die Innen- und Außensehnenstellung dar [78, 127].

3.5.2. Quasistatische Bogenfahrt

Abbildung 10 zeigt schematisch die Kräftesituation bei stationärer Bogenfahrt für ein zweiachsiges Fahrzeug, dessen Radsätze ohne Längs- und Querelastizität und damit ohne Möglichkeit der Radialeinstellung im Rahmen gelagert sein sollen. Während der Bogenfahrt herrscht Gleichgewicht. Das Fahrzeug wird um einen Momentanpol, den *Reibungsmittelpunkt* RMP, geschwenkt. Die Momente der Gleitreibungswiderstände um den RMP sind gegen die Schwenkbewegung gerichtet, die Momente der Richtkräfte wirken um den RMP in Bewegungsrichtung [82].

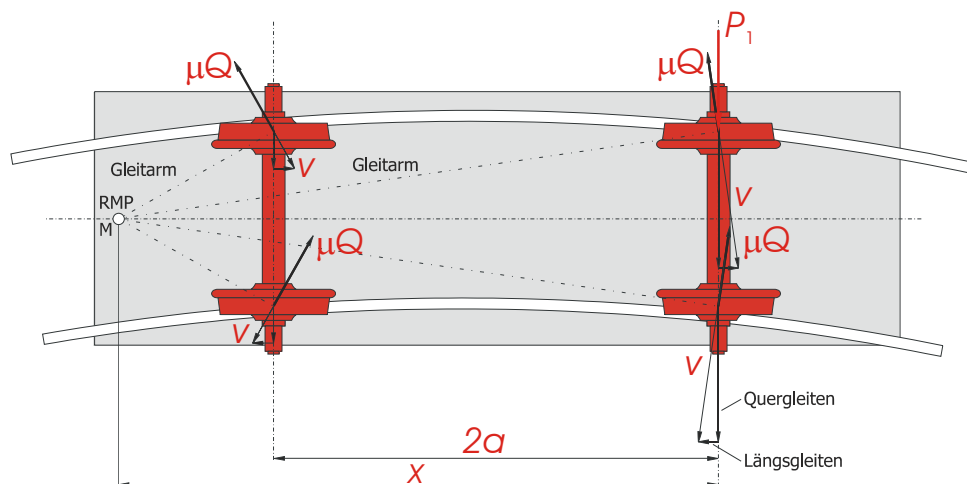


Abbildung 10: quasistatische Bogenfahrt

Moderne Simulationsprogramme versuchen möglichst alle Nichtlinearitäten im Modell mit abzubilden. Besonders die Vereinfachungen von *Heumann* beeinflussen die Ergebnisse deutlich und führen nur in sehr engen Bögen zu realistischen Ergebnissen. Diese seien noch einmal kurz genannt:

- starr im Rahmen gelagerte Radsätze,
- zylindrische Profile,
- gleiche Laufkreisradien beider Räder eines Radsatzes,
- konstanter Reibwert,

- nur an anlaufenden Radsätzen tritt eine Führungskraft auf.

Durch die genauere Abbildung der realen Rad- und Schienenprofile sowie verbesserter Kraftschluss-Schlupf-Theorien kann die Bogenfahrtberechnung heute mit nichtlinearen Zeitschrittsimulationen realitätsnäher durchgeführt werden.

3.5.3. Anlaufstoß bei Bogeneinfahrt

In der Abbildung 11 ist die Bewegung des ersten Radsatzes eines Fahrzeugs beim Anlaufstoß schematisch dargestellt. Das linke Rad des Radsatzes kommt unter dem Stoßwinkel θ in Kontakt mit der Fahrkante der äußeren Schiene. Der Radsatz versucht zunächst geradeaus weiterzulaufen und drückt dabei gegen einen zunehmenden Widerstand, d.h. die linke Schiene wird um den Weg e_{11} nach außen verschoben. Die der Verschiebung e_{11} proportionale Führungskraft Y_{11} beschleunigt den Radsatz und damit das Fahrwerk in Querrichtung nach bogeninnen und erteilt ihm gleichzeitig eine Wendebesleunigung um die Hochachse. Unter der Wirkung dieser längs des Weges veränderlichen Beschleunigungen beginnt das Fahrwerk in den Gleisbogen einzuschwenken [27]. Die Größe des Anlaufstoßes ist abhängig von der Fahrgeschwindigkeit und der Gestaltung des Übergangs in den Bogen. Die Verformung der Außenschiene ist proportional zur maximalen Führungskraft, die mit Hilfe eines Energieansatzes überschlägig bestimmt werden kann. Nach dem Abklingen der Stoßvorgänge im Bogeneinlauf stellt sich der quasistatische Zustand im Bogen ein, wobei die Radsätze unter einem gewissen Anlaufwinkel α zur Tangente an den Bogenradius durch den Bogen gleiten [127].

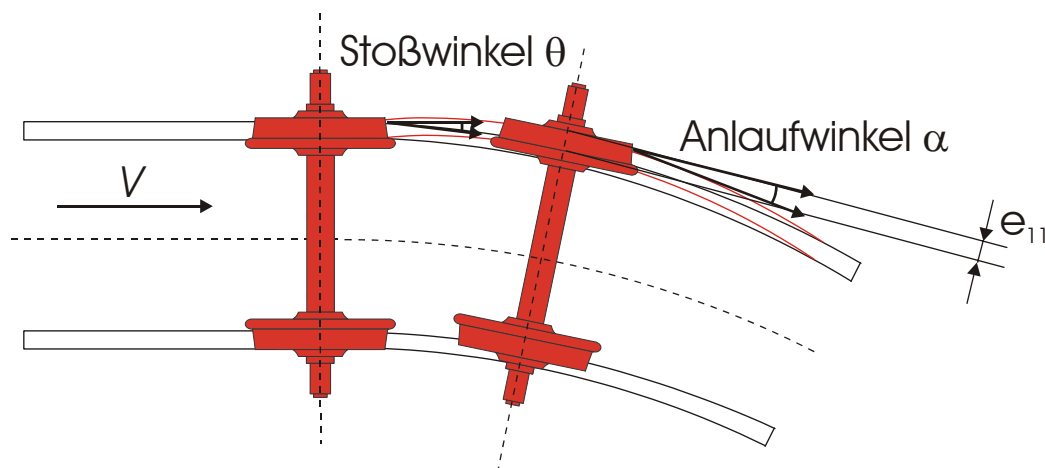


Abbildung 11: Anlaufstoß eines Radsatzes

3.5.4. Ausdrehwiderstand eines Fahrwerks

Zusätzlich zu den Schlupfkraften im Rad/Schiene-Kontakt und der Massenträgheit des Fahrwerks muss bei der Bogeneinfahrt der sog. Ausdrehwiderstand überwunden werden. Darunter versteht man den Widerstand aller Koppелеlemente zwischen Fahrwerk und Wagenkasten gegen das Ausdrehen des Fahrwerks. Der Ausdrehwiderstand wird an der Schiene abgestützt und hat neben den quasistatischen Bogenlaufkräften direkte Auswirkungen auf die Größe der Querkräfte zwischen Rad und Schiene, siehe Abbildung 12.

Je nach Konstruktion sind das Reibkräfte an Drehpfannen, Reib- oder Gleitplatten. Weiterhin zählen dazu die sog. Flexicoil-Momente ($F_{LF,i}$ multipliziert mit dem Hebelarm). Werden die Federn mit der Ausdrehbewegung belastet, dann werden diese (Stahl-, Gummi- oder Luftfedern) elastisch verdrillt. Der Verformungswiderstand des Materials gegen die Verdrillung wird als Flexicoil-Moment bezeichnet und bleibt, weil es sich um eine elastische Verformung handelt, über die ganze Bogenfahrt erhalten. Als letztes seien die hydraulischen Dämpfer in Quer- ($F_{QD,i}$) und in Längsrichtung (Schlingerdämpfer, $F_{SD,i}$) genannt. Diese

Bauelemente dämpfen Schwingungen um die statische Ruhelage in der Geradeausstellung des Fahrwerks, so dass bei Bogeneinlauf die Dämpferkolben einen hydraulischen Strömungswiderstand überwinden müssen. Der Ausdrehwiderstand $F_{SD,i}$ der Schlingerdämpfer ist zentraler Untersuchungsgegenstand dieser Arbeit, weil dieser sich an der Schiene abstützen muss und als *Reactio* die Querkräfte zwischen Rad und Schiene erhöht. Nähere Untersuchungen zur Größe von $F_{SD,i}$ befinden sich in den Kapiteln 10 und 11.

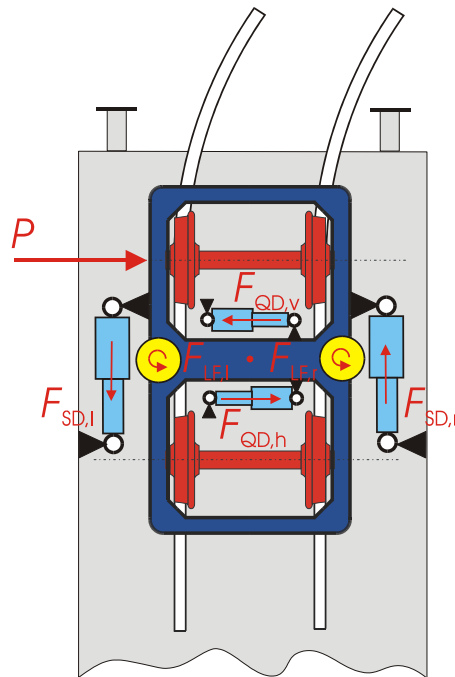


Abbildung 12: Kräfte des Ausdrehwiderstands am Fahrwerk

In diesem Kapitel wurden die Theorien und Entstehungsmechanismen zum Schlingern und zum „instabilen Lauf“ der Eisenbahnfahrzeuge als Ursache für den Einsatz von Drehhemmungen erläutert. Es wurden Einflussfaktoren auf das Stabilitätsverhalten diskutiert und die Stabilitätsprüfung an realen Fahrzeugen vorgestellt. Schließlich wurde das Thema Bogenlauf und Bogeneinlauf aus Sicht der Fahrzeugdynamik dargelegt. Die konstruktive „Abhilfemaßnahme“ gegen das Schlingern sind die sog. Drehhemmungen. Diesem Thema widmet sich das Kapitel 4.

4. Drehhemmung

Nachdem im vorigen Kapitel die schienenfahrzeugdynamischen Grundlagen erläutert und damit die Ursachen für die Notwendigkeit von Drehhemmungen erarbeitet wurden, soll in diesem Kapitel auf die Drehhemmung als konstruktives Element im Fahrwerk von Schienenfahrzeugen eingegangen werden.

4.1. Grundsätzliches zur Drehhemmung

Der Begriff Drehhemmung bezeichnet in der Technik ganz allgemein ein Bauteil zur Verhinderung bzw. Erschwerung einer Drehbewegung. Diese Bauelemente als Teil des Fahrwerks haben für bestimmte Drehbewegungen spezielle Namen erhalten. In der Kraftfahrzeugtechnik bezeichnet man die Drehhemmung gegen das Rollen des Fahrzeugaufbaus häufig als Stabilisator. Das funktional gleiche Bauteil wird in der Schienenfahrzeugtechnik als Wankstütze bezeichnet. Das Bauteil zur Erschwerung der Drehbewegung um die jeweilige Hochachse des Fahrwerks wird bei Schienenfahrzeugen im deutschsprachigen Raum als Drehhemmung bezeichnet. Die Drehbewegung der Radsätze um ihre Hochachse muss ebenfalls gehemmt werden. In diesem Zusammenhang wird in den meisten Fällen von Achs- oder Radsatzführung und nur selten von Drehhemmung gesprochen.

Die Drehhemmung stellt eine Kupplung zwischen Fahrwerk und Wagenkasten hinsichtlich der Drehung um die Vertikalachse des Fahrwerks dar. Ihre Aufgabe ist eine Lagefesselung des Fahrwerks gegenüber dem Wagenkasten mit dem Zweck, das Fahrwerk und damit auch die Radsätze in der Mittellage unter dem Wagenkasten festzuhalten. Gleichzeitig muss diese Kupplung bei Kurvenfahrt in der Lage sein, das Ausdrehen des Fahrwerks unter dem Wagenkasten zuzulassen. Drittens sollen durch die Kupplung Fahrwerksdrehungen gedämpft werden, die durch Gleislagefehler hervorgerufen werden [3, 48]. Für die Wirksamkeit der Drehhemmung ist demzufolge zum einen eine gewisse Ausdrehsteifigkeit und zum anderen eine gewisse Ausdrehdämpfung notwendig.

4.2. Überschlägige Berechnungen nach Sperling

Sperling hat in [2] und [3] zwei grundsätzliche Aufsätze über die Drehhemmung, ihre Berechnung und ihre konstruktiven Ausführungen veröffentlicht. Er hat auf der Grundlage der Klingelschen Formel die Größe der Drehhemmung in [3] bestimmt. Es wird modellhaft vorausgesetzt, dass die Radsätze mit dem Drehgestell eine sinusförmige Wellenbahn durchlaufen. Um einen Anhaltswert für die Größe der Drehhemmung zu erhalten, wird gefordert, dass die Drehhemmung die gesamte Schwingungsenergie einer Vollwelle dieser sinusförmigen Schwingung in Arbeit umsetzt. Die Drehhemmarbeit sollte deshalb gleich der kinetischen Gesamtenergie des schwingenden Drehgestells sein, so dass man das erforderliche Drehhemmmoment M_R berechnen kann:

$$M_R = \frac{1}{4} \cdot \left[\left(\frac{V}{3,6} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{\lambda}{r_0 \cdot e_0}} \right] \cdot \left(m + J_z \cdot \frac{\lambda}{r_0 \cdot e_0} \right) \cdot y_0. \quad (4.1)$$

Aus dieser Beziehung ersieht man, dass zum Erreichen eines stabilen Drehgestelllaufes das erforderliche Drehmoment mit dem Quadrat der Fahrgeschwindigkeit ansteigt, aber auch von anderen konstruktiven Parametern abhängig ist.

Sperling hat weiterhin erkannt, dass durch eine Drehhemmung zwischen Drehgestell und Wagenkasten die Stabilität der Laufeigenform nur dann verbessern kann, wenn die Radsätze im Drehgestellrahmen gegen „Verdrehen“ gesichert sind. Bei Anwendung einer Drehhemmung zwischen Wagenkasten und Drehgestell wird eine verhältnismäßig hohe

Längssteifigkeit der Radsatzführung erforderlich, damit nicht das Schlingern der Radsätze die Eigenform darstellt, die „als erste“ instabil wird. In seinen Überlegungen hat *Sperling* weiterhin ausgeführt, dass alle Maßnahmen zur Erreichung eines Stabillaufs bei hohen Fahrgeschwindigkeiten dem Wunsch nach einer Radialeinstellung der Radsätze entgegenwirken [2, 3, 19].

4.3. Entwicklung der Drehhemmung

Technisch ist eine Reihe von Lösungen denkbar, um eine Drehhemmung zu realisieren. In der praktischen Eisenbahntechnik haben sich aber nur zwei Konstruktionsprinzipien durchgesetzt: Reibdämpfung und Hydraulikdämpfung. Diese Entwicklung soll im Folgenden kurz nachgezeichnet werden. Die Entwicklung der Fahrwerke in den letzten 40 Jahren wird u. a. dominiert von dem Wunsch, leichtere Fahrwerkskonstruktionen zu realisieren. So hat sich zu diesem Ziel bei Personenfahrwerken z. B. die offene H-Rahmenbauweise durchgesetzt. Ein weiterer wichtiger Schritt in Richtung Leichtbau war die einseitige Radsatzanlenkung von der Drehgestellmitte aus. Ein weiterer Schwerpunkt war der Verzicht auf die Wiegenkonstruktion und besonders auf die an Pendeln aufgehängte Unterwiege (Einsparungspotential zwischen 400 kg bis 700 kg [17]). Für die Unterscheidung der Fahrwerke ist die Abstützung zwischen Wagenkasten und Drehgestell von besonderer Bedeutung. Drei Arten sind zu unterscheiden [17, 20, 37, 127]:

- **Wiegenkonstruktion**
An Pendeln aufgehängte Wiegenträger mit Federung, auf die sich der Wagenkasten abstützt. Die Pendel übernehmen das Querschwingen und die Querfederung. Das Ausdrehen erfolgt hier über eine Drehpfanne oder Drehzapfen und /oder seitliche Gleitstücke oder Rollen (Abbildung 13, Abbildung 14).
- **Semi-Flexicoil-Konstruktion**
Ein Zwischenschritt stellt eine Fahrwerkskonstruktion dar, bei der auf eine Wiege zur Querfederung verzichtet, aber die Ausdrehbewegung nicht von der Sekundärfeder aufgenommen wird. Die Ausdrehbewegung erfolgt über Drehpfannen oder Gleitstücke in Verbindung mit Drehzapfen. Die Sekundärfederelemente übernehmen das Tauchen und das Querschwingen (Abbildung 16).
- **Full-Flexicoil-Konstruktion**
Eine Fahrwerkskonstruktionsform, bei der die Sekundärfederelemente sowohl die Kastenabstützung als auch das Ausdrehen und Querschwingen übernehmen (Abbildung 15).

Reisezugwagenfahrwerke wurden schon im 19. Jahrhundert mit einer sog. Wiegenfederung ausgerüstet, siehe Abbildung 13. Dazu gehört eine Oberwiege, die quer und plan unter dem Wagenkasten angeordnet war. An dieser Stelle werden die Kräfte zwischen Wagenkasten und Fahrwerk übergeben und die Relativbewegung zwischen Wagenkasten und Fahrwerk um die Fahrwerkhochachse ermöglicht. Über eine Drehpfanne werden die Kräfte in alle drei Raumrichtungen übertragen. In der Drehpfanne entsteht bei Drehbewegung durch den Kraftschluss ein „kleines“ Drehhemmmoment. Früher wurden die sehr verschleißanfälligen Drehpfannen ölgeschmiert, heute werden diese mit Kunststoff ausgekleidet [18, 22]. Der Gleitbereich muss gegen Verschmutzung sorgfältig abgedichtet werden [48].

Um die natürliche Wankbewegung der Wagenkästen zu begrenzen, wurden früher auf der Oberwiege oder den Längsträgern der Fahrwerke Gleitplatten oder Gleitstücke aufgesetzt, die anfangs keine Vertikallast übernahmen. Sollte das Drehhemmmoment weiter erhöht werden, wurden die Gleitplatten durch Federn vorgespannt, wodurch die Reibkraft entsprechend anstieg (teiltragende Konstruktion) [127].

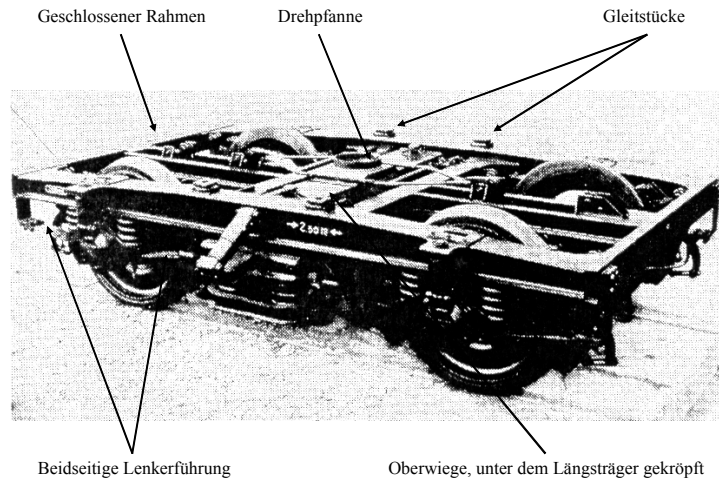


Abbildung 13: Fahrwerk mit Wiegenkonstruktion (MD36-Fahrwerk)

Durch geeignete Paarung der Reibpartner, der Abstützbasis und der Normalkraft können Kräftepaare bestimmter Größe erzeugt werden, die den Drehgestellrahmen gegenüber dem Wagenkasten stabilisieren. Zum einen kann der Reibbeiwert durch andere Werkstoffwahl verändert werden. Aus diesem Grunde spricht man häufig auch von Reibplatten. Eine zweite Möglichkeit der Erhöhung des Drehhemmmomentes liegt in einer Variation der Abstützweite, deshalb sind die Reibplatten zunehmend an die Außenseite der Fahrwerke auf die Höhe der Längsträger versetzt worden. Dieses Vorgehen findet seine Grenze in der Querausdehnung der Oberwiege. Um die Stützbasis weiter erhöhen zu können, wurde als Entwicklungsschritt vom MD36 zum MD67 die Oberwiege nicht mehr zwischen den Längsträgern hochgeführt. Bei der neuen Konstruktion wird die Oberwiege außen über die Längsträger verlängert und es werden höhere Federsätze verwendet, so dass die Wiegenkonstruktion die Längsträger umgreifen kann und die ganze Wagenkastenbreite als Stützweite zur Verfügung steht [22]. Die dritte Möglichkeit der Steigerung des Drehhemmmomentes liegt in der Erhöhung der Normalkraft. Anfangs wurden die Gleit- bzw. Reibplatten mit höheren Federvorspannkraften beaufschlagt. Schließlich musste das gesamte Wagenkastengewicht als Normalkraft zum Erreichen entsprechend hoher Hemmmomente auf die Reibplatten eingesetzt werden (volltragende Konstruktion). Dadurch wurde zwangsläufig Abstand von den Drehpfannenkonstruktionen genommen. An deren Stelle kommen Drehzapfen zum Einsatz, die folglich nur Längs- und Querkräfte übertragen können, siehe Abbildung 14 [127].

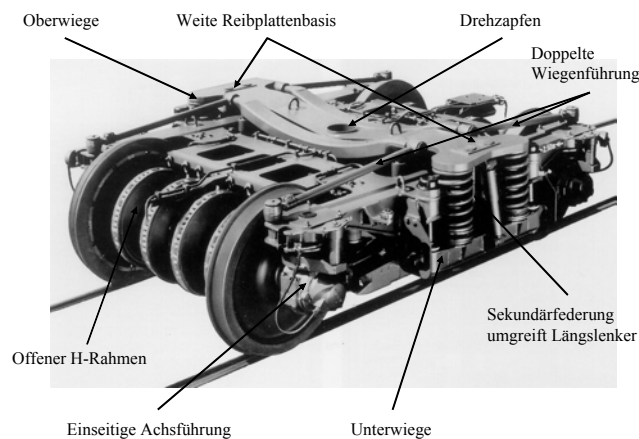


Abbildung 14: Fahrwerk mit Wiegenkonstruktion (MD530-Fahrwerk)

Bei moderneren Fahrwerken konnte auf die schwere Wiegenkonstruktionen verzichtet werden. Bei der sog. Full-Flexicoil-Bauweise stützt sich der Wagenkasten auf Schraubenfedersätzen oder Luftfedern ab, die direkt auf den Fahrwerksrahmen aufgesetzt werden [30]. Bei dieser Ausführung können Reibdämpfer nur schwer zum Einsatz kommen, weil die Drehung um die Hochachse „in der Feder“ realisiert wird. Für Reibdämpfung müssen aber konstruktiv zwei Platten parallel aufeinander liegen, um ein Tribosystem zu erzeugen. Zur Lösung des Problems kommen überwiegend hydraulische Dämpfer sog. Schlingerdämpfer zum Einsatz. Mit hydraulischen Vertikaldämpfern hatte man seit dem Beginn der 50er Jahren gute Erfahrungen gemacht und so lag es nahe, diese liegend einzubauen. Die Schlingerdämpfer werden auf möglichst breiter Basis längs auf beiden Seiten zwischen Drehgestellrahmen und Wagenkasten eingesetzt. In der häufigsten Bauweise werden die Schlingerdämpfer über Gummiaugen an den Konsolen befestigt. Diese Gummiaugen sorgen für eine elastische Ankopplung, siehe Abbildung 15 [127].

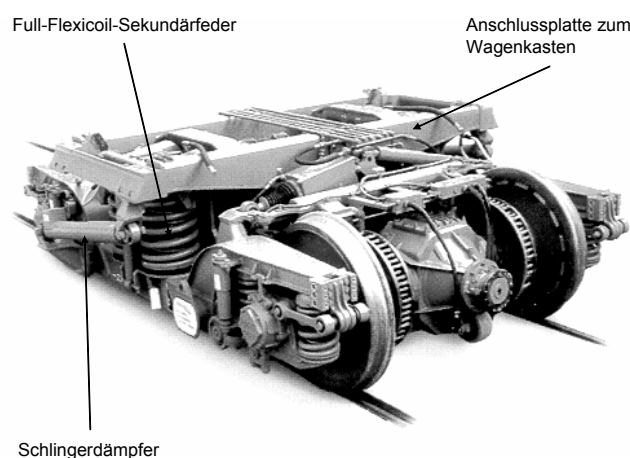


Abbildung 15: Full-Flexicoil-Konstruktion (Triebdrehgestell BR 411)

4.4. Reibungsdämpfer

Die *Coulombsche Reibung* als Dämpfung ist die älteste bekannte Form. Die Reibungsdämpfer wirken durch den Reibungswiderstand von Reibpaarungen (Tribosystem), die durch Federkraft oder Gewichtskraft gegeneinander gepresst werden. Die Reibbeläge bestehen häufig aus verschleißarmem, gehärtetem Stahl, insbesondere aber Manganstahl, siehe auch Abbildung 16 [1, 127]. Als Reibplatten in den Fahrwerken finden auch Reibpaarungen Kunststoff/Stahl Verwendung [37]. Bei der SNCF hat man gute Erfolge mit Abstützungen aus rostfreiem Stahl und PTFE (PTFE = Polytetrafluorethylen, umgangssprachlich Teflon) erzielt [17]. Bei Minden-Deutz-Drehgestellen werden die oberen Gleitplatten aus Oldex und die unteren Gleitplatten aus Stahl gefertigt [3]. Bei den Reisezugwagendrehgestellen Görlitz VI wurden selbstschmierende Gleitstücke aus PTFE und bei den Reisezugwagendrehgestellen GP 200 wurden die Gleitstücke aus Edelstahl (NIROSTA) und PTFE gefertigt [76].

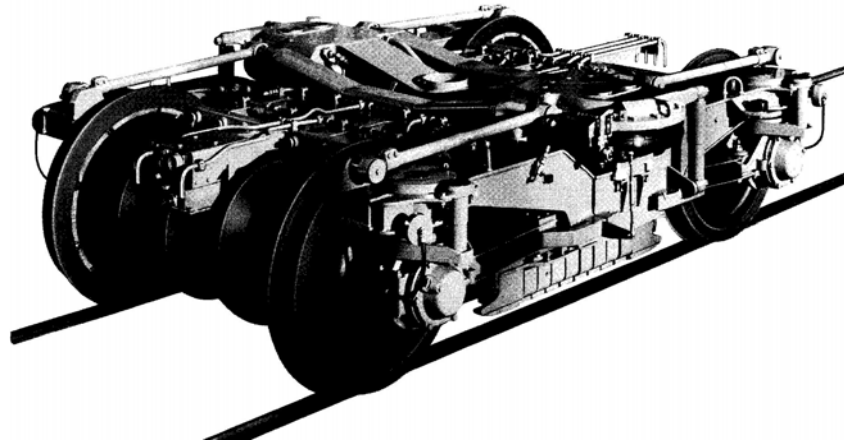


Abbildung 16: Bild WU92 Beispiel für Semi-Flexicoilfahrwerk [122]

Beim Reibungsdämpfer gibt es weitgehend individuell dem jeweiligen Verwendungszweck angepasste Bauarten. Die amerikanischen *Houdaille-Reibungsdämpfer* sehen äußerlich wie handelsübliche hydraulische Dämpfer aus. Innen wird ein aus mit Reibbelägen versehenen Zylindersegmenten bestehender „Kolben“ mittels fest eingestellter Federkraft über Keilflächen gegen die Innenwand eines Stahlzylinders gepresst [18].

Eine besondere Form der Reibdämpfung stellen die in den 60er und 70er Jahren von der Firma Wegmann aus Kassel ausgeführten Konstruktionen dar. Es handelt sich dabei um Full-Flexicoil-Bauformen, bei denen die Reibungsdämpfung durch eine oder zwei *Reibkupplungen* verwirklicht ist. In Reihe dazu ist ein Drehhemmrohr als Torsionsfeder geschaltet. Die Verdrehbewegung des Fahrwerks wird über zwei Lenkerpaare auf den Flansch der Reibungskupplung übertragen. Ab einer gewissen Höhe eines unsymmetrischen Kräftepaars auf das Fahrwerk rutschen die Kupplungen durch und dämpfen die Bewegung ermöglichen aber die Bogenfahrt [121]. Siehe dazu auch Anlage 2 und Anlage 3.

Unter dem Begriff Reibung werden sowohl das Haften als auch das Gleiten (Haftreibung, Gleitreibung) der Kontaktpartner verstanden. Dieses Berührproblem ist in der Realität sehr komplex, weil das Verhalten von Gleitplatten auch lineare Federanteile beinhaltet. Für idealisierte, starre Kontaktpartner wird oft die Form der *Coulombschen Reibung* mit der Reibkraft F_c angenommen. Dieses Modell wird als nichtlineares Kraftgesetz bezeichnet [45, 46]:

$$F_c(\Delta\dot{z}) = \begin{cases} -\mu_G N & \text{für } \Delta\dot{z} > 0 \text{ Gleitreibung} \\ F_H & \text{für } \Delta\dot{z} = 0, |F_H| \leq \mu_H N \text{ Haftreibung} \\ +\mu_G N & \text{für } \Delta\dot{z} < 0 \text{ Gleitreibung} \end{cases} \quad (4.4)$$

$\Delta\dot{z}$ = Relativgeschwindigkeit der berührenden Teile

μ_H = Ruhereibungskoeffizient

μ_G = Gleitreibungskoeffizient

N = Normalkraft

F_H = Haftkraft

Die Realität zeigt, dass Reibungskräfte zur Zeit des Losbrechens deutlich höher als während des Gleitens sind. Mit geeigneten Werkstoffen (z.B. Teflon) lässt sich der Einfluss verringern. In der folgenden Abbildung 17 sind die idealisierten Kraft-Weg- und Kraft-Geschwindigkeitsdiagramme dargestellt [1].

Durch den Einsatz von Reibungsdämpfern in der Sekundärebene ergeben sich bei Aufstellung eines Gleichungssystems entsprechende Kraftterme in der Matix Q für die lageabhängigen

Kräfte, siehe auch Gleichung 3.11. Diese Kraftglieder wirken stabilisierend auf die Freiheitsgrade Querschwingen und Wenden des Fahrwerkrahmens.

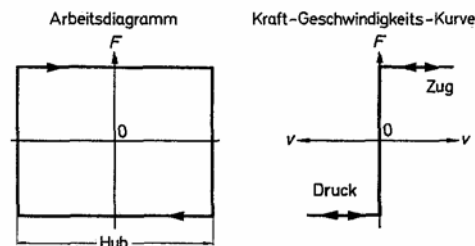


Abbildung 17: Arbeitsdiagramme Reibungsdämpfung [1]

4.5. Hydraulische Dämpfer

Hydraulische Dämpfer (*Newtonsche Reibung*) werden auch als viskose oder geschwindigkeitsabhängige Dämpfer bezeichnet [46]. Bei der Relativbewegung zweier Fahrzeugbauteile wird das Dämpferöl in dem sich zwischen den Bauteilen befindenden Dämpfer durch Ventile gedrückt. Durch Drosselung ergibt sich eine etwa dem Volumenstrom (d.h. der relativen Kolbengeschwindigkeit) proportionale Dämpferkraft, so dass kleine Federamplituden weniger als große und niedrige Frequenzen schwächer als hohe gedämpft werden. Ein Konstantdurchlass erzeugt einen progressiven Anstieg der Dämpferkraft mit der Geschwindigkeit. Da aber auch lineare oder degressive Verläufe wünschenswert sind, werden vielfach federbelastete Ventile eingesetzt [1, 66].

Die verschiedenen Arten der Dämpfung F_D können durch Kennlinien mit einer Dämpfungskonstanten d und einem charakteristischen Exponenten α beschrieben werden [45]:

$$F_D = d(\Delta \dot{z})^\alpha$$

$\alpha > 1$ progressive Kennlinie
 $\alpha = 1$ lineare Kennlinie
 $\alpha < 1$ degressive Kennlinie

(4.5)

In der folgenden Abbildung 18 sind charakteristische Dämpfungskennlinien und Dämpfungsverhalten im Kraft-Weg-Diagramm dargestellt. Es ist durchaus typisch für das Verhalten von vertikalen Fahrzeugdämpfern, dass unterschiedliches Verhalten im Zug- und Druckbereich besteht. Die bei einer harmonischen Erregung des Dämpfers umschriebene Fläche der Kraft-Weg-Kurven (siehe Abbildung 18) der Dämpfungsarbeit pro Zyklus ist ein Maß für die mittlere Dämpferkraft. Diese hängt von der Hub- und Erregerfrequenz ab. So hat die progressive Kennlinie um die Nulllage nur sehr geringe Kräfte. Eine lineare Kennlinie mit gleicher Dämpfungskonstante α im Zug- und Druckbereich (wie bei Schlingerdämpfern üblich) würde im Kraft-Weg-Diagramm eine Ellipse ergeben [45].

Durch den Einsatz von hydraulischen Dämpfern zur Drehhemmung (Schlingerdämpfern) in der Sekundärebene ergeben sich bei Aufstellung eines Gleichungssystems entsprechende Kraftterme in der Matrix Q für die lageabhängigen Kräfte und der Matrix P für die geschwindigkeitsabhängigen Kräfte, siehe auch Gleichung 3.11. Die lageabhängigen Kräfte resultieren aus der Bauteilsteiifigkeit des Dämpfers. Diese Kraftglieder wirken stabilisierend auf die Freiheitsgrade Querschwingen und Wenden des Fahrwerkrahmens. Durch die Terme in der Dämpfungsmatrix wird den Schwingungsformen Energie entzogen.

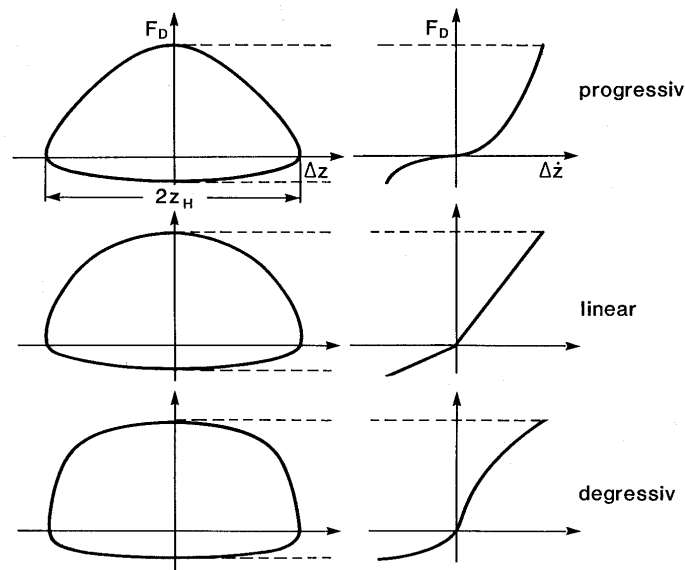


Abbildung 18: Arbeitsdiagramme hydraulische Dämpfung [45]

Zu besonderen Zwecken (z.B. Kraftbegrenzung beim Schlingerdämpfer) werden auch abschnittsweise unterschiedliche Kennlinien eingesetzt. Für die Modellierung ist zu beachten, dass Hydraulikdämpfer über Augen mit Gummieinsatz verfügen. Mechanisch bedeutet dieses eine Reihenschaltung von Dämpfer und Federn, dieses hat Einfluss auf den Kennlinienverlauf und ist im Simulationsmodell berücksichtigt.

4.6. Voraussetzungen der Drehhemmung

Für die Wirksamkeit der Drehhemmung ist prinzipiell eine bestimmte Ausdrehsteifigkeit (Steifigkeit der Drehhemmkonstruktion) notwendig, ebenso wie bei der Drehdämpfung ein gewisser Mindestwert notwendig ist. Ferner ist für die Funktion der Reibdrehhemmung oder Reibdämpfung eine möglichst spielfreie Lenkerverbindung zwischen Drehgestellrahmen und oberer Wiege Voraussetzung. Sonst würde das Fahrwerk ab einer gewissen Fahrgeschwindigkeit Torsionsschwingungen in den Vertikalfedern ausführen. Weiterhin ist von Bedeutung, dass die Drehhemmung sofort aus der Mittellage wirksam wird. Als ungeeignet hat sich dabei eine direkte Kopplung von Drehgestellrahmen und oberer Wiege erwiesen, weil sich dadurch das Drehgestellnicken und andere Längsbeschleunigungen in den Wagenkasten übertragen. Abhilfe schafft eine „liegende Wankstütze“, die sog. Wiegenführung. Verwendung findet ein drehbar gelagertes steifes Rohr, dessen beidseitige Hebel über Lenker mit dem Rahmen verbunden sind. Sie entkoppeln durch diese Drehbarkeit die Verbindung des Drehgestellrahmens mit der Wiege bzw. dem Wagenkasten, indem sie Längsbewegungen zulassen, aber jede Drehbewegung behindern. Die Entkopplung ist weiterhin dafür wichtig, dass Gleislagefehler nicht sofort in den Wagenkasten weitergeleitet werden. [22, 48]. Bei Hochgeschwindigkeitsfahrwerken (ICE1 mit MD530) ist die Wiegenführung aus Redundanzgründen beidseitig ausgeführt, siehe Abbildung 14 und Anlage 4. Eine zweite Möglichkeit der Wiegenführung besteht in der Verwendung von Lenkerstangen, die an den Enden Gummi-Metall-Verbindungen aufweisen. Die Elastizität der Gummiringe sorgt dabei für die notwendige Längsentkopplung (Lösung im Fahrwerk GP200 verwirklicht).

Beim Einsatz von Schlingerdämpfern müssen Spiele und Elastizitäten in ähnlicher Weise berücksichtigt werden. Die Längskopplung zwischen Drehgestell und Wagenkasten muss einerseits kleine Gleislagefehler aufnehmen und abfedern. Andererseits darf das Fahrwerk nicht in den Spielen und Elastizitäten Schlingerbewegungen ausführen können (siehe dazu auch Kapitel 7).

4.7. Ausdrehmomente

Das Ausdrehmoment ist der Widerstand des Fahrwerks gegen die Ausdrehbewegung unter dem Wagenkasten. Wird das Ausdrehmoment über dem Ausdrehwinkel aufgetragen, so ergeben sich je nach Bauart verschiedene Kennlinien, wie in Abbildung 19 dargestellt.

Erfolgt die Ausdrehung über Drehpfannen oder seitliche Gleitstücke, dann wird, wie schon ausgeführt, durch das Kastengewicht und die Reibpaarung ein Ausdrehmoment erzeugt, das bereits bei sehr kleinen Ausdrehwinkeln vorhanden ist. Unterschieden werden müssen hierbei die Bereiche Haftreibung und Gleitreibung. Nach Überwinden der Haftreibung sinkt die Rückstellkraft entsprechend dem Gleitreibungswert ab. Zum Überwinden der Haftreibung muss ein Losbrechmoment aufgebracht werden, das deutlich höher als das Gleitreibungsmoment ausfällt, siehe Abbildung 19.

Bei der Flexicoil-Abstützung (mit oder ohne Schlingerdämpfer) steigt die Rückstellkraft von Null an mehr oder weniger steil und dabei linear an, gleichgültig, ob mit Schraubenfedern oder Luftfederbälgen ausgeführt. Die Rückstellkraft im Bereich kleiner Ausdrehwinkel ist hierbei praktisch vernachlässigbar. Beim Befahren enger Gleisbögen, insbesondere bei großen Drehzapfenabständen und breiter Federbasis (Reisezugwagen), treten dagegen hohe Rückstellkräfte auf. Diese bilden ein Kräftepaar und führen zu einer zusätzlichen Erhöhung der Querkräfte. Die bei Flexicoil-Konstruktionen verwendeten Schlingerdämpfer sind geschwindigkeitsabhängig. Die Größe des Ausdrehwiderstandes hängt demzufolge von der Ausdrehgeschwindigkeit ab und erhöht das Ausdrehmoment der Flexicoil-Abstützung entsprechend geschwindigkeitsproportional, siehe Abbildung 19.

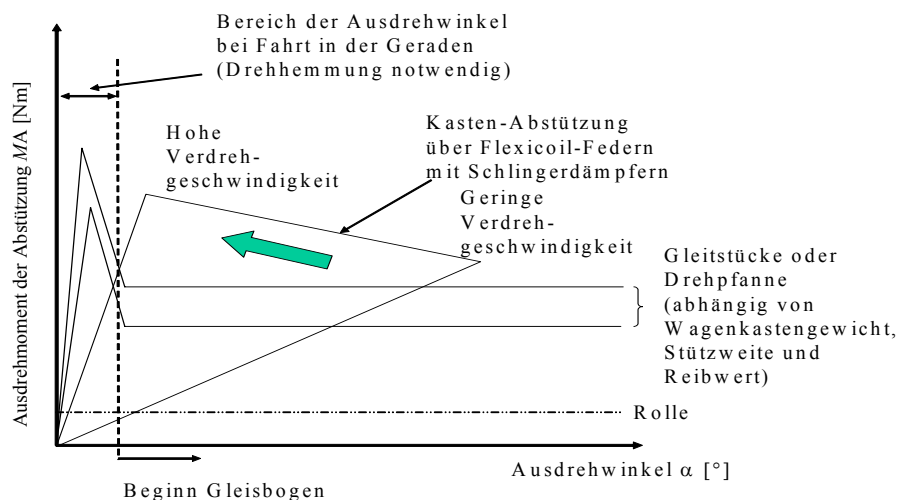


Abbildung 19: Ausdrehmomente verschiedener Abstützprinzipien

4.8. Prinzipielle Nachteile der Drehhemmung

Es wurde schon mehrfach darauf hingewiesen, dass eine Drehhemmung eine „Hilfsmaßnahme“ der Fahrwerkskonstruktion darstellt. Daraus resultieren einige prinzipielle Nachteile und Probleme, die kurz aufgelistet werden:

- Erhöhung des Beschaffungspreises der Fahrwerke [37].
- Zusätzlicher Aufwand für die Instandhaltung der Zusatzeinrichtung [37].
- Einleitung der Drehhemmmomente (unabhängig von der Form der Stabilisierung) in den Wagenkasten. Dadurch Anregung zu Schwingungen in der Rahmenebene im Takt der Frequenz des Drehgestellwellenlaufs. Je nach Eigenfrequenz und

Dämpfungsverhalten des Wagenkastens können Einbußen beim Fahrkomfort in Querrichtung auftreten [37, 38].

- Bedarf an Bauraum und Erhöhung des Fahrwerkgewichts.

4.9. Vor- und Nachteile der verschiedenen Drehhemmungen

Im folgenden Abschnitt sollen die wichtigsten Vor- und Nachteile der verschiedenen Drehhemmsysteme kurz aufgelistet werden.

Vorteile Schlingerdämpfer:

- Im Bogeneinlauf flacherer Kennlinienverlauf, weil kein Losbrechmoment vorhanden [17, 48, 63].
- Gute Beeinflussung von Steifigkeit (Augen- und Struktursteifigkeit) und Dämpfungsverhalten für die zwei Funktionen Drehhemmung und Drehdämpfung [48].
- Bessere Beeinflussung und Nachstellung der Kennlinien im Gegensatz zu Reibelementen [20].
- Schlingerdämpfer sind weitestgehend wartungsfrei [63].
- Systembedingt einfachere Ausführung mit mehreren Kennlinien denkbar.
- Gewichtsvorteil durch Wegfall der Wiege und der Wiegenführung [17].
- Leichte Tauschbarkeit.

Nachteile Schlingerdämpfer:

- Gefahr der Übertragung von Nickschwingungen [37].
- Gefahr der Übertragung von Tauch- oder Wankschwingungen (bei weichen Sekundärfedern oder Neigezügen ggf. Notwendigkeit der zusätzlichen Längsentkopplung) [37].
- Gefahr von Leckage (im Hochgeschwindigkeitsverkehr ist Redundanz notwendig).
- Nur sinnvoll in Verbindung mit Full-Flexicoil-Fahrwerkskonstruktionen.

Vorteile Reibelemente:

- Ausfallsicheres System.
- einfacher Aufbau (rein mechanisches System, keine Hydraulik).

Nachteile Reibelemente:

- Reibelemente sind nicht wartungs- und verschleißfrei [40, 63].
- Der Gleitbereich ist gegen Verschmutzung abzudichten.
- Das maximale Hemmmoment ergibt sich aus dem Wagenkastengewicht.
- Das Drehhemmmoment ist auf den leeren Wagenkasten auszulegen.
- Verhältnismäßig hohe Reaktionskräfte bei Überwindung des Haftreibmoments.
- Eine obere Wiege als Bauelement ist notwendig.
- Verschleiß der Reibplatten, deshalb über Lebenszeit nicht konstantes Hemmmoment.

- Reibkräfte schwer einstellbar.
- Kein konstanter Reibungskoeffizient.
- Als Drehhemmung in Full-Flexicoil-Fahrwerkskonstruktionen nur schwer zu realisieren (siehe Anlage 2 und Anlage 3).

In diesem Kapitel wurden die verschiedenen Drehhemmungen vor dem Hintergrund der Fahrwerksentwicklung beschrieben. Es wurden weiterhin die zugrunde liegenden physikalischen Prinzipien dargestellt sowie Vor- bzw. Nachteile diskutiert.

Im nun folgenden Kapitel soll auf das Funktionsprinzip von Schlingerdämpfern und die gängigen Konstruktionslösungen näher eingegangen werden, weil sich der Schlingerdämpfer bauartbedingt sehr gut zur Realisierung einer schaltbaren Drehhemmung eignet.

5. Aufbau der hydraulischen Schlingerdämpfer

In diesem Kapitel soll das Fahrwerkelement *hydraulischer Schlingerdämpfer* sowohl von seiner Entwicklung, vom Funktionsprinzip als auch von der konstruktiven Gestaltung her näher beleuchtet werden.

5.1. Entwicklungsgeschichte

Der erste Serienschlingerdämpfer wurde im April 1972 am TGV 001 der SNCF vorgestellt, siehe Anlage 5. Dieser fünfteilige Gasturbinenzug ist der Prototyp der TGV-Schnellzugfamilie. Das Fahrzeug einschließlich der Fahrwerke wurde von der Firma Alstom entwickelt. Die Schlingerdämpfer wurden von der holländischen Firma Koni produziert. Da dieses Fahrzeug schon im Jahre 1967 beauftragt wurde, ist davon auszugehen, dass intensive Erprobungen und Fahrversuche ca. um das Jahr 1970 begonnen wurden [124].

Im Gegensatz zum TGV wurden die ersten Generationen der Shinkansen-Züge in Japan mit Fahrwerken ausgestattet, deren Drehhemmung auf Reibplatten basierte. Die erste Serienfahrt der Shinkansen-Züge fand 1964 statt [3, 124].

In Deutschland wurde im Rahmen der IVA 1965 ein Demonstrationsverkehr mit 200 km/h Höchstgeschwindigkeit zwischen München und Augsburg mit den vier Vorserienlokomotiven der Baureihe E 03 (später BR 103) und Rheingold-Schnellzugwagen durchgeführt. Die damaligen Radprofile mit der Bezeichnung 1:40/1:20 (deutlich flachere Profilkontur), von den Verbrennungsschnelltriebwagen übernommen, zeigten „Instabilitätserscheinungen“ erst bei Geschwindigkeiten von mehr als 200 km/h, so dass zu dem Zeitpunkt noch keine Drehhemmungen notwendig waren [123].

Aus den Demonstrationsversuchen zwischen München und Augsburg ging als Ergebnis hervor, dass ein umfangreiches Versuchsprogramm zu Schnellfahrten notwendig wurde. Diese Versuchsfahrten wurden zwischen Gütersloh und Neubeckum im Jahre 1973 begonnen und erst 1978 abgeschlossen, wobei einige Fahrten mit bis zu 250 km/h durchgeführt wurden. Bezüglich des Problems „instabiler Lauf“ bei hohen Geschwindigkeiten ergaben sich folgende Ergebnisse [10 – 12, 17-19, 22, 36, 38, 39]:

- Die Fahrzeuge mit konventionellen Profilen 1:40/1:20 im Neuzustand zeigten ein stabiles Laufverhalten.
- Nach 50000 bis 80000 km waren diese Profile verschlissen, eine Neuprofilierung wurde notwendig und es zeigte sich instabiles Laufverhalten.
- Die neu entwickelten Verschleißprofile DB II (S1002) garantierten eine Laufleistung von 600000 km bis zur nächsten Neuprofilierung.
- Die Fahrzeuge mit Verschleißprofilen zeigten grundsätzlich ein instabiles Laufverhalten.
- Mit geeigneten Drehhemmungen (Schlingerdämpfern) konnte auch mit Verschleißprofilen ein stabiles Laufverhalten nachgewiesen werden.

Da die Kilometerleistung der Profile für die Instandhaltungskosten von entscheidender Bedeutung war und ist, musste ein zukünftiger Schnellverkehr mit Verschleißprofilen durchgeführt werden. Dafür war folglich zwingend erforderlich, dass alle dafür vorgesehenen Fahrzeuge (Triebfahrzeuge wie Wagen) mit Drehhemmungen in Form von Schlingerdämpfern nachgerüstet werden mussten [36, 38, 39].

So wurden Mitte der 70er Jahre die ersten in Deutschland in Serie verwendeten Schlingerdämpfer bei der Triebzug-Baureihe ET 403 eingesetzt. Diese Schlingerdämpfer

wurden von der Firma Boge entwickelt und an den Fahrwerken nachgerüstet. Bei diesem Schlingerdämpfer (siehe Abbildung 20) waren die durch die Kolben getrennten Ölkammern über Kreuz miteinander verbunden, um einen Längsausgleich zu realisieren, was bei diesen mit Luftfedern sehr weich gefederten Wagenkästen notwendig wurde [48].

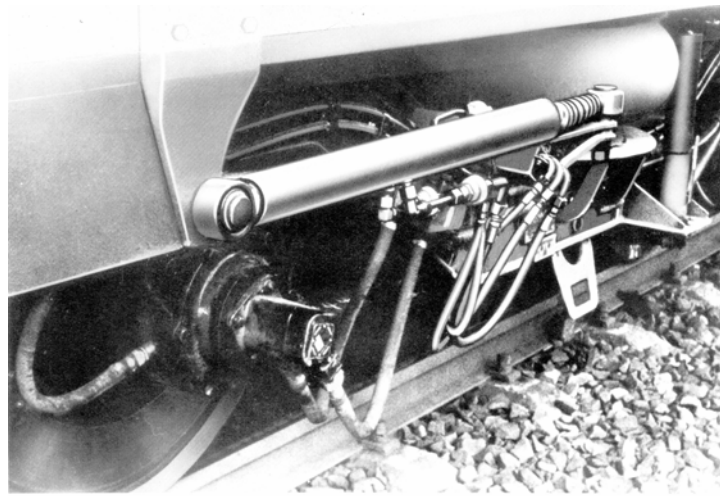


Abbildung 20: Hydraulische Drehhemmung am ET 403 [48]

Mit Einführung des planmäßigen Schnellverkehrs im Jahre 1977 mit 200 km/h Streckenhöchstgeschwindigkeit wurden dann auch die Profile der Baureihe 103 auf Verschleißprofile umgestellt. Aus diesem Grunde wurden in diesem Jahr die Fahrwerke der Baureihe 103 mit je zwei Schlingerdämpfern (siehe Anlage 6) nachgerüstet bzw. für die letzten Bauserien gleich während der Produktion ausgestattet [3, 57].

In der Folgezeit wurden die Strecken mit 200 km/h-Verkehr kontinuierlich ausgeweitet, bis im Mai 1979 das Konzept „IC79“ eingeführt werden konnte. Begleitend musste das Wagenmaterial ebenfalls auf Verschleißprofile umgestellt und mit Schlingerdämpfern ertüchtigt werden. Unter den Reisezugwagen werden Drehgestelle der Bauart MD36 verwendet. Zur selben Zeit bestellt die Deutsche Bundesbahn im Rahmen der EUROFIMA-Beschaffung 100 1. Klasse Wagen mit Fiat-Fahrwerken der Bauart Y0270S. Diese wurden von den ursprünglich innenliegenden Schlingerdämpfern auf je 2 außenliegende Schlingerdämpfer umgerüstet. Abmessungen und Kennlinien der Schlingerdämpfer sind für beide Drehgestelltypen identisch [37], siehe dazu Anlage 7 und Anlage 8.

In den folgenden Jahren werden Schlingerdämpfer auf der ganzen Welt in steigender Stückzahl eingesetzt. In Deutschland werden im Hochgeschwindigkeitsverkehr über 200 km/h aus Sicherheitsgründen Schlingerdämpfer immer paarweise eingesetzt.

5.2. Funktionsweise von Schlingerdämpfern

Schlingerdämpfer sind von Vertikaldämpfern abgeleitete Spezialdämpfer. Sie werden, abhängig von den konstruktiven Möglichkeiten im Fahrwerk, möglichst horizontal eingebaut. Zum Einsatz kommen ausschließlich Zweirohrdämpfer. Aufgrund der großen Kräfte und Biegemomente muss die Kolbenstange entsprechend dimensioniert sein (Durchmesser 40 mm bis 50 mm). Dieses Kolbenstangenvolumen muss in der Zugstufe ausgeglichen werden. Bei einem Einrohrdämpfer würde dieses über das Gasvolumen geschehen, was bei einem Schlingerdämpfer zu sehr hohen Drücken und zu einer deutlichen Bauraumverlängerung führen würde. Bei einem Zweirohrdämpfer wird der Volumenausgleich der Kolbenstange hingegen über das Hydrauliköl erreicht, was konstruktiv einfacher zu realisieren ist [125].

Kennzeichnend für Schlingerdämpfer ist im Gegensatz zu normalen Schwingungsdämpfern (z.B. vertikale Stoßdämpfer) der mehr oder weniger steile Anstieg der Dämpferkraft schon bei

kleinen Kolbengeschwindigkeiten, weil schon bei niedrigen Frequenzen entsprechende Haltekräfte notwendig sind. Die Kennlinie des Schlingerdämpfers wird so bemessen, dass die Stabilität zu jeder Zeit gewährleistet ist. Schlingerdämpfer haben ein Lehr'sches Dämpfungsmaß von 95 bis 97 % [125]. Für die Wirksamkeit des Schlingerdämpfers ist eine bestimmte Ausdehnsteifigkeit notwendig, die mit dem hohen Lehr'schen Dämpfungsmaß einhergeht. Der Steifigkeitswert setzt sich aus den Steifigkeiten der Anlenkkonsole, der Hydraulikzylinder, der Anschlussgelenke sowie der Ölsteifigkeit zusammen. Daraus resultieren Kraftterme, die das Wenden und Querschwingen stabilisieren bzw. der Eigenform Schwingungsenergie entziehen (siehe auch Kapitel 4.5). Es ist die Aufgabe des Schlingerdämpfers, dass die Laufeigenform des Drehgestellschlingerns mit Frequenzen von 3 bis 7 Hz wirksam bedämpft wird und gleichzeitig die Bogenfahrt mit einer Frequenz von deutlich unter 1 Hz möglich ist [48, 125]. Die konstruktive Ausführung wird so gewählt, dass sich der Schlingerdämpfer in der Geraden möglichst nicht bewegt und das Fahrwerk fest an den Wagenkasten anbindet. Bei der Bogenfahrt kommt es zu einer Kolbenbewegung, um das Ausdrehen des Fahrwerks unter dem Wagenkasten zu ermöglichen. Trotzdem muss das Schlingerdämpfersystem bei Gleislagefehlern tolerant sein. Deshalb werden durch Gleislagestörungen hervorgerufene Bewegungen des Drehgestells in der Geraden in erster Linie durch die Gummiaugen aufgenommen. Theoretisch sollte es in der Geraden nicht zu Kolbenbewegungen kommen. In der Realität sind diese bei stärkeren Gleislagefehlern aber nicht zu verhindern und sollen möglichst aperiodisch gedämpft werden [125].

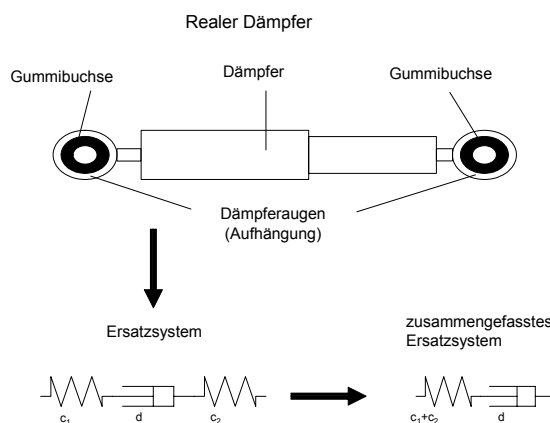


Abbildung 21: Schlingerdämpfersystem

Das System Schlingerdämpfer besteht demnach aus einem Hydraulikdämpfer und zwei Gummifedern in den Befestigungselementen, siehe Abbildung 21. Auf die Auslegung der Gummi-Metall-Verbindungen muss besonderer Wert gelegt werden. Sie müssen so steif sein, dass das Drehgestell über den Schlingerdämpfer fest an den Wagenkasten gekoppelt ist und stabil läuft. Weiterhin müssen die Gummiaugen so steif sein, dass bei Bogenfahrt die Längskräfte in den Dämpfer durchgestellt werden. Gleichzeitig müssen die Gummiaugen so weich sein, dass kleine Bewegungen in der Geraden durch diese aufgenommen werden. Des Weiteren müssen die Gummiaugen Verdrehwinkel bei Bogenfahrt zulassen [125].

Die Wegamplitude liegt im Bereich von wenigen Zentimetern. Die Arbeitsgeschwindigkeit beträgt im Allgemeinen +/- 0,1 m/s. In der Geraden bedeutet dieses 1 bis 2 mm Kolbenhub, in engen Bögen bis zu 100 mm [125].

Schlingerdämpfer verfügen über ein sog. Abblasventil (Überdruckventil), das die Maximalkraft begrenzt. Dadurch kann die Lasteinbringung in die Konsolen und in den Wagenkasten eine definierte Höchstkraft nicht überschreiten, was bezüglich der

Festigkeitsauslegung und dem Schwingungsverhalten von Leichtbauwagenkästen vorteilhaft ist. Bei Lokomotiven sind Maximalkräfte bis 25 kN üblich [125].

Das Schlingerdämpfersystem ist möglichst im Nickpol angeordnet, damit der Schlingerdämpfer durch die Nickbewegungen des Fahrwerks nur sehr wenig angeregt wird und entsprechend nur geringe Weganregungen in den Wagenkasten einleiten kann [20].

Bei in der Sekundärfederstufe vertikal besonders weich gefederten Fahrzeugen (z. B. ET 403 alt) oder bei Neigetechnikfahrzeugen entstehen große Relativwege zwischen Wagenkasten und Fahrwerk. Diese Situation erschwert die Abstimmung zwischen Augensteifigkeit und Hydraulikdämpfer derart, dass der notwendige Relativweg nicht in den Dämpferaugen aufgenommen werden kann und es zwangsläufig beim vertikalen Einfedern zu einer ungewollten Bewegung der Kolbenstange mit entsprechend hohen Kräften kommen muss. Um dieses zu verhindern, können sog. längsentkoppelte Schlingerdämpfer zum Einsatz kommen. Gleichsinnige Bewegungen der Kolbenstangen werden entkoppelt (Einfedervorgang), entgegengesetzte Bewegungen der Kolbenstangen werden gedämpft (Ausdrehvorgang). Zu diesem Zweck werden die beiden Arbeitsräume vor und hinter dem Kolben über Kreuz durch Hochdruckleitungen miteinander verbunden (Längsausgleich) [48], siehe Anlage 9.

5.3. Bauformen von Schlingerdämpfern

Die Bauform von Schlingerdämpfern ist variantenreich. Im Folgenden werden zwei Ausführungen dargestellt. Sie zeichnen sich dadurch aus, dass das Dämpfungsventil entweder im Kopfbereich oder im Bodenbereich platziert ist. Darüber hinaus existieren auch Konstruktionslösungen mit im Kolben integrierten Dämpfungsventil [62, 63, 125].

Die Anlage 10 zeigt eine konstruktive Lösung, wie sie von der Firma Koni angeboten wird. Das Dämpfungsventil befindet sich auf der Kolbenaustrittsseite des Dämpfers. Auf der gegenüberliegenden Seite befindet sich das Bodenventil. Im Kolben selber befindet sich nur ein Rückschlagventil. Dargestellt ist eine Lösung mit Dom, der als Ölausgleichsbehälter dient und, getrennt durch eine Gummimembran, auch das Gas zur Vorspannung beinhaltet. Es sind auch Konstruktionen ohne Dom möglich, was bei beengten Platzverhältnissen vorteilhaft ist. Da sich bei dieser Dämpferbauart die Volumina der Ölsäule in Zu- und Druckrichtung relativ stark unterscheiden, ergeben sich unterschiedliche Steifigkeitswerte [29, 62].

Das zweite Beispiel eines Schlingerdämpfers der Firma ZF Sachs besitzt das Dämpfungsventil im Bodenbereich. Dieser Dämpfer spart deutlich Bauraum. Durch die gute Zugänglichkeit des Dämpfungsventils ist eine leichte Kennlinieneinstellung durch Verdrehen der Einstellschraube möglich. Des Weiteren erleichtert die Position an der Dämpferaußenwand die Implementierung schaltbarer Elemente. Dieser Dämpfer arbeitet nach dem sog. Umströmprinzip. Der Ölstrom wird bei Bewegung der Kolbenstange in Zug- bzw. Druckrichtung durch die Rückschlagventile im Kolben- und Bodenbereich gleichgerichtet. Sowohl in der Zug- als auch in der Druckstufe verläuft der Ölstrom immer vom Arbeitsraum in das Ölführungsrohr, durch das Dämpfungsventil in den Ausgleichsraum und zurück in den Arbeitsraum. So können in Zug- als auch in Druckrichtung annähernd gleiche Kennlinienverläufe realisiert werden [29, 63]. Die Anlage 11 verdeutlicht die Funktion.

In diesem Abschnitt wurde die Entwicklungsgeschichte der Schlingerdämpfer nachgezeichnet, das Funktionsprinzip erläutert und Konstruktionsausführungen vorgestellt. Im folgenden Kapitel werden die konstruktiven Möglichkeiten zur Umsetzung variabler Hydraulikdämpfer erörtert.

6. Variable Hydraulikdämpfer

In diesem Kapitel werden nach einer Klassifizierung der Koppellemente prinzipielle Möglichkeiten der Beeinflussung eines hydraulischen Dämpfers erläutert und einige konstruktive Lösungen vorgestellt.

6.1. Klassifikation der Koppellemente

Koppellemente (Feder- und Dämpferelemente) lassen sich unterschiedlichen Klassen zuordnen (siehe Anlage 12), die sich hinsichtlich Arbeitsbereich, Stellzeit und Energiebedarf unterscheiden [64 - 66]. Passive Systeme bestehen aus unveränderlichen Komponenten mit einer festen Kennlinie. Adaptive Elemente bewirken eine Anpassung der Dämpferkennung, des Fahrzeugniveaus oder seltener der Federrate an unterschiedliche Parameter, dazu sind im Koppellement mehrere fest vorgegebene Kennlinien hinterlegt. Zur Gruppe der halbaktiven (semiaktiven) Fahrwerke zählt man zum einen Systeme, bei denen die passiven Systeme durch ein aktives Stellglied zur Ausregelung niederfrequenter Schwingungen ergänzt werden. Zum anderen werden auch solche Systeme als semiaktiv bezeichnet, die ohne aktive Stellglieder auskommen, dafür jedoch hochdynamische Fahrwerksregelungen aufweisen (z.B. Sky-Hook-Regelung). Bei aktiven Systemen ersetzt oder unterstützt ein hochdynamisches Stellglied (meist ein Hydraulikzylinder, Aktuator) die passiven Fahrwerkelemente. In dieser Arbeit werden schaltbare Schlingerdämpfer untersucht, bei denen zwischen konstruktiv fest vorgegebenen Dämpferkennlinien ohne hochfrequente Regelung hin und her geschaltet wird; demnach handelt es sich dabei um adaptive Koppellemente.

6.2. Möglichkeiten der Beeinflussung der Dämpferkennlinie

Zur gerätetechnischen Realisierung verstellbarer hydraulischer Dämpfer sind folgende Prinzipien denkbar [1]:

- Querschnittsänderung der Drosselbohrung,
- Viskositätsänderung des Dämpfmediums,
- Volumenänderung des Arbeitsraums.

Dieses wird auch aus der nachstehenden Formel deutlich, die in [126] für die Dämpferkraft F_D eines Einrohr-Gasdruckstossdämpfers angegeben wird:

$$F_D = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{A_k^3}{A_b^2} \cdot v_k^2$$

ρ = Dichte
 A_k = Kolbenfläche
 A_b = Bohrungsfläche
 v_k = Kolbengeschwindigkeit

(6.1)

Verstellbare hydraulische Dämpfer gibt es in vielfältiger Form [1, 64]. Der Antrieb des Verstellmechanismus kann von Hand, elektro-hydraulisch, elektro-pneumatisch oder elektro-mechanisch bzw. elektronisch ausgeführt sein. Man unterscheidet zwischen konventioneller (weg- oder lastabhängig) und im Fahrbetrieb möglicher Verstellung. Am häufigsten sind Dämpfer mit einer Verstellmöglichkeit durch Querschnittsänderung der Drosselbohrung. Ein Bypass verbindet die beiden Arbeitsräume des Dämpfers und überbrückt die Drosselbohrungen des Dämpferkolbens.

Neuere Entwicklungen haben Dämpfer hervorgebracht, deren Flüssigkeit ihre rheologischen Eigenschaften aufgrund eines äußeren elektrischen oder magnetischen Feldes ändert. Diese elektro- oder magnetorheologischen Flüssigkeiten können ihre Viskosität in weniger als 5 ms

ändern und führen zu einer stufenlosen Dämpfungskraftverstellung. In einem Cadillac SRX wurde vor kurzem zum ersten Mal ein Stoßdämpfer mit einem rheologischen Fluid in Serie eingesetzt [69, 70].

Eine Volumenänderung des Arbeitsraumes lässt sich über ein zuschaltbares außenliegendes Zusatzvolumen realisieren. Bei geschlossener Verbindung übernehmen die Kolbenventile die Dämpfung. Wird der Speicher zugeschaltet, so fließt ein Teil des Dämpferöles durch die externe Dämpfeinheit und die Dämpfungswirkung lässt nach. Dieses Verstellprinzip entspricht im Grunde dem zuvor erwähnten System mit Bypass. Es eignet sich besonders in Kombination mit einer hydropneumatischen Federung [64, 67].

6.3. Entwicklung elektrisch verstellbarer Dämpfungssysteme

Einfache von Hand umstellbare Dämpfer sind schon lange am Markt verfügbar [1]. Seit Anfang der 80er Jahre werden elektronisch geregelte Dämpfungssysteme entwickelt und gefertigt: von einfachen Systemen mit elektromotorischer Verstellung über schnelle, elektromagnetische Systeme mit diskreten Dämpfungsstufen, die heute noch gebaut werden, bis zu den aktuellen stufenlosen Systemen der sog. dritten Generation mit proportional wirkenden Dämpfventilen [68]. In der Abbildung 22 ist eine der ersten und bekanntesten Konstruktionen dargestellt. Es handelt sich um die Aufbaudämpfer des Porsche 959. Der Einrohrgasdruck-Stoßdämpfer kann mittels eines Elektromotors im Kopfbereich, eines nachgeschalteten Getriebes und einer in der hohlen Kolbenstange verlaufenden Steuerstange die Strömungsquerschnitte der Kolbenventile variieren. Abhängig von den Komfortwünschen des Fahrers und der Fahrgeschwindigkeit können acht diskrete Dämpferkennlinien angesteuert werden.

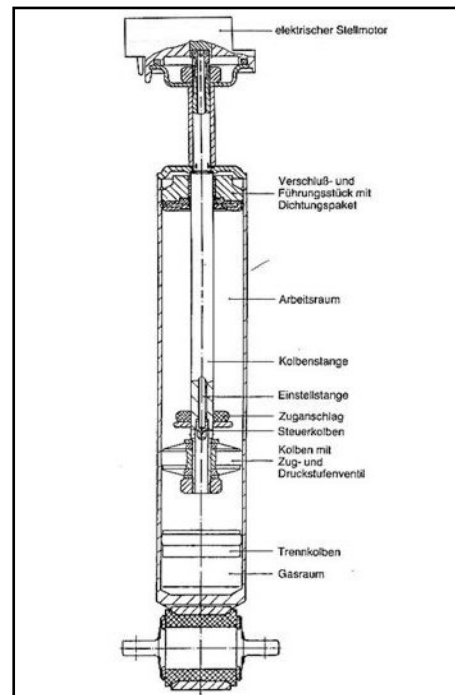


Abbildung 22: Bilstein-Dämpfer mit elektromotorischer Verstellung für Porsche 959 [1]

Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen an den Bauraum bei Teleskopdämpferbauarten wie dem McPherson-Federbein, dem Federträger in luft-, stahl- und hydropneumatisch gefederter Ausführung sowie bei konventionellen Zweirohrdämpfern sind zwei Bauweisen entwickelt worden [68]. Abbildung 23A zeigt einen Dämpfer mit integriertem Proportionalventil, das als integraler Bestandteil des Verdrängerkolbens anzusehen ist. Im Prinzip arbeitet dieser Dämpfer wie ein normaler Zweirohrstoßdämpfer. Abbildung 23B zeigt den Aufbau eines Dämpfers mit extern angeordnetem Proportionalventil im Bypass der Verdrängereinheit. Die Funktionen des Dämpfers sind der besseren Übersichtlichkeit halber vereinfacht wiedergegeben. Das Kolben- und das Bodenventil sind im Allgemeinen jeweils mit einem Rückschlagventil versehen, so dass sowohl in Zug- als auch in Druckrichtung ein Ölstrom durch das Dämpfventil - hier vereinfacht als verstellbare Drossel dargestellt - fließt. Optional kann in Druckrichtung ein zusätzliches Druckbegrenzungsventil im Boden eingesetzt werden [68].

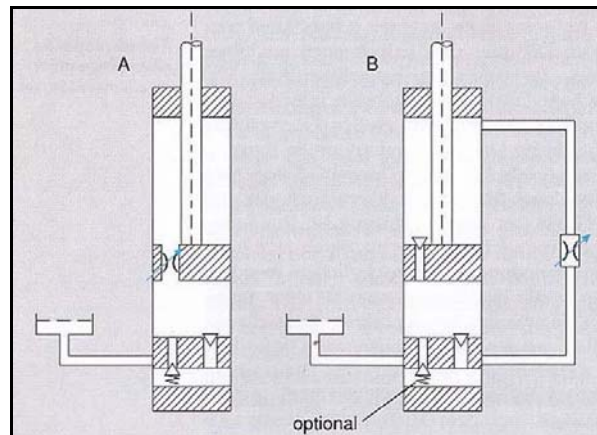


Abbildung 23: Anordnung des Proportionalventils: A – integriert, B – extern [68]

In Abbildung 24 ist die praktische Ausführung eines Dämpfers (Firma ZF Sachs) mit externem Proportionalventil dargestellt.

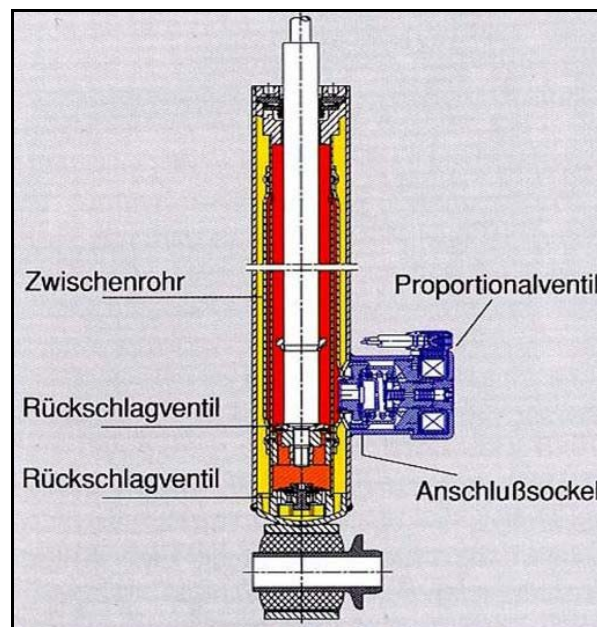


Abbildung 24: Aufbau eines elektronisch regelbaren Dämpfers [68]

Der Hydraulik-Bypass wird durch ein Ölführungsrohr realisiert, das schwimmend auf dem Zylinderrohr gelagert ist. Die Dämpfungsfunktionen werden im Wesentlichen nur vom außenliegenden Proportionalventil übernommen. Bis auf den Rohrsockel, das Ölführungsrohr und das zusätzliche Proportionalventil sind die übrigen Komponenten des Dämpfers mit den konventionellen Dämpfern identisch. Dies verringert die Kosten eines semiaktiven Dämpfers erheblich und vereinfacht die Integration des neuen Dämpfertyps in vorhandene Fertigungsstrukturen. Das Proportionalventil kann im unteren Bereich des Dämpfers in fast beliebiger Position am Außenumfang angebracht werden. Das erleichtert die Suche nach freiem Bauraum in bereits vorhandenen Fahrwerkskonzepten [68].

In diesem Kapitel wurden die schaltbaren Dämpfer klassifiziert und es wurden die prinzipiellen und konstruktiven Möglichkeiten zur Realisierung variabler Hydraulikdämpfer erläutert. Es zeigte sich, dass Bypass-Lösungen mit elektromagnetischen Ventilen z. Z. favorisiert werden. Im nächsten Kapitel wird der Blick auf die Schlingerdämpfer gerichtet, um zu untersuchen, wie die Schaltfunktion umgesetzt werden kann.

7. Schaltbare Schlingerdämpfer

Das letzte Kapitel behandelte allgemein variable hydraulische Dämpfer, dieser Abschnitt befasst sich mit den variablen Schlingerdämpfern als eine Ausführungsform eines variablen Hydraulikdämpfers. Es werden die ersten Versuche und Anwendungsfälle, die Konstruktionslösungen sowie die Schaltstrategien erläutert.

7.1. Erste Versuche

Die ersten Versuche mit adaptiven Schlingerdämpfern stammen aus den Jahren 1992 und 1993 von der Firma Siemens SGP und der Deutschen Bahn AG mit dem Fahrwerk SGP300. Es handelt sich dabei um ein Hochgeschwindigkeitsfahrwerk, welches neben diversen Anwendungen als Prototypfahrwerk für den ICE2 weiterentwickelt wurde [72]. Die adaptiven Schlingerdämpfersysteme dieser Jahre wurden von der Firma Siemens als elektronisch gesteuerte Drehhemmung „DES“ bezeichnet [54]. (Die Anlage 13 und die Anlage 14 zeigen das Prototypdrehgestell SGP400 mit dem DES.)

Im Jahre 1994 wurden am Prototypfahrwerk SGP400 der Firma Siemens SGP, das der späteren Serienausführung schon sehr nahe kam, Zulassungsfahrten mit einem ICE1-Mittelwagen durchgeführt. Auch dieses Prototypfahrwerk wurde mit adaptiven Schlingerdämpfern der Firma Koni ausgestattet [73]. Aus Kostengründen und weil der unmittelbare Nutzen für das Fahrzeug unklar schien, entschied die Projektleitung, von einer Ausrüstung der ICE2-Serienfahrwerke (SGP400) abgesehen [71]. Als Begründung wurde angegeben, dass der überwiegende Einsatz des ICE2 auf Strecken mit großen Bogenradien (Aus- und Neubaustrecken) stattfände und damit der Vorteil der Technologie in engen Bögen nicht wirksam würde [20]. Auf die Messdaten dieser Zulassungsversuche wird im Verlauf der Arbeit zurückgegriffen.

Es handelt sich beim SGP400 um ein Hochgeschwindigkeitsfahrwerk mit offenem H-Rahmen und Luftfedern in der Sekundärfederstufe, die in Full-Flexicoil-Bauweise ausgeführt wurde. Ab 1996 wurde das SGP400-Fahrwerk in den ICE2-Mittelwagen in der Serie eingesetzt.

Ende der 90er Jahre sind Untersuchungen an der Universität von Mailand an einem verwandten Thema durchgeführt worden. Ein aktiver Schlingerdämpfer in Verbindung mit einem ETR500-Fahrwerk wurde auf einem Prüfstand untersucht, wobei ein Hydraulikzylinder zur aktiven Lageveränderung des Fahrwerks unter dem Wagenkasten verwendet wurde [49, 50]. Ähnliche Untersuchungen wurden in jüngster Zeit von der Firma Siemens durchgeführt [130].

7.2. Serieneinsatz schaltbarer Schlingerdämpfer

Im Augenblick ist der Einsatz von adaptiven Schlingerdämpfern bei drei Serienfahrzeugen bekannt:

Doppelstock-IC

1997 hat die SBB Doppelstock-IC-Wagen beschafft. Die Fahrwerke wurden zur damaligen Zeit von der Firma FIAT-SIG geliefert. Diese Fahrzeuge sind im Schnellfahrverkehr bis 200 km/h im Einsatz. Die schaltbaren Schlingerdämpfer sind ein Produkt der Firma Koni. Als Begründung für den Einsatz schaltbarer Schlingerdämpfer werden „Grenzwertprobleme“ in den sehr engen Bögen und Weichen in der Schweiz genannt. Des Weiteren werden diese Wagen häufig in Wendezügen eingesetzt, wobei sich der Schiebetrieb zusätzlich ungünstig auswirkt [62, 75].

Einheitswagen IV

Die sog. Einheitswagen IV sind die Standard –IC-Wagen in der Schweiz aus dem Jahre 1978 mit einer Zulassung bis 160 km/h. Die Fahrwerke wurden von der Firma SIG produziert. Im Zuge des Projektes Bahn 2000 wurden diese Wagen ab 2001 auf eine Höchstgeschwindigkeit von 200 km/h ertüchtigt. In diesem Zusammenhang wurden steifere Achslagerbuchsen, Magnetschienenbremsen und schaltbare Schlingerdämpfer der Firma Koni in die Fahrzeuge eingebaut. Als Grund für den Technologieeinsatz galten dieselben wie für den Doppelstock-IC [62, 75].

ICE TD BR 605

Mitte des Jahres 1996 beauftragte die Deutsche Bahn AG ein Industriekonsortium mit dem Bau von 20 hochwertigen Neigetechnikzügen für den Fernverkehr. Die Fahrzeuge besitzen eine Höchstgeschwindigkeit von 200 km/h. Das verwendete Fahrwerk SF600 stammt von der Firma Siemens SGP, die schaltbaren Schlingerdämpfer von der Firma ZF Sachs, siehe Abbildung 25. Der ICE TD kam überwiegend auf der kurvenreichen Sachsenmagistrale zwischen Nürnberg – Hof – Chemnitz - Dresden zum Einsatz. Auf den Einsatzstrecken dieses Fahrzeugs befinden sich einige Bögen mit weniger als 300 m Radius, die bogenschnell befahren werden, wodurch die Rad/Schiene-Kräfte prinzipbedingt erhöht sind. Dieses und die sehr anspruchsvollen Komfortwünsche an das Fahrwerk dürften der Grund für den Einsatz schaltbarer Schlingerdämpfer sein [24, 42, 56].

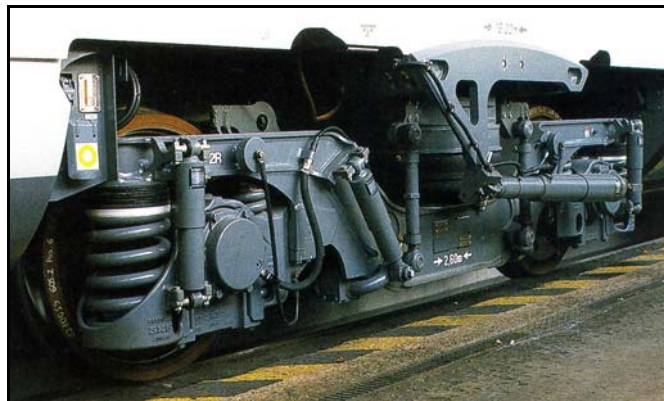


Abbildung 25: SF600 – Fahrwerk [56]

7.3. Konstruktion schaltbarer Schlingerdämpfer

Im folgenden Bild ist das System der Firma Koni dargestellt. Mittels Magnetventilen werden die Schlingerdämpfer abhängig von der Fahrgeschwindigkeit geschaltet. Die variable Dämpferkraft wird durch Veränderung des Strömungswiderstandes im Dämpfungsventil erreicht. Die Abbildung 26 zeigt einen Dämpfer, bei dem das Dämpfungsventil im „Boden“ (rechts) realisiert wurde. Diese Lösung ist zwar etwas länger, als mit einem im Kolben integrierten Schaltventil, dafür ist die konstruktive Umsetzung der Ventilkonstruktion weniger beengt und montagefreundlicher [62].

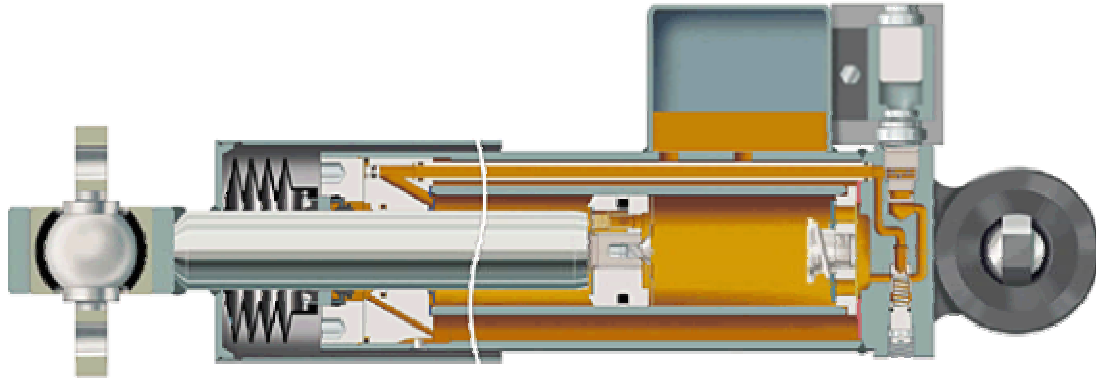


Abbildung 26: adaptiver Schlingerdämpfer der Firma KONI [62]

Zum Einsatz kommen elektromagnetisch geregelte Ventile. Das Magnetventil ist ein elektrisches Ventil mit einer Feder, die ein Zweiwegehauptventil steuert. Dieses Ventil ermöglicht den Umlauf über die Dämpfungsventile, ohne dass Druck aufgebaut wird. Wenn das Ventil nicht arbeitet, ist es geschlossen und der Dämpfer besitzt seine normale Dämpferkraft. Wenn das Ventil arbeitet, ist es geöffnet und der Dämpfer hat eine deutlich geringere Dämpfungskraft. Das Schaltventil arbeitet demzufolge nach dem Arbeitsstromprinzip, wofür eine Spannung von 12 V eingesetzt wird. Die Abbildung 27 zeigt das Magnetventil im geschlossenen Zustand. In der Abbildung 29 ist das Magnetventil geöffnet. Es ist sichtbar, dass das Öl zusätzlich über einen Bypass geleitet wird.

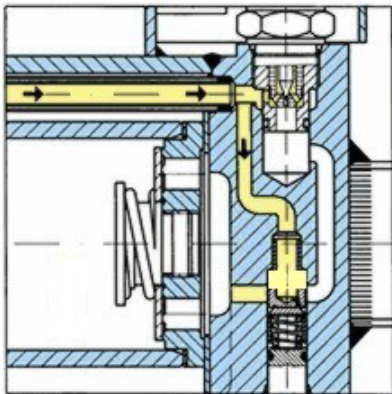


Abbildung 27: Magnetventil geschlossen [62]

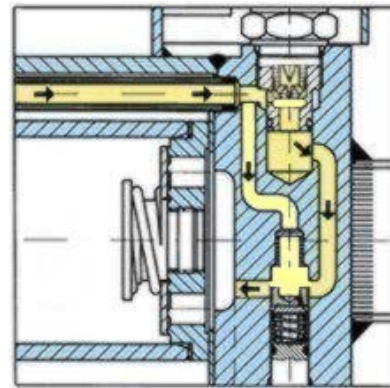


Abbildung 28: Magnetventil geöffnet [62]

Die Schlingerdämpfer besitzen zusätzlich ein Ablassventil zur Druckbegrenzung, damit die in die Konsolen und angrenzenden Bauteile eingeleiteten Kräfte begrenzt werden. Die Höhe der Druckbegrenzung wird so bemessen, dass die Stabilität jederzeit gewährleistet ist. Zur Erzeugung einer weichen Dämpferkennlinie könnte theoretisch auch eine variable Druckbegrenzung zum Einsatz kommen, wobei entsprechend größere Querschnittesöffnungen notwendig werden. Diese Bohrungsvergrößerungen finden ihre natürliche Grenze in der Bauteilfestigkeit. Des Weiteren verlangen die Zulassungsvorschriften ein Sicherheitsverhalten nach dem Fail-Safe-Prinzip. Dieses ist mit einem zusätzlichen Bypass-Vventil deutlich leichter zu realisieren, als mit einem variablen Druckbegrenzungsventil.

7.4. Steuerung der schaltbaren Schlingerdämpfer

Wie im vorigen Abschnitt ausgeführt, wird die flachere Dämpferkennlinie dann erreicht, wenn das Ventil geöffnet ist. Solange Strom in den Steuerleitungen fließt, wird im Ventil der Schieber offen gehalten. Wenn kein Strom mehr fließt wird über eine Feder der Schieber sofort und zuverlässig geschlossen. Diese Ausführung ist wichtig um den Sicherheitsansprüchen der Bahn zu genügen. Nur wenn aktiv ein Strom fließt wird auf die weichere Kennlinie geschaltet. Wenn kein Strom fließt, z.B. wenn die Steuerleitung einen

Defekt hat, fällt das System in den sicheren Zustand und der Dämpfer arbeitet mit der harten normalen Kennlinie.

Gesteuert wird abhängig von der Fahrgeschwindigkeit. Diese wird auf Schienenfahrzeugen zuverlässig gemessen. Jedes Fahrwerk hat eine sog. Grundstabilität, d.h. es gibt eine Fahrgeschwindigkeit, bei der das Fahrwerk auch ohne Schlingerdämpfer stabil läuft. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten sind zum stabilen Lauf die Schlingerdämpfer notwendig. Unterhalb der Grundstabilität sind die Schlingerdämpfer unnötig, und es kann deshalb auf eine flachere Kennung umgeschaltet werden. Das bedeutet, dass auf den kritischen und kurvenreichen Streckenabschnitten mit engen Bögen und geringen Fahrgeschwindigkeiten genau dann die weiche Kennlinie zum Einsatz kommt, wenn sie auch benötigt wird. Andere denkbare Steuergrößen wären der Verdrehwinkel zwischen Fahrwerk und Wagenkasten oder der Kolbenweg. Diese Messsignale stehen üblicherweise auf einem Fahrzeug nicht zur Verfügung, so dass die Systeme durch zusätzliche Messtechnik deutlich teurer werden würden.

Für das SGP300-Prototypfahrwerk lag der Schaltpunkt von der weichen auf die harte Kennlinie bei einer Fahrgeschwindigkeit von 125 km/h. Aufgrund von instabilem Laufverhalten, hervorgerufen durch örtlichen Schienenkopfverschleiß und erhöhte äquivalente Konizität, wurde die Schaltgrenzgeschwindigkeit auf 105 km/h abgesenkt [72]. Im SGP400-Prototypfahrwerk war unterhalb von 7 km/h und oberhalb von 135 km/h bei allen vier Schlingerdämpfern die harte Kennlinie wirksam. Zwischen 7 km/h und 110 km/h waren alle vier Schlingerdämpfer auf die weiche Kennlinie geschaltet. Ab 110 km/h wurde ein Paar auf die härtere Kennlinie umgeschaltet [73]. Im Fahrwerk des SF600 liegt die Grenzschtaltgeschwindigkeit bei 80 km/h [24]. Auch die Koni-Schlingerdämpfer in den Zügen der SBB werden fahrgeschwindigkeitsabhängig geschaltet. Angaben zur Schaltgrenzgeschwindigkeit liegen nicht vor.

Neben dem schaltbaren Schlingerdämpfer gehört zu dem Gesamtsystem eine Steuerelektronik. Diese muss das Erreichen der Schaltgrenzgeschwindigkeit erkennen und den Steuerstrom an die Magnetventile freigeben. Bei Triebfahrzeugen wird üblicherweise die Drehzahl mehrerer Achsen kontinuierlich gemessen: Aufgrund des unvermeidbaren Schlupfes zwischen Rad und Schiene kommt es bei der nachfolgenden Berechnung der Fahrzeuggeschwindigkeit zu Unterschieden und auch zu kurzzeitigen Schwankungen. Es hat sich gezeigt, dass bei einer Auswertung der Drehzahl von vier Achsen nicht das Messsignal mit der höchsten Drehzahl als Schaltsignal verwendet werden kann. Vielmehr wird eine Bewertung der Messsignale nach der Methode „3 aus 4“ vorgeschlagen [54].

In diesem Kapitel wurde die Technologie der schaltbaren Schlingerdämpfer im Detail vorgestellt. Der nächste Abschnitt beschreibt das Simulationswerkzeug, das umfangreiche Simulationsmodell sowie die Auswertegrößen für die nachfolgenden, grundlegenden Untersuchungen zum Einfluss der Trassierungsgestaltung auf den Nutzen dieser schaltbaren Schlingerdämpfer.

8. Simulationen und Simulationsmodell

Das gegenwärtige Kapitel beschreibt kurz das verwendete Programmsystem, stellt das Fahrzeugmodell vor und benennt die relevanten Auswertungsgrößen, mit denen der Vorteil der schaltbaren Schlingerdämpfer bewertet werden soll.

8.1. Simulationsprogramm

Für die Simulationsrechnungen dieser Arbeit wurde das Simulationssoftwarepaket SIMPACK in der Version 8.06 für Mehrkörpersysteme (MKS) verwendet. Es ermöglicht die beliebige Simulation dynamischer Systeme (meist starrer Körper). Die Einbindung zusätzlicher flexibler Körper ist genauso möglich wie die Verwendung elektronischer, hydraulischer, pneumatischer oder weiterer Komponenten. SIMPACK ist eine Weiterentwicklung des Programmsystems MEDYNA, das im Zusammenhang mit dem vom Bundesministerium für Forschung und Technologie finanzierten Forschungsprojekt „*Erforschung der Grenzen des Rad/Schiene-Systems*“ entwickelt wurde.

Im Erweiterungsmodell „Wheel/Rail“ ist insbesondere die Berechnung der Rad-/Schiene-Kontaktkräfte nach dem Fastsim-Algorithmus von *Prof. Kalker* in Form der „vereinfachten nichtlinearen Theorie“ des Wälzkontaktes implementiert sowie die Berechnung beliebiger Rad- und Schienenprofile. Dieses Programmsystem hat sich in der Schienenfahrzeugtechnik weitestgehend als Industriestandard durchgesetzt [115, 116].

Der Begriff „Simulation“ umfasst ein weites Feld von Berechnungsmethoden. Allen Verfahren gemein ist das Simulationsmodell, also die theoretische Nachbildung des zu untersuchenden realen Systems. Der Modellaufbau erfolgt aus einzelnen Komponenten starrer oder elastischer Körper, die über Gelenke miteinander verbunden werden. Weitere Modellierungsbausteine sind Krafterelemente wie Federn, Dämpfer, Antriebe etc. Des Weiteren sind Steuer- oder Regelungsfunktionen implementierbar sowie ein definierbarer Fahrwegverlauf. Anlage 21 zeigt eine Darstellung des Fahrzeugmodells.

Die hauptsächlich verwendete Simulationsmethode ist die nichtlineare Zeitschrittsimulation. Diese lässt sich auf ein nichtlineares, differential-algebraisches Gleichungssystem zurückführen, das sich direkt aus dem Modellaufbau ergibt und vom Programmsystem automatisch erstellt und numerisch integriert wird. Es wird mit einem Reibwert $\mu = 0,4$ gerechnet.

8.2. Fahrzeugmodell

Das Simulationsmodell bildet einen ICE-Mittelwagen ab. Es werden die technischen Daten eines ICE1-Mittelwagens des Typs Bvmz802 verwendet. Für das Fahrwerk wird das Drehgestell GDS300 (Görlitz-Dresden-Salzgitter 300 km/h) verwendet, das unter anderem von der Firma Alstom LHB GmbH in Salzgitter als Prototypfahrwerk für den ICE2 entwickelt, erprobt und zugelassen wurde, siehe Abbildung 29. Die sehr detaillierten Datensätze wurden von der Firma Alstom LHB freundlicherweise zur Verfügung gestellt. Warum dieses ungewöhnliche Fahrzeugmodell? Zur Modellierung sollte ein moderner, schnellfahrender Reisezugwagen (hoher Dämpfungsbedarf der Fahrwerksbewegungen) verwendet werden, so dass ein ICE-Mittelwagen die richtige Wahl ist. Die ICE1-Fahrwerke der Bauart MD530 besitzen Reibungsdämpfung. Schlingerdämpfer wurden erst in den Fahrwerken der ICE2-Mittelwagen eingesetzt. Das Serienfahrwerk des ICE2-Mittelwagens ist das SGP400 der Firma Siemens. Dessen Daten konnten leider nicht zur Verfügung gestellt werden. Die Kombination mit dem ICE1-Mittelwagen kommt dadurch zustande, dass die im Folgenden ausgewerteten Messdaten auch mit dem deutlich schwereren ICE1-Mittelwagen gewonnen wurden, weil zum Zeitpunkt der Durchführung der Messfahrten die Produktion von

ICE2-Wagenkästen noch nicht begonnen hatte. Mit dieser Modellkonfiguration ist der Vergleich mit den Messdaten am Besten möglich.

Das Fahrzeugmodell besteht aus sieben Einzelmassen (vier Radsätzen, zwei Fahrwerken und einem Wagenkasten) mit 32 Freiheitsgraden. Für alle Koppellemente wurden die realen Parameter verwendet. Aus diesem Grunde sind für die elastischen Anschläge, die Schlingerdämpfer und die Längsmittnahmen nichtlineare Kennlinien hinterlegt. Das Modell ist so flexibel gestaltet, dass problemlos eine neue Kennlinie (beispielsweise für die Schlingerdämpfer) eingelesen werden kann. Des Weiteren ist jeder Dämpfer als serielles Kraftelement mit Dämpfungskonstante und Elastizität modelliert. Das Schienenprofil ist eine UIC60-Schiene, als Radprofil wird das S1002 verwendet.

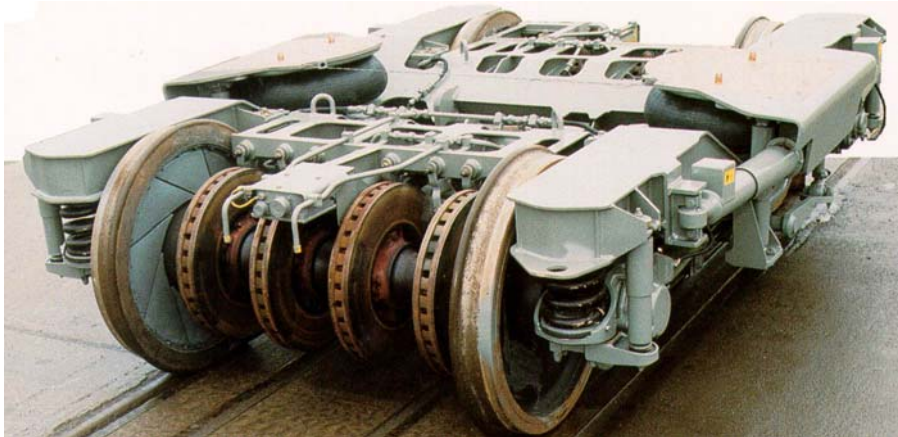


Abbildung 29: Fahrwerk GDS300 [76]

In Anlage 17 sind die Simulationsdaten zusammengestellt. Die notwendigen Konstruktionsansichten zeigen Anlage 18, Anlage 19 und Anlage 20.

8.3. Auswertungsgrößen

Um das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer zu bewerten sind Bewertungskriterien notwendig. Allgemein wird durch weichere Schlingerdämpfer eine Reduzierung der Kräfte zwischen Rad und Schiene erwartet. Diese wirkt sich positiv auf die Fahrsicherheit und den Verschleiß aus. Zurückgegriffen wird auf die Kenngrößen, die nach der international vereinbarten Vorschrift für die Zulassung von Schienenfahrzeugen, die sog. UIC 518, auch gefordert werden. Das hat folgende Vorteile: die Werte sind international anerkannt, es ergibt sich eine Vergleichbarkeit zu anderen Fahrzeugen, und in den Messschriften der Deutschen Bahn AG werden genau diese Größen ausgewiesen.

Grenzwert der Querstabilität des Gleisrostes

Als Kriterium für die Begrenzung der Rad/Schiene-Kräfte in Querrichtung wird der Gleisverschiebewiderstand nach *Prud'homme* verwendet. Dieser Grenzwert fordert, dass die Summe der Führungskräfte Y (in Querrichtung) nur so hoch sein darf, dass keine bleibende Lageveränderung des im Schotterbett schwimmenden Gleisrostes eintritt.

$$\lim \sum Y \leq \alpha_{QS} \cdot \left(10 + \frac{2 \cdot Q}{3} \right) \quad (8.1)$$

$\alpha_{QS} = 1$; Triebwagen, Reisezugwagen

$\alpha_{QS} = 0,85$; Güterwagen

Für das verwendete Fahrzeug ergibt sich ein Grenzwert der Summe $Y = 56,1$ kN, siehe dazu Anlage 15.

Entgleisungssicherheit

Zur Überwachung der Entgleisungssicherheit wird das Verhältnis der Führungskraft zur Normallast an jedem Rad nach der Formel von *Nadal* angenommen. Mit zunehmender Führungskraft Y klettert das Rad mit Hilfe der Reibung und Vorverlagerung des Berührungspunktes über die Schiene, der Berührungspunkt wandert am Spurkranz nach unten. Die Vertikallast Q wirkt dieser Entwicklung entgegen. In den Richtlinien ist ein Grenzwert von

$$\frac{Y}{Q} = 0,8 \quad (8.2)$$

niedergelegt, was bei einem Spurkranzwinkel von $\beta = 70^\circ$ einem Reibwert von $\mu = 0,32$ entspricht.

Verschleißgrenzwert

Als einfacher Grenzwert im Hinblick auf den Verschleiß gilt eine Querkraft von $Y_{\text{quasistat}} = 60$ kN pro Rad gefordert und in der Arbeit ausgewertet. Des Weiteren ist eine maximale Vertikalkraft von $Q_{\text{quasistat}} = 145$ kN zugelassen. Da die Verwendung unterschiedlicher Schlingerdämpferkennlinien bezüglich der Vertikallast keinen Einfluss haben dürfte, wird dieser Wert nicht weiter verfolgt.

Verschleißberechnung

Verschleiß sowohl am Rad als auch an der Schiene ist ein gewichtiger Faktor für die Kosten des Systems Eisenbahn. Aus diesem Grunde ist gutes Verschleiverhalten eine sehr wichtige Anforderung für die Fahrzeugkonstruktion. Unter Verschleiß wird hier Materialabtrag verstanden, keine Berücksichtigung finden Verfestigungs- und Verformungsvorgänge. Die Einflussparameter auf den Verschleiß sind überaus komplex und deshalb nicht einfach zu bestimmen. Es hat sich gezeigt, dass eine reine Kraftgrenze ($Y_{\text{quasistat}} = 60$ kN in der UIC 518) als Kriterium nicht ausreicht [78].

Das heute übliche Kriterium beruht auf der Berechnung der Reibarbeit in der Kontaktfläche. Es wird davon ausgegangen, dass der Materialabtrag proportional zur Reibarbeit in der Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene ist. Die Reibarbeit ist die Summe der Produkte aus Schlupfkraften und Gleitwegen:

$$W = T_{\xi} \cdot s_{\xi} + T_{\eta} \cdot s_{\eta} + M_{\zeta} \cdot \varphi_{\zeta} \quad (8.3)$$

Bzgl. der späteren Berechnungen in Simpack mit dem Fastsim-Algorithmus von *Prof. Kalkar* muss erwähnt werden, dass der Bohrschlupf berechnet und sein Einfluss auf die Schlupfkraften berücksichtigt wird, dass aber das Bohrmoment vernachlässigt wird. Differenziert man die Reibarbeit nach der Zeit so ergibt sich die Reibleistung P . Die Reibleistung ist demzufolge das Produkt der Schlupfkraften multipliziert mit den Gleitgeschwindigkeiten. Eine wichtige Kenngröße ist die Reibarbeit pro zurückgelegten Meter, auch als spezifische Reibarbeit W_1 bezeichnet. Zur Berechnung wird die Reibleistung P durch die Fahrgeschwindigkeit v dividiert:

$$W_1 = \frac{P}{v} = \frac{W}{l} = T_{\xi} \cdot v_{\xi} + T_{\eta} \cdot v_{\eta} + M_{\zeta} \cdot v_{\zeta} \quad (8.4)$$

Die beschriebenen Verschleißkriterien haben zwei Nachteile:

- Es wird keine Aussage über das Verschleißvolumen getroffen. Es sind nur Vergleiche zwischen verschiedenen Fällen möglich.
- Es lässt sich nicht ermitteln, wo in der Kontaktfläche der Verschleiß stattfindet, da nur die globalen Gleitgeschwindigkeiten, Schlüpfe und Schlupfkraften betrachtet werden.

Mithilfe von messtechnisch ermittelten Proportionalitätsfaktoren [100, 106] lässt sich ein Zusammenhang zwischen Reibleistung und Materialabtrag herstellen. Für den Schienenstahl UIC90A haben sich in Laborversuchen die in Abbildung 30 dargestellten Proportionalitätsfaktoren I_{WG} herausgestellt. Diese stellen einen Zusammenhang zwischen Verschleißbetrag und im Kontakt umgesetzter Reibarbeit dar. Diese Faktoren sind von der auf ein Flächenelement einwirkenden Reibleistung abhängig P_A (Reibleistung pro Fläche). Es ergeben sich demnach zwei Verschleißbereiche: milder und heftiger Verschleiß. Die Proportionalitätsfaktoren dieser beiden Bereiche unterscheiden sich um eine Größenordnung. Die Grenze liegt ungefähr bei 4 W/mm^2 [103, 105], wobei die Grenze des Übergangs eher unbestimmt ist und von der Prozesstemperatur abhängig ist [104]. Weitere Untersuchungen zum Verschleiß des Rad/Schiene-Systems finden sich auch in [101, 102, 104].

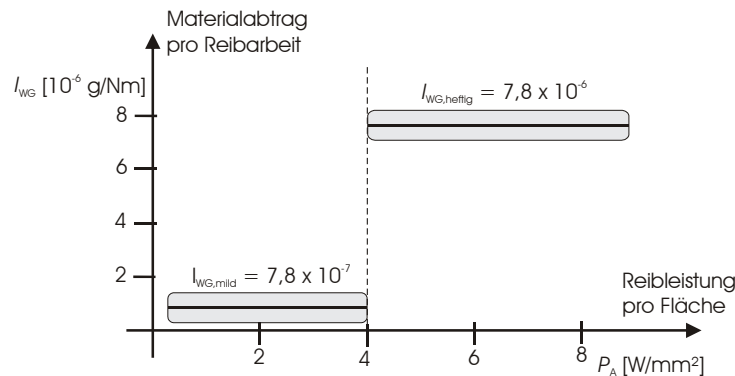


Abbildung 30: Quantitatives Verschleißgesetz am Beispiel des Schienenstahls UIC90A [105]

Weitere Festlegungen

Bei der Überwachung der Grenzwerte wird das 2m-Verfahren verwendet. Die zu untersuchenden Größen werden über eine Fahrstrecke von 2 Metern Länge aufgenommen und entsprechend fortlaufend gemittelt. So wird der Einfluss von auftretenden Spitzen geglättet.

Alle Grenzwerte sind in allen Trassierungselementen definiert. Oft werden aber die Werte aus Übergangsbögen bei Zulassungsfahrten nicht ausgewertet, weil die Messlänge für statistische Auswertungen zu kurz ist.

Die Summe Y und das Entgleisungskriterium werden dynamisch ausgewertet, so dass Gleislagefehler in ihrer Auswirkung auf den Grenzwertverlauf berücksichtigt werden. Für die Verschleißgrenzwerte werden die dynamischen Einflüsse herausgefiltert. Diese Vorgabe wird bei der Simulationsauswertung berücksichtigt.

Das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer wird im Folgenden durch den Vergleich der Verläufe der Fahr sicherheitswerte Summe Y und Y/Q und des Verschleißwertes $Y_{\text{quasistat}}$ für die verschiedenen Schlingerdämpfercharakteristika ermittelt.

Nachdem in diesem Kapitel das Simulationsprogramm, das Fahrzeugmodell und die relevanten Untersuchungsgrößen vorgestellt wurden, werden im folgenden Kapitel die Trassierungsgrundlagen erläutert.

9. Trassierungsgrundlagen

In diesem Abschnitt werden die Trassierungsgrundlagen zusammengefasst. Die Bauvorschriften zur Trassierung neuer Gleise sind in der DS 800 [97] festgelegt. Ältere Gleisverläufe sind zum größten Teil nach anderen, abweichenden Trassierungsregeln (Reichsbahn, Länderbahnvorschriften) entstanden. Dies wird im Weiteren ebenfalls berücksichtigt. Darüber hinaus können sich die Trassierungsrichtlinien von Bahngesellschaft zu Bahngesellschaft ebenfalls unterscheiden.

9.1. Linienführung

Die Trassierungsrichtlinien unterscheiden bei der Festlegung der Linienführung zwischen Ermessensbereich und Genehmigungsbereich, der eine gesonderte Zulassung benötigt, siehe Tabelle 1. Der Ermessensbereich spannt sich vom Herstellungsgrenzwert (Hw) über den Regelwert (Rw) bis zum Ermessensgrenzwert (Ew); der Genehmigungsbereich über den Zustimmungswert (Zw) bis zum Ausnahmewert (Aw). Die Ausführung einer Trassierung hat demzufolge einen gewissen Spielraum, wobei der Regelwert (Rw) angestrebt werden soll. Durch den Genehmigungsbereich können zum einen schwierige Bauvorhaben realisiert werden, zum anderen wird dadurch der Bestandsschutz alter Trassierungsmaßnahmen abgedeckt.

Bereich	Grenzen und Werte
Ermessensbereich	Herstellungsgrenzwert (Hw)
	Regelwert (Rw)
	Ermessensgrenzwert (Ew)
Genehmigungsbereich	Zustimmungswert (Zw)
	Ausnahmewert (Aw)

Tabelle 1: Ermessens- und Genehmigungsbereich für Parameter der Linienführung [96]

Trassierungselemente sollten die folgende Mindestlänge haben:

$$l = 0,4 \cdot v_e . \quad (9.1)$$

(l Länge des Trassierungselements in [m], v_e Entwurfsgeschwindigkeit in [km/h])

Gleise, die freizügig von allen Fahrzeugen befahren werden sollen, dürfen einen Mindestradius von $r = 150$ m nicht unterschreiten. Nach DS 800 sind bei einem Neubau durchgehender Hauptgleise Mindestbogenradien von 300 m nicht zu unterschreiten. Auf allen übrigen Gleisen muss der Bogenradius einem Mindestwert von 180 m entsprechen.

In Abhängigkeit von der Entwurfsgeschwindigkeit v_e sind die Gleisbogenradien festzulegen:

$$r = \frac{11,8 \cdot v_e}{u_0} . \quad (9.2)$$

(r Gleisbogenradius in [m], v_e Entwurfsgeschwindigkeit in [km/h], u_0 Planungswert der Gesamtüberhöhung in [mm].)

9.2. Überhöhung und Überhöhungsrampe

Der Planungswert der Gesamtüberhöhung u_0 zwischen Bogeninnen- und Bogenaußenschiene setzt sich folgendermaßen zusammen:

$$u_0 = u + u_f . \quad (9.3)$$

Die tatsächliche bauliche Überhöhung u in [mm] ist bei Schotterbettung auf maximal 160 mm begrenzt. Der Überhöhungsfehlbetrag u_f in [mm] ist gleichbedeutend mit der unausgeglichene Querbeschleunigung $a_q = 0,85 \text{ m/s}^2$ und wird für Regelzüge im Ermessensbereich auf 130 mm festgelegt. Für Fahrzeugzulassungen sind die Bögen mit einem $a_q = 0,95 \text{ m/s}^2$ oder mit einer um 10 % gesteigerten Fahrgeschwindigkeit zu befahren. Es gilt die jeweils höhere Fahrgeschwindigkeit [95, 96]. In Frankreich beispielsweise liegt die Zulassungsgrenze bei $1,18 \text{ m/s}^2$ [55].

Um im Bogen eine Überhöhung zwischen innerer und äußerer Schiene zur Geschwindigkeitserhöhung zu ermöglichen, muss in einem Übergangsbereich die Überhöhung in Form einer Rampe kontinuierlich angehoben werden. Dazu verwendet man Überhöhungsrampen, die gerade oder geschwungen gestaltet werden können. In der folgenden Tabelle 2 sind die Planungswerte für die Länge der Überhöhungsrampe l_R in [m] angegeben.

	Gerade Rampe	S-förmige Rampe	Bloss-Rampe
Neigungsmaß	$m = \frac{l_R \cdot 1000}{u}$	$m_M = \frac{l_R \cdot 1000}{2 \cdot u}$	$m_M = \frac{2 \cdot l_R \cdot 1000}{3 \cdot u}$
Herstellungsgrenzwert	$m = 3000$	$m_M = 1500$	$m_M = 1500$
Regelwert	$l_R = \frac{10 \cdot v_e \cdot \Delta u}{1000} \geq 0,6 \cdot \Delta u$	$l_R = \frac{10 \cdot v_e \cdot \Delta u}{1000} \geq 1,2 \cdot \Delta u$	$l_R = \frac{7,5 \cdot v_e \cdot \Delta u}{1000} \geq 0,9 \cdot \Delta u$
Ermessensgrenzwert	$l_R = \frac{8 \cdot v_e \cdot \Delta u}{1000} \geq 0,4 \cdot \Delta u$	$l_R = \frac{8 \cdot v_e \cdot \Delta u}{1000} \geq 0,8 \cdot \Delta u$	$l_R = \frac{6 \cdot v_e \cdot \Delta u}{1000} \geq 0,6 \cdot \Delta u$
Zustimmungswert	$\frac{8 \cdot v_e \cdot \Delta u}{1000} > l_R \geq \frac{6 \cdot v_e \cdot \Delta u}{1000}$ $l_R \geq 0,4 \cdot \Delta u$	-	-
Ausnahmewert	$\frac{6 \cdot v_e \cdot \Delta u}{1000} > l_R \geq \frac{5 \cdot v_e \cdot \Delta u}{1000}$ $l_R \geq 0,4 \cdot \Delta u$	-	-

Tabelle 2: Planungswerte für die Länge der Überhöhungsrampen [97]

9.3. Übergangsbögen

Übergangsbögen werden zwischen Geraden und Kreisbögen, zwischen Korbbögen und zwischen Gegenbögen immer dann erforderlich, wenn die Änderung der Seitenbeschleunigung, ausgedrückt durch den Unterschied der Überhöhungsfehlbeträge Δu_f , bestimmte in DS 800 festgelegte Werte überschreitet (so ist bis 100 km/h ein Krümmungssprung vom 107 mm zulässig). Übergangsbögen beschränken demzufolge die Querbeschleunigung und den Ruck. Übergangsbögen können gerade oder geschwungen ausgeführt werden.

- Gerader Übergangsbogen mit linearem Krümmungsverlauf,
- S-förmig nach *Schramm* (Trassierung mit 2 quadratischen Parabeln),
- S-förmig nach *Bloss* (Trassierung mit 2 Parabeln dritten Grades).

In der folgenden Abbildung 31 sind die Trassierungspläne der unterschiedlichen Übergangsbogenformen dargestellt.

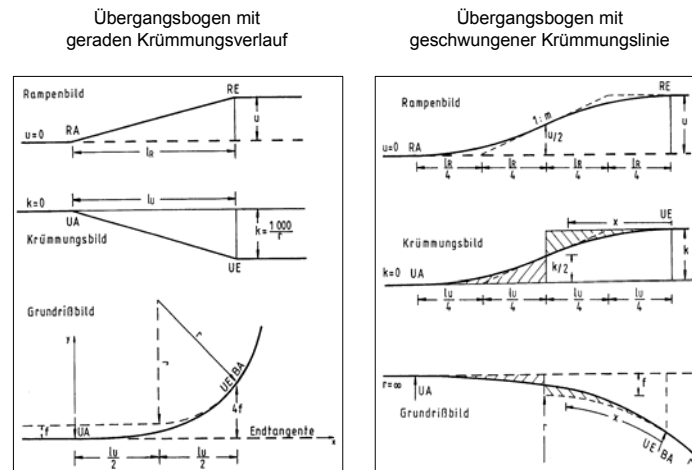


Abbildung 31: Trassierungsdarstellungen von verschiedenen Übergangsbogenformen [96]

Generell sind die Übergangsbögen mit gerader Krümmungslinie zu planen. Können dabei die zugehörigen geraden Überhöhungsrampen nicht mit dem Regelwert (R_w) hergestellt werden, so sind Übergangsbögen mit geschwungener Krümmungslinie zugelassen [97]. Der Übergangsbogen soll mit der Überhöhungsrampe zusammenfallen. Die Krümmung des Übergangsbogens muss in gleicher Weise zunehmen wie die Überhöhung. Die Länge des Übergangsbogens bestimmt sich deshalb in der Regel aus der Länge der Überhöhungsrampe (Vergleich Tabelle 2 und Tabelle 3). Des Weiteren muss die Übergangsbogenlänge so gewählt werden, dass das Tangentenabrückmaß $f > 15$ mm (Abstand zwischen geradem Gleis und der Tangente an den Kreisbogen) und der Seitenruck bei gerader Krümmungslinie nicht größer als $0,45$ m/s³ wird ($0,6$ m/s³ bei geschwungener Krümmungslinie). Ein Übergangsbogen mit linearer Krümmungslinie hat die geometrische Form einer Klothoide. In der Tabelle 3 ist die Mindestlänge der Übergangsbögen in Abhängigkeit von f und Δu_f zusammengefasst.

Kriterium	Gerade Rampe	S-förmige Rampe	Rampe nach Bloss
Abrückmaß f	$f = \frac{l_U^2 \cdot 1000}{24 \cdot r}$ $l_{U,\min} = 0,6 \cdot \sqrt{r}$	$f = \frac{l_U^2 \cdot 1000}{48 \cdot r}$ $l_{U,\min} = 0,849 \cdot \sqrt{r}$	$f = \frac{l_U^2 \cdot 1000}{40 \cdot r}$ $l_{U,\min} = 0,775 \cdot \sqrt{r}$
Seitenruck	$l_{U,\min} = \frac{4 \cdot v_e \cdot \Delta u_f}{1000}$	$l_{U,\min} = \frac{6 \cdot v_e \cdot \Delta u_f}{1000}$	$l_{U,\min} = \frac{4,5 \cdot v_e \cdot \Delta u_f}{1000}$

Tabelle 3: Mindestlänge der Übergangsbögen in Abhängigkeit von f und Δu_f [97]

Es stellt sich die Frage, warum Übergangsbögen mit geschwungener Krümmungslinie verwendet werden. Nach DS 800 [95, 97] sind Übergangsbögen mit linearer Krümmungslinie vorzuziehen. Der Grund ist in der Eisenbahnhistorie zu finden. Die Schienennetze Europas und damit auch Deutschlands sind überwiegend im 19. Jahrhundert geplant und gebaut worden. Die damalige Entwurfsgeschwindigkeit als Trassierungsgrundlage genügt den heutigen Geschwindigkeitsansprüchen nicht mehr. Die Bogenüberhöhungen waren aufgrund der geringeren Fahrgeschwindigkeiten sehr klein. Soll die Fahrgeschwindigkeit im gegebenen Bogen gesteigert werden, dann muss die Überhöhung vergrößert werden. Der zulässige Planungswert beträgt z. Z. 160 mm. Eine Vergrößerung der Überhöhung bedingt aber eine Verlängerung der Übergangsrampe und folglich eine Verlängerung des Übergangsbogens. Aus Gleichung (9.4) geht hervor, dass das Abrückmaß f (Abstand zwischen geradem Gleis

und Tangente an den Kreisbogen) in Abhängigkeit von der Rampen-/Übergangsbogenlänge wächst. Um derartige Maßnahmen bautechnisch in einem wirtschaftlichen Rahmen durchführen zu können, sind „Kunstgriffe“ notwendig, um die Gerade und den Kreisbogen nur geringfügig verändern zu müssen. Eine Vergrößerung des Abrückmaßes würde eine Lageveränderung der Gerade relativ zum Kreisbogen im Raum nach sich ziehen, was in der Realität mit großem bautechnischen Aufwand verbunden ist.

$$f = \frac{l_u^2 \cdot 1000}{24 \cdot r} \quad (\text{Abrückmaß bei Übergangsbogen mit gerader Krümmungslinie})$$

$$f = \frac{l_{us}^2 \cdot 1000}{48 \cdot r} \quad (\text{Abrückmaß bei Übergangsbogen mit geschwungener Krümmungslinie})$$
(9.4)

Geschwungene Übergangsbögen kommen mit dem halben Abrückmaß aus (siehe Formel 9.4) [95 – 97], so dass ein längerer Übergangsbogen bei gleichem Abrückmaß eingelegt werden kann.

9.4. Zulässige Fahrgeschwindigkeiten im Bogen

Die zulässige Fahrgeschwindigkeit im Bogen ist von der zulässigen unausgeglichenen Querbeschleunigung a_q abhängig. Wie im schon ausgeführt, wird die unausgeglichenen Querbeschleunigung a_q die für bahnbau technische Zwecke in den Überhöhungsfehlbetrag Δu_f umgerechnet. Der zulässige Überhöhungsfehlbetrag stellt ein Komfortkriterium dar und ist in den Regelwerken der verschiedenen Bahngesellschaften unterschiedlich festgelegt [95 - 97]:

Für Regelzüge:

$$\Delta u_f = 130 \text{ mm} \sim a_q = 0,85 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Regelwert nach DS 800})$$

$$\Delta u_f = 150 \text{ mm} \sim a_q = 0,97 \text{ m/s}^2 \quad (\text{nach EBO})$$

$$\Delta u_f = 150 \text{ mm} \sim a_q = 0,97 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Regelwert in der Schweiz})$$

$$\Delta u_f = 180 \text{ mm} \sim a_q = 1,18 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Regelwert in Frankreich})$$

Für Neigezüge:

$$\Delta u_f = 300 \text{ mm} \sim a_q = 2,00 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Neitec Deutschland})$$

$$\Delta u_f = 350 \text{ mm} \sim a_q = 2,50 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Neitec nach ORE})$$

Die sich aus dem Überhöhungsfehlbeträgen ergebenden unterschiedlichen Höchstgeschwindigkeiten im Bogen werden bei den Simulationen entsprechend berücksichtigt.

9.5. Gleisverziehungen

Der Abstand zweier paralleler Gleise muss häufig im Bereich der Bahnhöfe oder bei Haltepunkten auf der Strecke geändert werden. Dieses ist beispielsweise notwendig vor und hinter Bahnsteigen, zur allgemeinen Linienkorrektur oder beim Wechsel von Oberleitungsmasten sowie Signalen zwischen die Gleise bzw. an die Gleisseite. Hierzu verwendet man sog. Gleisverziehungen, die mindestens aus zwei entgegengesetzten Gleisbögen bestehen (S-Bogen). Die Verziehungsbreite Δe kann situationsbedingt wenige Zentimeter bis zu mehreren Metern betragen. Bei mehr als zwei Metern kann eine Überhöhung und ein Übergangsbogen Verwendung finden. [95, 96]. In der Abbildung 32 ist eine Gleisverziehung in der Geraden dargestellt. In Gleisverziehungen wird kein Übergangsbogen eingelegt.

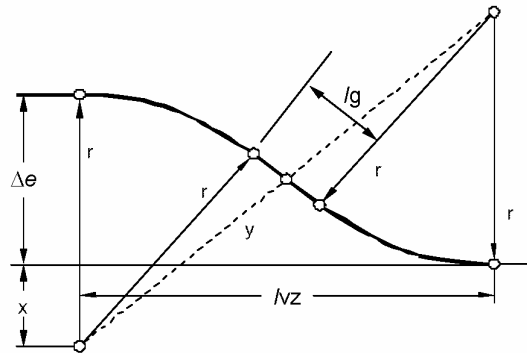


Abbildung 32: Gleisverziehung in der Geraden [129]

Zur Halbierung des Krümmungssprungs wird außer bei sehr kleinen Verziehbreiten Δe eine Zwischengerade l_g verlegt. Es existieren demnach Gleisverziehungen mit und ohne Zwischengerade. Des Weiteren werden Gleisverziehungen im geraden wie im gekrümmten Gleis verwendet. In der Tabelle 4 sind die Trassierungsvorschriften für Gleisverziehungen aufgeführt.

Gleisverziehung	Kürzeste Regellänge l_{VZ} [m]	Mindestlänge $l_{VZ,min}$ [m]
Ohne Zwischengerade	$r = v^2$ [m] $l_{VZ} = 2 \cdot \sqrt{r \cdot e}$ [m] (Obv 7.2)	$r = 0,222 \cdot v^2$ [m] $l_{VZ,min} = 0,94 \cdot v \cdot \sqrt{e}$ [m] (AzObv.10, 4, c)
Mit einer Zwischengerade l_g (nach DS 800/1)	$r = 0,5 \cdot v^2$ [m] $l_g = 0,4 \cdot v$ [m] $l_{VZ} = 0,4 \cdot v \cdot \sqrt{12,5 \cdot e + 1}$ [m]	$r = 0,118 \cdot v^2$ [m] $l_g = 0,4 \cdot v$ [m] $l_{VZ,min} = 0,4 \cdot v \cdot \sqrt{2,95 \cdot e + 1}$ [m]

Tabelle 4: Bauvorschriften für Gleisverziehungen zwischen parallelen geraden Gleisen [129]

Es wird aus Tabelle 4 deutlich, dass die Radien einer Gleisverziehung ohne Zwischengerade immer doppelt so groß wie die Radien bei einer Gleisverziehung mit Zwischengerade sind. Da für die Untersuchungen zur Ermittlung des Potentials schaltbarer Schlingerdämpfer große Ausdrehgeschwindigkeiten und demzufolge kleine Radien von Interesse sind, werden Gleisverziehungen ohne Zwischengerade nicht weiter untersucht. Es wird eine Regellänge und eine Mindestlänge für die Länge der Gleisverziehung angegeben. Die Regellänge entstammt der DS 800 zur Trassierung neuer Bahnstrecken. Die Mindestlänge $l_{VZ,min}$ entstammt einer alten Oberbauvorschrift, so dass in der Realität diese Ausführungsform häufig anzutreffen ist und Bestandsschutz genießt. Leider konnten keine Informationen über die Trassierung von Gleisverziehungen bei anderen Bahngesellschaften gefunden werden. Es ist als wahrscheinlich anzunehmen, dass die Vorschriften sich bezüglich der Baulänge unterscheiden.

9.6. Weichen

Um spurgeführten Fahrzeugen ohne Fahrtunterbrechung den Übergang von einem Gleis auf ein anderes zu ermöglichen, werden besondere Oberbauelemente verwendet, die unter dem Oberbegriff Weichen zusammengefasst werden. Im eigentlichen Sinne sind Weichen Oberbaukonstruktionen, die zwei oder mehrere nebeneinander verlaufende Gleise verbinden. Im Gegensatz dazu existieren Kreuzungen, bei denen sich zwei im Winkel verlaufende Fahrwege kreuzen können. Eine Kombination aus beiden Grundformen stellen sog. Kreuzungsweichen dar, bei denen zwei Fahrwege sich kreuzen und miteinander verbunden

sind. Alle angesprochenen Oberbauelemente können in der Geraden oder im Bogen verlegt werden. Bei der Deutschen Bahn sind zurzeit ca. 89000 Weichen im Einsatz [129].

Weichen erfüllen an verschiedenen Stellen des Gleisnetzes spezifische Aufgaben. Sie werden zur Zugbildung, zum wechselseitigen Benutzen von Bahnsteiggleisen und zum Kreuzen und Überholen von Zügen verwendet. Des Weiteren ermöglichen sie die Gestaltung von Abzweig- und Anschlussstellen zur Streckenteilung und Zusammenführung. Erst durch Weichen wird das Bilden von Streckennetzen möglich, gleichzeitig sind sie für die betrieblichen Abläufe unverzichtbar.

Eine einfache Weiche (EW) ist in Abbildung 33 dargestellt, sie lässt sich in drei Teile zerlegen: die Zungenvorrichtung am Weichenanfang, das Mittelteil und das Herzstück am Ende der Weiche. Die Zungen sind die zwingend erforderlichen beweglichen Teile der Weiche, wobei je nach gewünschter Fahrtrichtung die Zungenspitzen an eine der beiden Backenschienen angelegt und verriegelt werden. Die Weichenzunge als bewegliches Element stellt naturgemäß eine Schwachstelle dar und darf nicht überproportional belastet werden. Schon auch aus diesem Grunde ist die Fahrgeschwindigkeit beim Befahren des abknickenden Schienenstrangs (Zweiggleis) deutlich reduziert. (Ein weiterer Grund ist die Beschränkung von Querbeschleunigung und Ruck aus Komfortgründen.) Die Fahrt in den abknickenden Weichenstrang stellt eine Bogenfahrt dar, bei der kein Übergangsbogen vorhanden ist (Krümmungssprung) und zum Teil sehr kleine Radien befahren werden müssen. Im Mittelteil befinden sich die nichtbeweglichen Zwischenschienen, die am Ende in die sog. Flügelschienen auslaufen. Die Flügelschienen übernehmen im Bereich der Fahrkantenunterbrechung (Herzstücklücke) die Tragfunktion. Das Herzstück mit der Herzstückspitze ist das zentrale Element der Weiche, an dem die Verbindung zwischen Zweig- und Stammgleis hergestellt wird und gleichzeitig die Fahrkante und die Spurführung unterbrochen wird. Da ein Stoß des Rades gegen die von unten herauswachsende Herzstückspitze nicht zu vermeiden ist, ist diese hoch belastet. Die Fahrkantenunterbrechung stellt eine bedeutende Störstelle für den Fahrtverlauf dar und ist am Radverschleiß überproportional beteiligt [92]. Gleiches gilt aufgrund der Bautoleranzen von Weiche und Radsatz für die Radlenker, an denen die Radrücken geführt werden. Dadurch wird der Radsatz im Bereich der Herzstücklücke geführt und ein falsches „einfädeln“ verhindert.

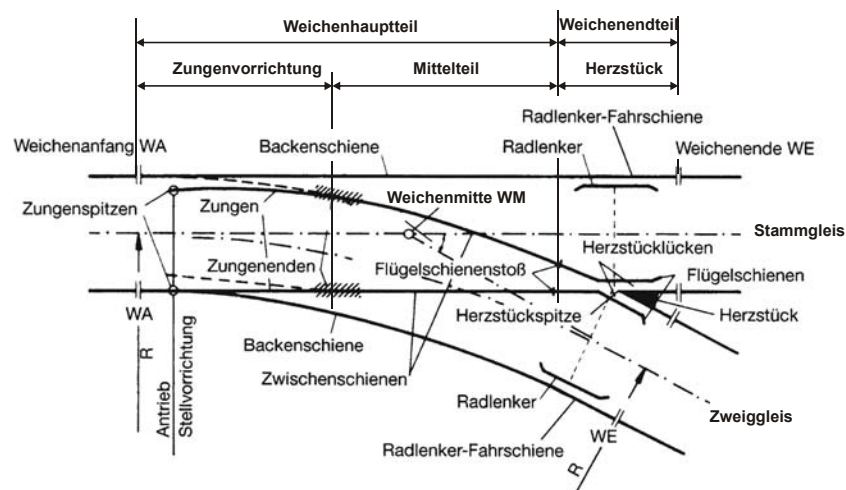


Abbildung 33: Darstellung einer Weiche im Grundriss

Es ist mit dem Programmsystem Simpack möglich, eine über dem Fahrweg veränderliche Profil- und Schienengeometrie einzulesen. Grundlage ist ein 3D-Catia-Modell einer Weiche EW-60-300-1:9, aus dem die 2D-Profilansichten entnommen werden. Bei der Fahrt durch eine Weiche ändern sich die Profilgeometrien längs der Fahrstrecke, siehe Anlage 16. Entsprechend der unterschiedlichen Profilformen werden an diskreten Stellen längs des Wegs

Stützprofile eingegeben. Zwischen den Stützprofilschnitten wird die Geometriegestalt durch sog. Splines interpoliert. Zu jedem Zeitschritt wird das Querprofil aus den Längssplines berechnet. Durch einige Veränderungen am Datensatz und den grundlegenden Fahrweggeometrie-einstellungen kann auch das Modell einer 190 m- und 500 m-Weiche erstellt werden. So können die drei engsten Einheitsweichen im Bereich der Deutschen Bahn AG untersucht werden, die vor dem Hintergrund des Einsatzes schaltbarer Schlingerdämpfer am interessantesten sind.

In der Realität existiert eine Vielzahl von Weichenbauformen, die sich auch von Bahngesellschaft zu Bahngesellschaft unterscheiden. Die nachstehende Tabelle 5 gibt einen Überblick über die in Deutschland verwendeten Bauformen. Für die Bewertung schaltbarer Schlingerdämpfer sind die zulässigen Fahrgeschwindigkeiten von Bedeutung.

Zweiggleishalbmesser [m]	150	190	215	300	500	760	1200
Minimaler Zweiggleishalbmesser bei Bogenweiche [m]	-	175	175	175	200	300	442
Maximal zulässige Fahrgeschwindigkeit [km/h]	-	40	40	50 (in der Schweiz 55 km/h)	60 (in der Schweiz 65 km/h)	80	100
Weichenneigung	1 : 4,8; 1 : 6,6; 1 : 7,5; 1 : 9; 1 : 12; 1 : 14; 1 : 18,5						
Schienenform	S 49; S 54; UIC 60; R65						

Tabelle 5: geometrische und konstruktive Merkmale von Weichen [92, 95]

Der im Bereich der Deutschen Bahn AG verwendete geringste Planungswert für Weichenradius beträgt 190 m. Gleichwohl existiert eine Vielzahl von 150 m-Weichen auf dem Gebiet der ehemaligen Deutschen Reichsbahn. In der Schweiz gibt es viele Weichen mit einem Radius von 160 m bzw. 180 , die mit einer Höchstgeschwindigkeit von 40 km/h befahren werden dürfen. Die Italienische Staatsbahn verwendet häufig 230 m-Weichen, die nur mit 30 km/h befahren werden dürfen.

Aufgrund der Radlenker und der Herzstückspitze sind Weichen am Verschleiß des Rad/Schiene-Systems überproportional beteiligt. Das Schienenfahrzeug muss bei einer Weichenfahrt einen sehr engen Radius ohne Übergangsbogen befahren. In der letzten Zeit ist es zu einigen Unfällen und unverhältnismäßig hohen Instandhaltungskosten an Weichen im Zusammenhang mit Hochgeschwindigkeitsfahrzeugen gekommen [112].

In diesem Abschnitt wurden die Trassierungsgrundlagen zusammengefasst. Der nächste Abschnitt zeigt, wie die konkrete Trassierungsgestaltung sich auf die Schlingerdämpferkräfte und damit auf die zusätzlichen Querkräfte zwischen Rad und Schiene auswirkt.

10. Einfluss der Trassierungsgestaltung auf die Schlingerdämpferkraft

Im vorigen Kapitel wurde die Gestaltung der verschiedenen Trassierungselemente erläutert. Der Einfluss der Trassierungsgestaltung auf die Höhe der Schlingerdämpferkräfte soll in diesem Abschnitt aufgezeigt werden. Zunächst werden Übergangsbögen betrachtet, die einen linearen Krümmungsverlauf aufweisen, siehe Abbildung 31. Die Krümmung K ist als Kehrwert des Radius R definiert.

$$K = \frac{1}{R} \quad (10.1)$$

Aus dem linearen Krümmungsverlauf ergibt sich, dass die zeitliche Änderung der Krümmung konstant ist. Die Fahrzeit im Übergangsbogen errechnet sich aus der Länge des Trassierungselementes l_U und der Fahrgeschwindigkeit v .

$$\dot{K} = \frac{K}{t}$$

$t = \text{Fahrzeit im Übergangsbogen}$

$$t = \frac{l_U}{v} \quad (10.2)$$

$l_U = \text{Länge des Übergangsbogens}$

$v = \text{Fahrgeschwindigkeit}$

Die Arbeitsgeschwindigkeit des Schlingerdämpfers v_{SD} bestimmt sich aus der Ausdrehgeschwindigkeit ω des Fahrwerks unter dem Wagenkasten. Der Ausdrehwinkel α des Fahrwerks unter dem Wagenkastens lässt sich nach [127] bestimmen:

$$\alpha = \frac{2b}{2} \cdot \frac{1}{R} = \frac{2b}{2} \cdot K$$

$2b = \text{Drehzapfenabstand}$

$R = \text{Bogenradius}$

$$(10.3)$$

Für die Ausdrehgeschwindigkeit ω ergibt sich daraus der folgende Zusammenhang, wobei die Krümmung wieder durch den Radius ersetzt wird:

$$\omega = \dot{\alpha} = \frac{2b}{2} \cdot \dot{K} = \frac{2b}{2} \cdot \frac{K}{t} = \frac{2b}{2} \cdot \frac{K \cdot v}{l_U} = \frac{2b}{2} \cdot \frac{v}{R \cdot l_U} \quad (10.4)$$

Es zeigt sich, dass die Ausdrehgeschwindigkeit ω überschlägig aus Geometrie Größen und der Fahrgeschwindigkeit v bestimmt werden kann. Mit diesem Ergebnis lässt sich eine überschlägige Formel für die Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD} berechnen:

$$v_{SD} = \omega \cdot h = \frac{2b}{2} \cdot \frac{v}{R \cdot l_U} \cdot h \quad (10.5)$$

$h = \text{wirksamer Hebelarm des Schlingerdämpfers}$

Aus der Formel (10.5) ist zu ersehen, dass die Dämpferarbeitsgeschwindigkeit maßgeblich von der Krümmungsänderung abhängig ist. Neben der Fahrgeschwindigkeit sind die Trassierungsgrößen Bogenradius und Übergangsbogenlänge sehr von Bedeutung. Nehmen diese kleinere Werte an, dann steigt die Dämpferarbeitsgeschwindigkeit. Die unterschiedliche Gestaltung der Übergangsbögen führt zu differierenden Werte für die Krümmungsänderung. Es ist demzufolge von großem Interesse, Trassierungssituationen zu untersuchen, bei denen die Krümmungsänderung sehr groß ist und die Dämpferarbeitsgeschwindigkeit ansteigt.

Bei einem Drehzapfenabstand von $2b = 19$ m, einem wirksamen Hebelarm von $h = 1$ m, einer Fahrgeschwindigkeit $v = 114$ km/h, einem Bogenradius von $R = 500$ m und einer Übergangsbogenlänge von 114 m ergibt sich eine Dämpferarbeitsgeschwindigkeit $v_{SD} = 0,0053$ m/s. Untersuchungen mit dem bereits beschriebenen Fahrzeugmodell zeigen, dass diese Betrachtung nur als erste Abschätzung verwendet werden kann. Es werden drei wichtige Einflussgrößen vernachlässigt. Nicht berücksichtigt werden die genaue geometrische Stellung des Fahrwerks abhängig von den äußeren Kräften und dem Spurspiel sowie die Elastizitäten von Fahrzeug und Schiene. Von besonderer Bedeutung ist jedoch, dass sich die resultierende Dämpferkraft aus der Dämpferarbeitsgeschwindigkeit in Längsrichtung des Dämpfers ergibt. Die Anschlagpunkte des Dämpfers bewegen sich bei einer Bogeneinfahrt in alle drei Raumrichtungen auf jeweils einer eigenen Bahnkurve, die nicht nur von der Wendebewegung des Fahrwerks sondern auch von der Wankbewegung des Wagenkastens abhängt. Es ergibt sich eine wirksame resultierende Geschwindigkeit des Kolbens, die durch Vektoraddition ermittelt werden muss. Demzufolge ist die überschlägig ermittelte Geschwindigkeit nur die Geschwindigkeitskomponente in Längsrichtung. Für das beschriebene Beispiel ergibt sich eine wirksame Dämpferarbeitsgeschwindigkeit $v_{SD} = 0,0095$ m/s, was fast einer Verdopplung entspricht. Da die Schlingerdämpfer an dem verwendeten Fahrzeugmodell auf jeder Fahrzeugseite entgegengesetzt montiert sind, ergeben sich aus dem gleichen Grunde unterschiedliche Schlingerdämpferkräfte.

In der folgenden Abbildung 34 sind für verschiedene Übergangsbogenformen eines 150 m-Bogens und eines 500 m-Bogens die Krümmungsänderungen berechnet und die sich aus dem Fahrzeugmodell ergebenden mittleren Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten v_{SD} aufgezeigt, um einen Eindruck zu erhalten, mit welchen Geschwindigkeiten bei den Untersuchungen gerechnet werden muss. Die Trassierungsdaten sind in Anlage 42 zu sehen.

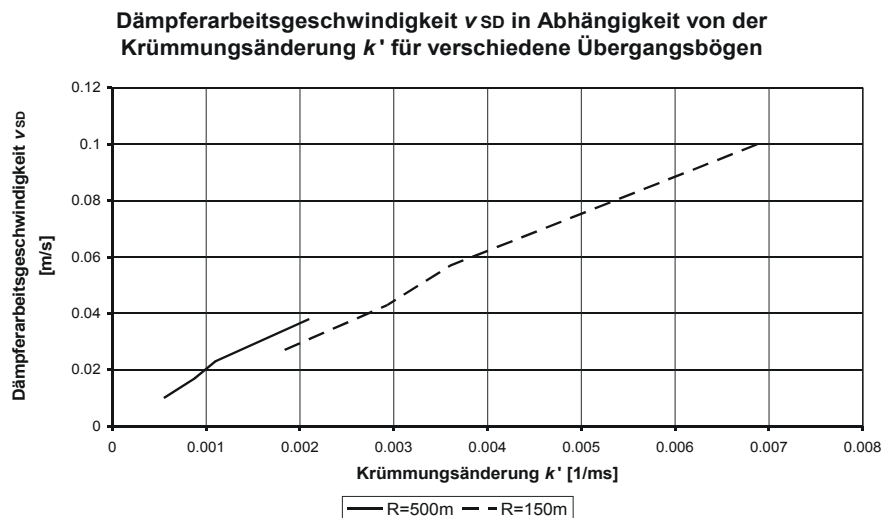


Abbildung 34: Arbeitsgeschwindigkeit des Dämpfers in Abhängigkeit von der Krümmungsänderung

Es wird deutlich, dass selbst bei kürzestem Übergangsbogen für einen 500 m-Bogen nur Geschwindigkeiten bis 0,04 m/s zu erwarten sind, wohingegen im 150 m-Bogen Geschwindigkeiten bis 0,1 m/s erreicht werden.

Es existieren Trassierungselemente, bei denen eine Krümmung ohne Übergangsbogen realisiert wird. Es tritt dann ein Krümmungssprung auf, der einen resultierenden Ruck von $0,6$ m/s³ nicht überschreiten darf. Beispiele dafür sind Weichen, Überleitgleise und Bogeneinfahrten ohne Übergangsbogen. Für diese Fälle ist eine einfache Berechnung der Krümmungsänderung und damit der resultierenden Dämpferarbeitsgeschwindigkeit nicht mehr möglich. Im Rahmen dieser Arbeit wurden diese Trassierungselemente untersucht und die auftretenden Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten ermittelt. Die Tabelle 6 und Tabelle 7

geben einen Eindruck von der Größenordnung der mittleren wirksamen Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD} . Es ist nicht verwunderlich, dass mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit und engerem Bogenradius die Geschwindigkeiten sehr deutlich ansteigen. Für Gleisverziehnungen ergeben sich zum Teil ebenfalls Bogenradien von weniger als 200 m, so dass die Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten denen aus Tabelle 7 entsprechen.

Fahrgeschwindigkeit	Mittlere Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD}		
	190 m Weichenradius	300 m Weichenradius	500 m Weichenradius
20 km/h	0,032 m/s	-	-
30 km/h	0,042 m/s	0,028 m/s	-
40 km/h	0,066 m/s	0,04 m/s	0,026 m/s
50 km/h	0,09 m/s	0,055 m/s	0,038 m/s
60 km/h	0,12 m/s	0,07 m/s	0,049 m/s
70 km/h	-	0,089 m/s	0,058 m/s
80 km/h	-	-	0,071 m/s

Tabelle 6: mittlere Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD} bei Weichenfahrten

Bogenradius	Mittlere Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD}
150 m	0,082 m/s
200 m	0,07 m/s
300 m	0,055 m/s
400 m	0,052 m/s
500 m	0,05 m/s

Tabelle 7: mittlere Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD} bei Bogenfahrt ohne Übergangsbogen

Die Abbildung 35 gibt eine Einschätzung über die Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten bei den verschiedenen Trassierungselementen.

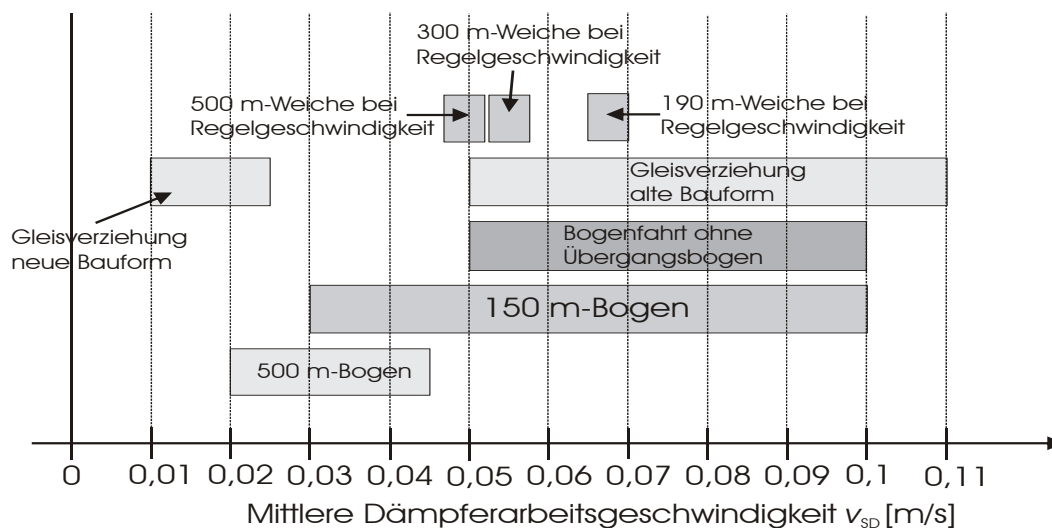


Abbildung 35: Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten verschiedener Trassierungen

In Abhängigkeit von der Dämpferarbeitsgeschwindigkeit kann nun die Querkrafterhöhung berechnet werden. Es ist möglich die Summe Y Kräfte zu bestimmen, die von außen auf das Fahrwerk einwirken.

$$\Delta \sum Y_1 \cdot a + \Delta \sum Y_2 \cdot a = 4 \cdot d \cdot v_{SD} \cdot h$$

$$a = \text{halber Achsstand im Fahrwerk} \quad (10.6)$$

d = Dämpfungskonstante

Es wird vereinfachend vorausgesetzt, dass alle die mittlere Dämpferarbeitsgeschwindigkeit an allen vier Schlingerdämpfern gleich groß ist. Die Serienschlingerdämpferkonstante des GDS300 beträgt $d = 257000 \text{ Ns/m}$. Da sich die Kräfte jeweils zur Hälfte am ersten und zweiten Radsatz abstützen müssen, ergibt sich eine Überhöhung der quasistatischen Kraft von ca. 3900 N. In der Abbildung 36 ist der Verlauf der Summe Y am ersten Radsatz dargestellt. Die Erhöhung von knapp 4000 N wird durch den Pfeil dargestellt.

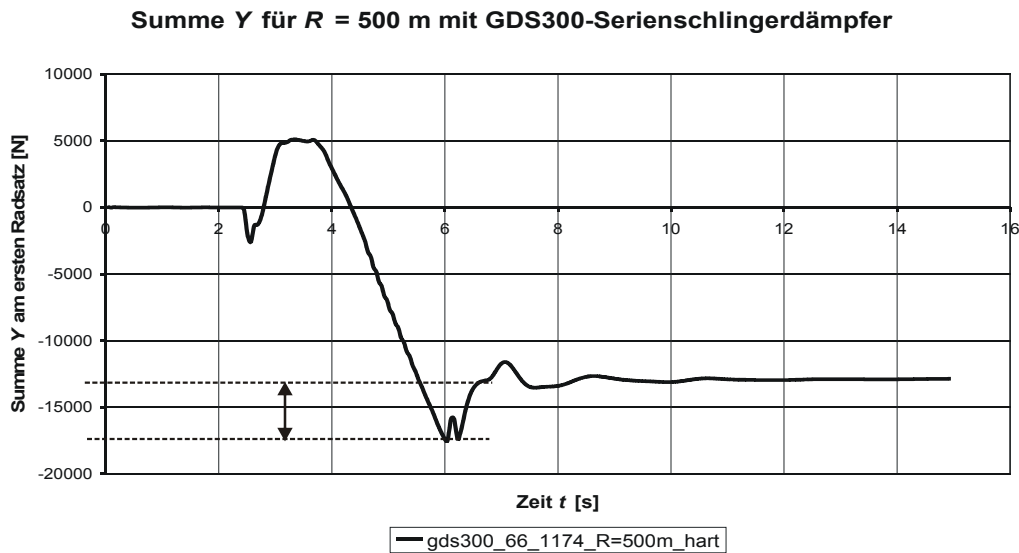


Abbildung 36: Summe Y am ersten Radsatz für $R = 500 \text{ m}$

Größere Krümmungsänderungen oder Krümmungssprünge haben höhere Ausdrehgeschwindigkeiten der Fahrwerke zur Folge. Diese Ausdrehgeschwindigkeit bestimmt die Größe der Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten v_{SD} , woraus Kraftwirkungen an den Schlingerdämpfern resultieren, die sich in den zusätzlichen Querkraften zwischen Rad und Schiene abstützen. Der zweite Faktor zur Bestimmung der Dämpferkraft ist die Dämpfungskonstante, deren Einfluss im folgenden Kapitel untersucht wird.

11. Variable Dämpferkennlinien

Im folgenden Kapitel soll das prinzipielle Verhalten eines Fahrwerks bei unterschiedlichen Schlingerdämpferkennlinien beschrieben werden, um die Grundproblematik und den Nutzen von schaltbaren Schlingerdämpfern zu verdeutlichen.

Bei Einlauf in den Bogen läuft das bogenäußere Rad mit dem Spurkranz an der Schiene an, es kommt zu einer Verformung der Schiene und es entsteht eine Querkraft Y . Das Fahrwerk wird um seine Hochachse gegen den Ausdrehwiderstand beschleunigt und in den Bogen eingedreht. Die Verwendung von Drehhemmungen erhöht den Ausdrehwiderstand. Da sich dieser auf der Schiene abstützen muss, steigt die Querkraft Y proportional an. Die Arbeitsgeschwindigkeit des Schlingerdämpfers v_{SD} ist abhängig von der Verdrehgeschwindigkeit des Fahrwerks. Diese Drehgeschwindigkeit ergibt sich aus der Fahrgeschwindigkeit, den konstruktiven Abmessungen des Fahrwerks und der Trassierung (Krümmungsänderung). Sind diese „Randbedingungen“ alle konstant – siehe Formel (10.6) – kommt der Schlingerdämpferkonstante bei der Höhe der Querkräfte eine entscheidende Bedeutung zu. Für das folgende Beispiel wird mit dem schon beschriebenen Fahrzeugmodell eine Variation der Schlingerdämpferkonstanten durchgeführt, wobei immer derselbe 300 m – Bogen mit einer Fahrgeschwindigkeit von 71 km/h befahren wird.

Kräfte diagramm für verschiedene Dämpferkennwerte d_i

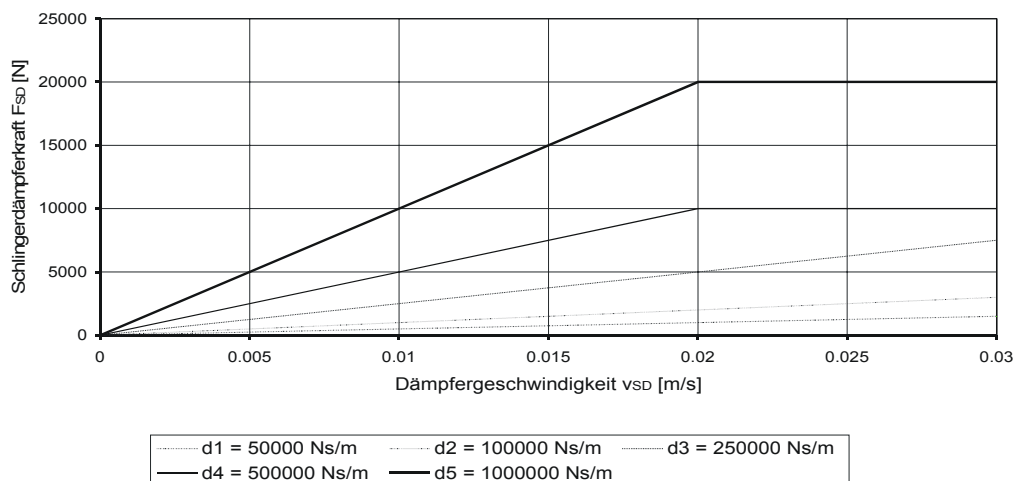


Abbildung 37: Anfangssteigung für ausgewählte Schlingerdämpferkennlinien

In der Abbildung 37 sind für den ersten Quadranten (Zugbereich) typische Anfangssteigungen verschiedener Schlingerdämpferkennlinien dargestellt, die für diese prinzipiellen Untersuchungen verwendet wurden. Die unteren beiden Verläufe entsprechen einer Kennlinie, wie sie für die „weiche“ Stufe eines Schlingerdämpfers realisiert wurde. Die mittlere Kennlinie stellt den Verlauf des Schlingerdämpfers für das GDS300-Fahrwerk dar. Die oberen beiden Kennlinien sind realistische Verläufe, wie sie an anderen Prototypenfahrwerken für den ICE2 eingesetzt wurden. Schlingerdämpfer besitzen Druckbegrenzungsventile, die bei einer definierten Eckkraft eine Kraftbegrenzung realisieren. Für theoretische Simulationen kann der übrige Kraftverlauf als linear angenommen werden.

Die folgende Abbildung 38 zeigt den Verlauf der Arbeitsgeschwindigkeit v_{SD} des Dämpfers über der Zeit. Es ergibt sich annähernd ein Rechteckverlauf. Nach einem Stück Geradeausfahrt (78,5 m für den ersten Radsatz) läuft das Fahrzeug nach ca. 4 s in den Übergangsbogen ein. Daraus resultiert eine relativ konstante Arbeitsgeschwindigkeit des Dämpfers, weil der Krümmungsverlauf des Übergangsbogens linear ist. Das Fahrwerk verdreht sich unter dem Wagenkasten. Ist der Konstantbogen nach ca. 8,3 s und weiteren 85,2

m erreicht, baut sich die Dämpfergeschwindigkeit ab, weil ein quasistatischer Zustand erreicht ist. Wie nicht anders zu erwarten war, sind die Verläufe bei den unterschiedlichen Dämpfungskonstanten fast identisch.

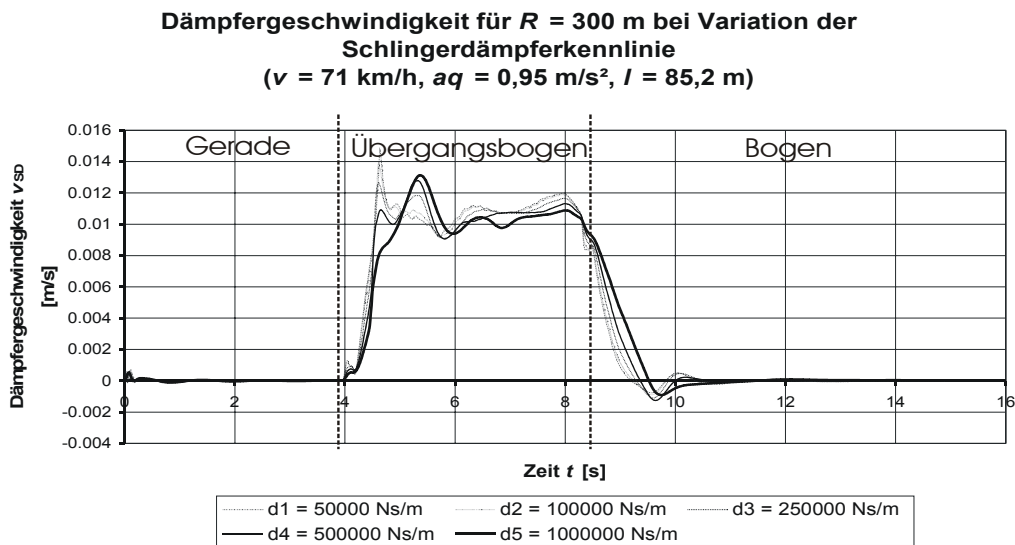


Abbildung 38: Darstellung der Dämpfergeschwindigkeit bei Variation der Schlingerdämpferkonstanten

Die Abbildung 39 zeigt die resultierenden Schlingerdämpferkräfte F_{SD} für die verschiedenen Schlingerdämpferkonstanten. Die Abhängigkeit der Schlingerdämpferkraft F_{SD} bei verschiedenen Schlingerdämpferkonstanten d_i und gleichen Geschwindigkeiten v_{SD} wird deutlich (Steigung auf das Zehnfache).

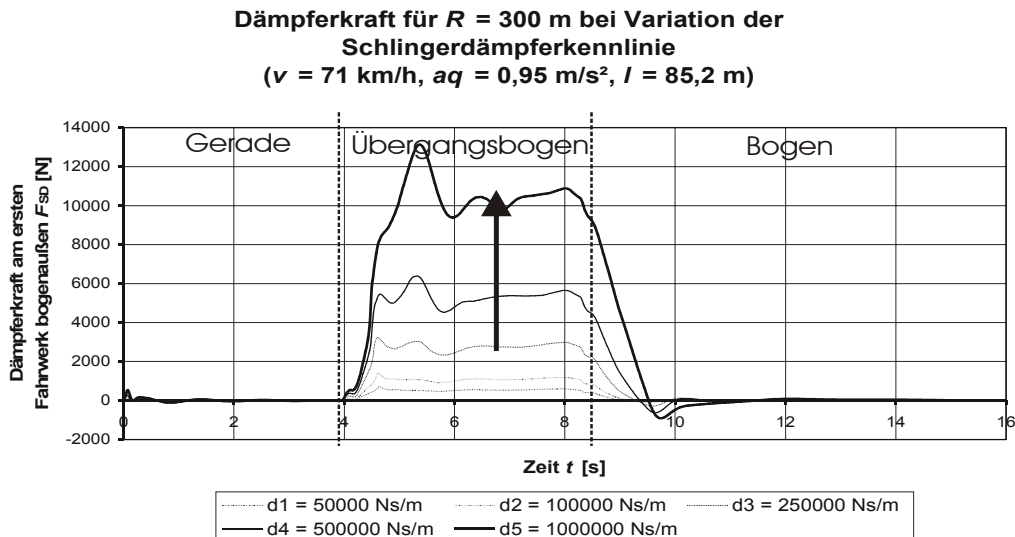


Abbildung 39: Darstellung der Dämpferkraft bei Variation der Schlingerdämpferkonstanten

Diese Schlingerdämpferkräfte sind für die Zug- und Druckstufe symmetrisch. Bei den verbauten vier Schlingerdämpfern müssen sich diese Kraftverläufe entsprechend in den Rad/Schiene-Kontakten abstützen. In der Abbildung 40 ist der Verlauf der Summe der Y -Kräfte dargestellt (Sicherheitskennwert für den Gleisverschiebewiderstand). Die relative Kraftüberhöhung im Bogeneinlauf, bezogen auf den quasistatischen Wert, beträgt ca. 85 %. Mit steigender Schlingerdämpferkonstante ergibt sich ein steilerer Verlauf im Übergangsbogen, weil der Dämpfer bei gleicher Geschwindigkeit auf einem höheren Kraftniveau arbeitet. Am Übergangsbogenende zeigt sich eine immer deutlicher ausgeprägte Kraftüberhöhung, die sich entsprechend langsamer abbaut, bis der quasistatische

Bogenlaufwert erreicht ist. Durch den langsamen Abbau der Schlingerdämpferkräfte sind die Rad/Schiene-Kräfte noch mehrere Sekunden im Bogenlauf erhöht.

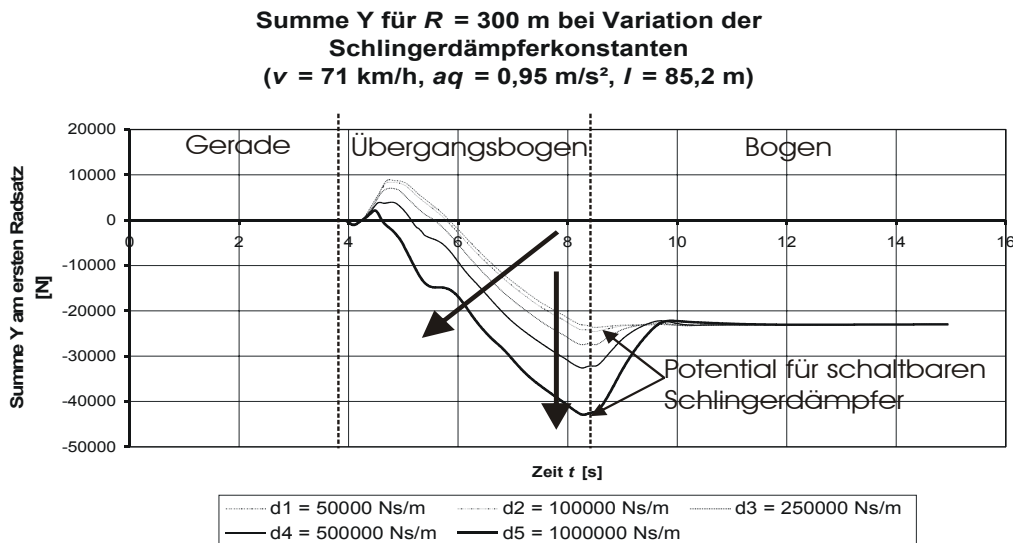


Abbildung 40: Darstellung der Summe Y bei Variation der Schlingerdämpferkonstanten

Die Anlage 24 zeigt den Verlauf der Querkraft Y am bogenäußeren Rad des ersten Radsatzes, der dem Verlauf der Summe Y sehr ähnlich ist. Die Anlage 25 zeigt den Verlauf des Entgleisungskriteriums Y/Q am bogenäußeren Rad des ersten Radsatzes, welches eine sicherheitsrelevante Größe darstellt. Da sich dieser Kennwert direkt aus dem Querkraftverlauf entwickelt und das Wankverhalten des Fahrzeugs nicht stark ausgeprägt ist (Wankstützen).

Die Leistungsfähigkeit eines schaltbaren Schlingerdämpfers wird durch Abbildung 41 unterstrichen. Die Anteile aus der Fliehkraft, der Gleisdynamik und dem Stoßvorgang sind mit schaltbaren Schlingerdämpfern nicht zu beeinflussen. Alles, was darüber hinausgeht, ist das Potential des schaltbaren Schlingerdämpfers.

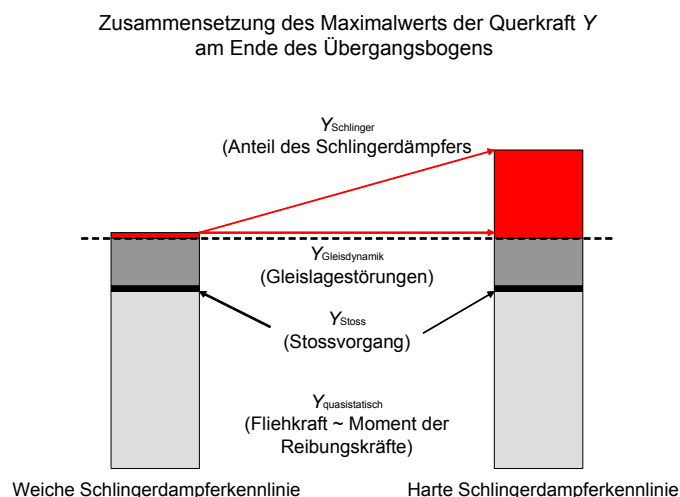


Abbildung 41: Zusammensetzung der Querkraft

Das Ausdrehmoment stützt sich nicht nur am ersten Radsatz bogenaußen, sondern bei Spießgang auch am zweiten Radsatz bogeninnen des ersten Fahrwerks ab. Da das Kraftniveau am bogenäußeren Rad für die untersuchten Beispiele am höchsten ist, wird die Auswertung darauf beschränkt. Je nach Dämpferkonstante nähern sich die Simulationsergebnisse den sicherheitsrelevanten Grenzwerten an. Es ergibt sich ein charakteristischer Verlauf für die

verschiedenen Auswertegrößen, die die quasistatischen Werte deutlich überschreiten. Bei diesem Beispiel handelt es sich um einen vergleichsweise langen Übergangsbogen mit 85 m Länge. Es sind aber auch Trassierungssituationen denkbar, die stärkere Kraftüberhöhungen und sogar Grenzwertüberschreitungen nach sich ziehen. Es handelt sich bei den Kraftüberhöhungen im Bogeneinlauf nicht um Kraftspitzen aufgrund der Kurzzeitdynamik der Gleisstörungen. Die erhöhten Rad/Schiene-Kräfte im Übergangsbogen und am Bogenanfang wirken über mehrere Sekunden. Demzufolge sind diese Kräfte für die Fahrsicherheit überaus beachtenswert.

Die Steigung der Dämpferkennlinie hat einen erheblichen Einfluss auf die Höhe der Rad/Schiene-Kräfte und abgeleiteter Kennwerte im Übergangsbogen. Dies sollte als Ergebnis dieses Abschnitts festgehalten werden. Im nächsten Kapitel werden die Ergebnisse von Messfahrten ausgewertet, um einen Abgleich zwischen Messung und Simulation herzustellen.

12. Messfahrten

In diesem Abschnitt werden Messergebnisse zu Bogen- und zu Weichenfahrten ausgewertet und den Simulationsergebnissen gegenübergestellt.

12.1. Bogenfahrten

Anfang der 90er Jahre hat die Deutsche Bahn AG in Zusammenarbeit mit der Bahnindustrie sieben verschiedene Prototypenfahrwerke für den ICE2-Mittelwagen bauen lassen. Diese Fahrwerke hatten die gleichen Leistungsanforderungen (Zulassung bis 280 km/h). Sie haben die gleichen Achsstände, die gleichen Laufkreisdurchmesser, jeweils Primärstahl- und Sekundärluftfederung und eine offene H-Rahmenbauweise. Durch diese ausgeprägte Ähnlichkeit sind prinzipielle Vergleiche zwischen Messungen am SGP400-Fahrwerk und Simulationsrechnungen mit den Modelldaten des GDS300-Fahrwerks zulässig und werden in diesem Kapitel dargestellt.

Die Firma Siemens SGP hatte seinerzeit zwei Fahrwerke der sieben Prototypen produziert: das SGP300 und seine Weiterentwicklung das SGP400, welches später in einer überarbeiteten Ausführung das Serienfahrzeug wurde. Bei beiden Fahrwerken wurde der Einsatz von schaltbaren Schlingerdämpfern getestet [72, 73]. Der Versuch, diese Messdaten mit Messungen an einem Serien-SGP400-Fahrwerk zu vergleichen [74], scheiterte. Zum einen fanden unterschiedliche Auswertefilter Verwendung und zum anderen handelte es sich in beiden Fällen um Zulassungsunterlagen, bei denen das statistische Auswerteverfahren nach DIN 5550 durchgeführt wurde. Dabei werden Fahrten im Übergangsbogen nicht ausgewertet. Zum Vergleich zwischen Messung und Simulation wurden deshalb die Originalzeitschriebe verwendet, die die Messgrundlage für die Zulassung des SGP400-Prototypenfahrwerks [73] darstellten und von der Firma Siemens SGP freundlicherweise zur Verfügung gestellt wurden.

Die Bogenfahrten wurden auf der Strecke zwischen *Saarbrücken* und *Trier* durchgeführt. Das Schaltkriterium war in diesem Fall so gewählt, dass unterhalb einer Geschwindigkeit von 100 km/h die weiche Kennlinie und oberhalb von 100 km/h die harte Kennlinie wirksam war. Die Messstrecke wurde jeweils mit einem $a_q = 0,85 \text{ m/s}^2$ und mit einem für die Zulassung relevanten $a_q = 1 \text{ m/s}^2$ befahren. Des Weiteren wurden zwei harte Schlingerdämpfereinstellungen (400/12 und 1000/18) getestet, deren charakteristische Verläufe in Abbildung 42 dargestellt sind. Der erste Wert bezeichnet die Dämpfungskonstante bei $v = 0,01 \text{ m/s}$. Mit dem zweiten Wert wird die Eckkraft in N angegeben.

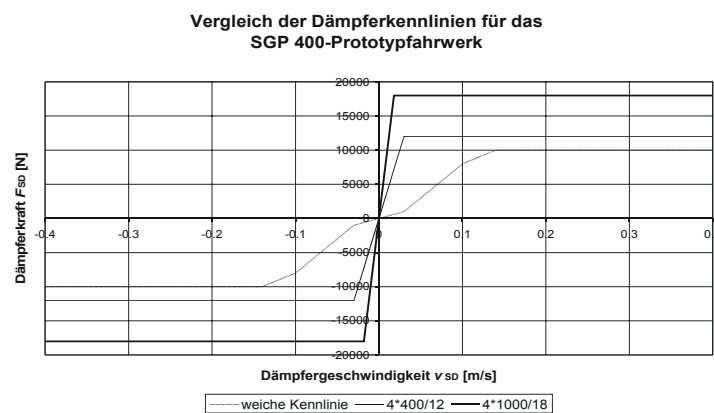


Abbildung 42: Schlingerdämpferkennlinien des SGP 400-Prototypfahrwerks

Es konnten zwischen km 67 und km 76 einige Bögen durchfahren werden, bei denen die Fahrgeschwindigkeit unter 100 km/h lag, so dass die weiche Kennlinie geschaltet wurde. Danach wurde die Strecke dann jeweils noch einmal befahren und die Umschaltsteuerung

bewusst deaktiviert, so dass die harte Kennlinie wirksam blieb und dadurch die Vergleichsmessung entstand.

12.1.1. Messdatenvergleich

Anhand von zwei Beispielen soll dargestellt werden, dass sich aus den Messdaten zwei Aussagen ableiten lassen, die physikalisch zu erwarten sind, und in den grundsätzlichen Untersuchungen in Kapitel 9 schon angesprochen wurden:

- Eine höhere Fahrgeschwindigkeit führt zu höheren Rad/Schiene-Kräften.
- Eine steilere Schlingerdämpferkennlinie führt zu höheren Rad/Schiene-Kräften.

12.1.1.1. Einfluss der Dämpferkennlinie

An dem SGP 400-Prototypfahwerk wurden zwei verschiedene Schlingerdämpfertypen getestet, deren Kennlinien in der Abbildung 42 dargestellt sind. Es wird erwartet, dass bei der steileren Kennlinie die höheren Rad/Schiene-Kräfte auftreten. Zur Verdeutlichung wurde der Streckenabschnitt zwischen km 68,8 und 67,13 ausgewählt, in dem zuerst ein Linksbogen mit 549 m Radius und darauf folgend ein Rechtsbogen mit 382 m Radius kurz vor der Stadt *Saarburg* durchfahren wird. Die zugehörigen Trassierungsdaten sind in der Abbildung 43 dargestellt.

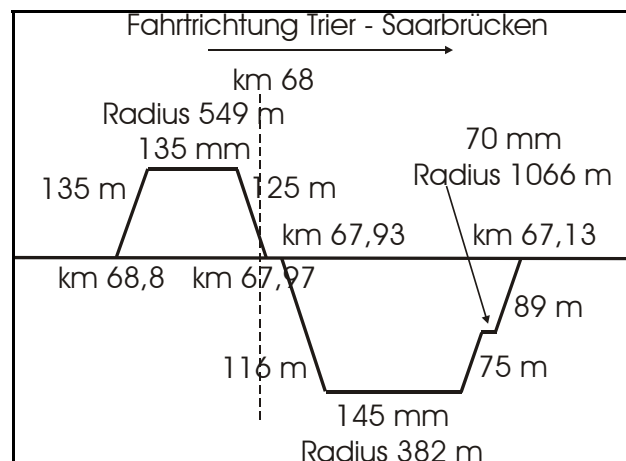


Abbildung 43: Trassierungssituation Trier – Saarbrücken km 68,8 bis km 67,13

Die Abbildung 44 stellt die Zeitschriebe zu den angesprochenen Messfahrten im ausgewählten Streckenabschnitt dar. Aufgetragen sind über der Zeit die jeweiligen Summe Y -Kräfte am ersten Radsatz des vorlaufenden Drehgestells. Deutlich sind die beiden Bögen mit den quasistatischen Bereichen zu erkennen. Weiterhin sind im Bogeneinlauf die Kraftüberhöhungen deutlich zu sehen, wie sie im vorigen Kapitel auch schon angesprochen wurden. Es fällt auf, dass die Messgröße im Vergleich zu den Simulationen einen unruhigen Verlauf nimmt. Diese sehr starken Schwankungen von ± 10 kN um die Mittellage sind auf Gleislagestörungen zurückzuführen. Da die Daten nicht in digitaler Form vorliegen, können keine rechnergestützten Auswerteverfahren zur Ermittlung statistischer Mittel- und Spitzenwerte angewandt werden. Aus diesem Grund sind die Größen in der Tabelle 8 als Schätzwerte anzusehen.

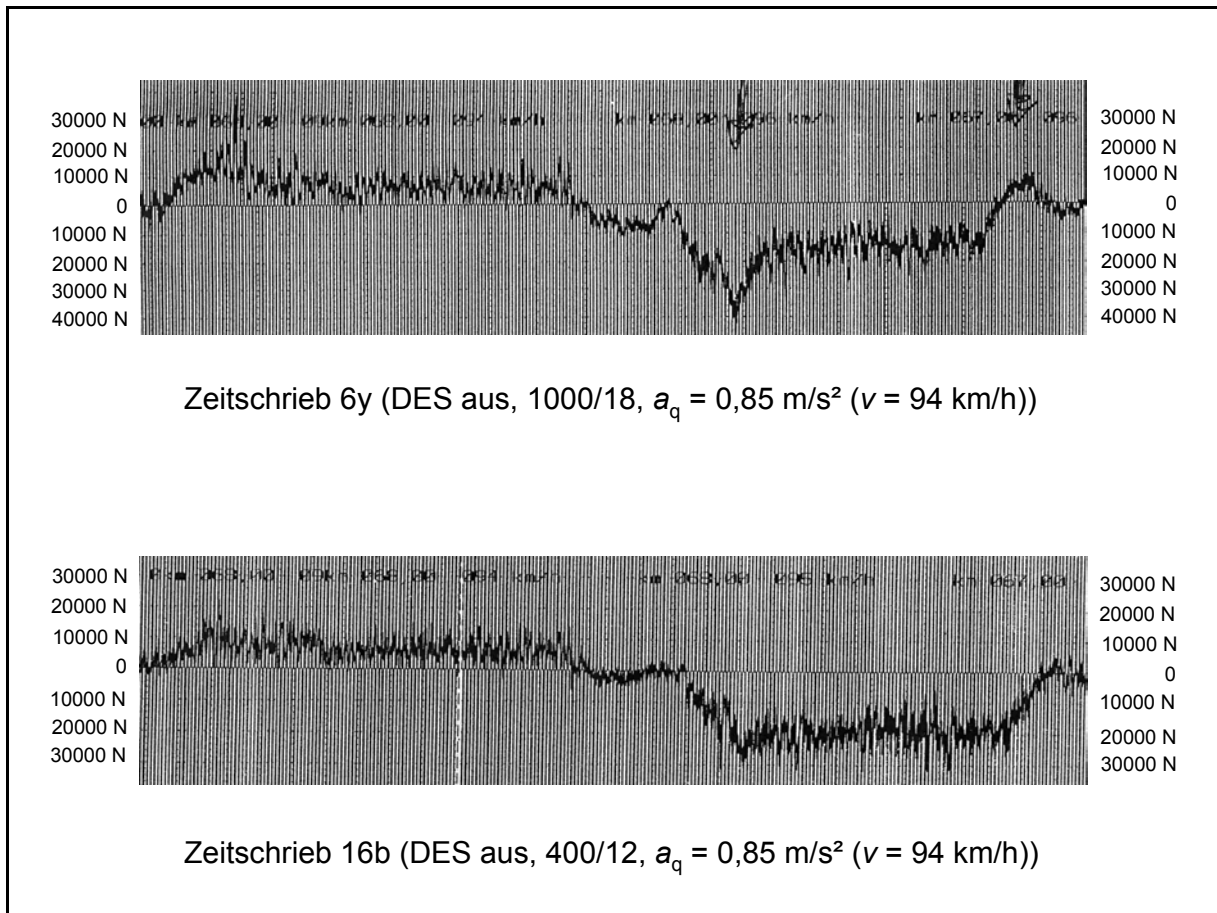


Abbildung 44: Zeitschriebe 6y und 16b [73]

Messschrieb	Bereich	Summe Y Bogen 1	Summe Y Bogen 2
6y, 1000/18	Quasistatisch	7 kN	15 kN
	Spitzenwert	30 kN	40 kN
16b, 400/12	Quasistatisch	6 kN	18 kN
	Spitzenwert	19 kN	30 kN

Tabelle 8: Vergleich der Ergebnisse für die Summe Y

Es wird deutlich, dass die quasistatischen Werte bei den beiden Fahrten in den zwei Bögen bei gleichen Fahrgeschwindigkeiten auf einem sehr ähnlichen Niveau liegen. Beim Vergleich der Messschriebe fällt darüber hinaus auf, dass die Kraftspitzen in den Bogeneinläufen bei der härteren Kennlinie (Abbildung 44) höher ausfallen als bei der weichen Kennlinie (Abbildung 42). Die Schätzwerte in Tabelle 8 unterstreichen dieses Verhalten.

12.1.1.2. Einfluss der Fahrgeschwindigkeit

Es ist zu vermuten, dass höhere Fahrgeschwindigkeiten Einfluss auf die Summe Y-Kräfte haben werden. Zum einen müssten die Kraftüberhöhungen im Bogeneinlauf aufgrund der höheren Verdrehgeschwindigkeit deutlicher ausfallen und zum anderen müssten höhere quasistatische Werte durch den größeren Fliehkraftüberschuss sichtbar werden. Als Beispiel wurde ein Linksbogen zwischen km 76,3 und km 75,21 im vorderen Messabschnitt kurz vor dem Haltepunkt *Kanzem* ausgewählt. Es handelt sich dabei um einen 380 m – Bogen, wie in Abbildung 45 dargestellt.

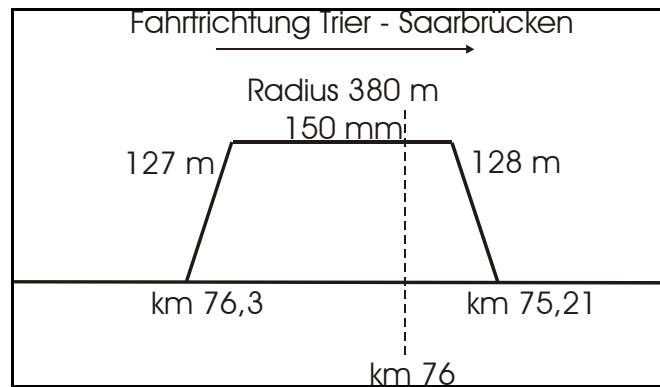


Abbildung 45: Trassierungssituation Trier – Saarbrücken km 76,3 bis km 75,21

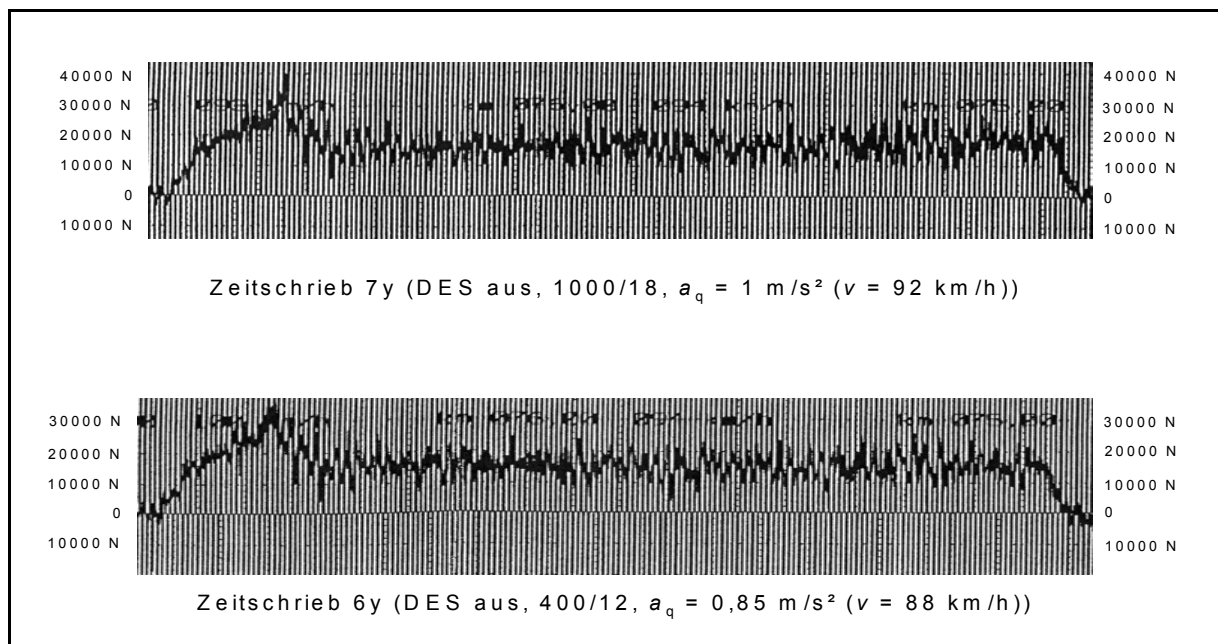


Abbildung 46: 7y und 6y [73]

In Abbildung 46 sind die Zeitschriebe für zwei Messfahrten mit dem härteren der beiden Schlingerdämpfer dargestellt. Die obere Messreihe wurde bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 92 \text{ km/h}$ aufgezeichnet, was einem $a_q = 1 \text{ m/s}^2$ entspricht und für die Zulassung relevant ist. Mit einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 88 \text{ km/h}$ wurde der Bogen in einer zweiten Messfahrt etwas langsamer durchfahren. Die Fahrgeschwindigkeit entspricht einer unausgeglichene Seitenbeschleunigung von $a_q = 0,85 \text{ m/s}^2$ und ist maßgebend für die Streckenhöchstgeschwindigkeit.

Messschrieb	Bereich	Summe Y
6y, 1000/18, $a_q = 0,85 \text{ m/s}^2$	Quasistatisch	15 kN
	Spitzenwert	31 kN
7b, 1000/18, $a_q = 1 \text{ m/s}^2$	Quasistatisch	16 kN
	Spitzenwert	35 kN

Tabelle 9: Vergleich der Ergebnisse für die Summe Y

Wie die Messschriebe und die Tabelle 9 verdeutlichen, nimmt der Spitzenwert im Bogeneinlauf bei der höheren Fahrgeschwindigkeit einen größeren Wert an. Dagegen kann der höhere quasistatische Wert der Summe Y -Kraft bei der Bogenfahrt nicht seriös aus diesem Zeitsignal herausgelesen werden. Rein rechnerisch beläuft sich die Erhöhung auf ca. 1,5 kN.

Dieses ist ohne digitale Messdatenauswertung bei den dominanten Gleislagestörungen nicht nachweisbar.

12.1.2. Vergleich zwischen Messung und Simulation

Im vorigen Abschnitt konnte gezeigt werden, dass sich Steigerungen der Schlingerdämpferkonstante und Fahrgeschwindigkeitserhöhungen in den Messdatenverläufen der Summe Y -Kräfte nachweisen lassen. In diesem Kapitel soll dargestellt werden, dass sich die gemessenen Kraftverläufe mit den Simulationsergebnissen vergleichen lassen. Kritisch muss dabei angemerkt werden, dass das gemessene Zeitsignal einen stochastischen Verlauf nimmt und eine exakte Mittelwert- oder Zweimeterwertbildung nicht möglich ist. Es sei noch einmal auf folgenden Umstand hingewiesen: die Messungen wurden mit dem Fahrwerk SGP400 der Firma Siemens SGP und einem ICE1-Mittelwagen durchgeführt. Das Simulationsmodell besteht – wie im Kapitel 8 beschrieben – aus dem Fahrwerk GDS300 der Firma LHB und demselben ICE1-Mittelwagen. Um das reale Ausdrehmoment zu simulieren, wurden die in Abbildung 42 dargestellten Schlingerdämpferkennlinien in das Fahrzeugmodell eingelesen.

12.1.2.1. Beispiel für die Dämpferkennlinie 1000/18

In diesem Beispiel soll für den im Kapitel 10.1.2 beschriebenen Linksbogen mit 380 m Radius der Vergleich zwischen Messung und Simulation für die Kennlinie 1000/18 und die weiche Dämpferkennlinie bei einem $a_q = 0,85 \text{ m/s}^2$ durchgeführt werden. Abbildung 47 und Abbildung 48 zeigen die Messsignale für diesen Ausschnitt und jeweils die dazugehörigen Simulationsergebnisse.

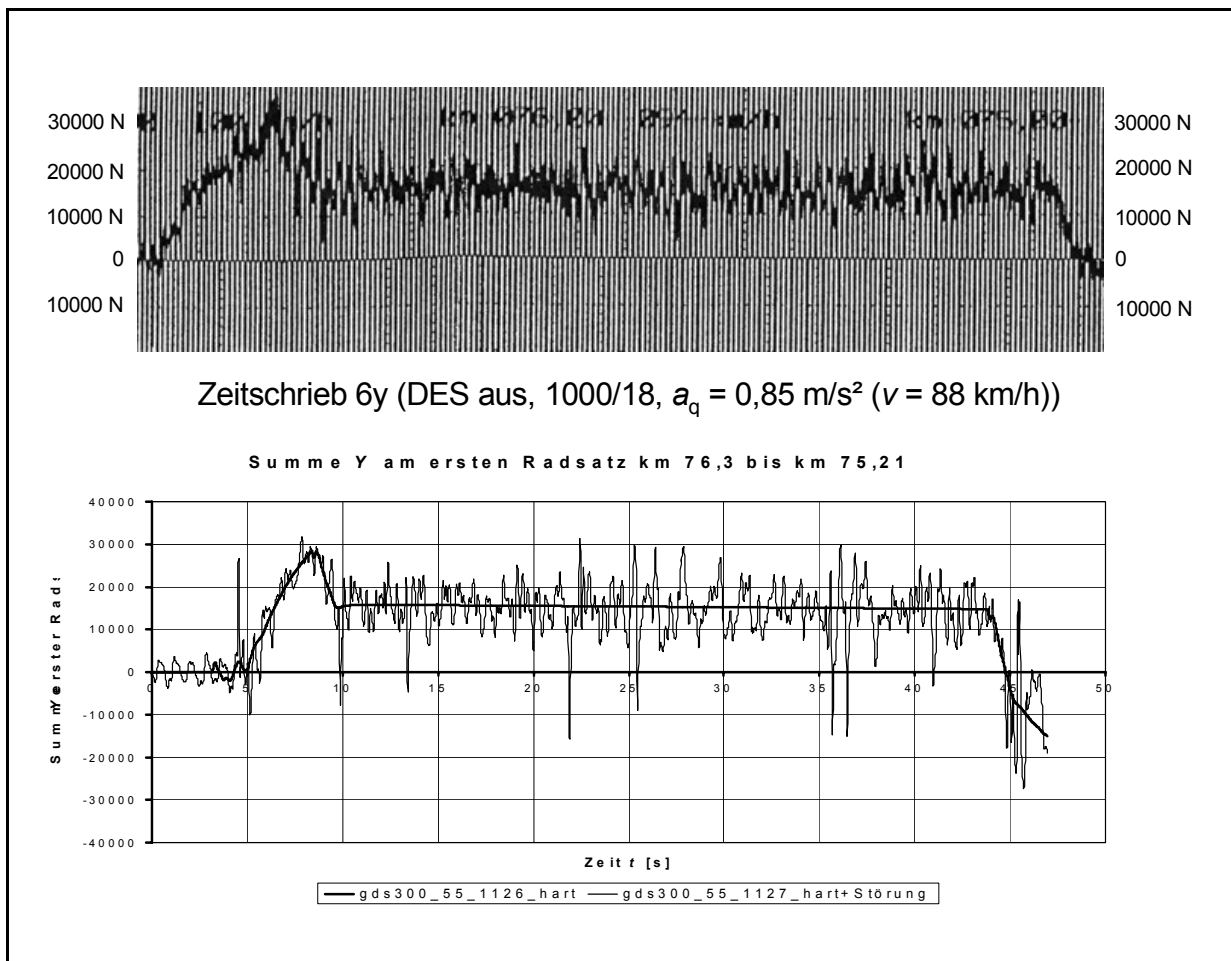


Abbildung 47: Simulation 1126 + 1127 und Zeitschrieb 6y [73]

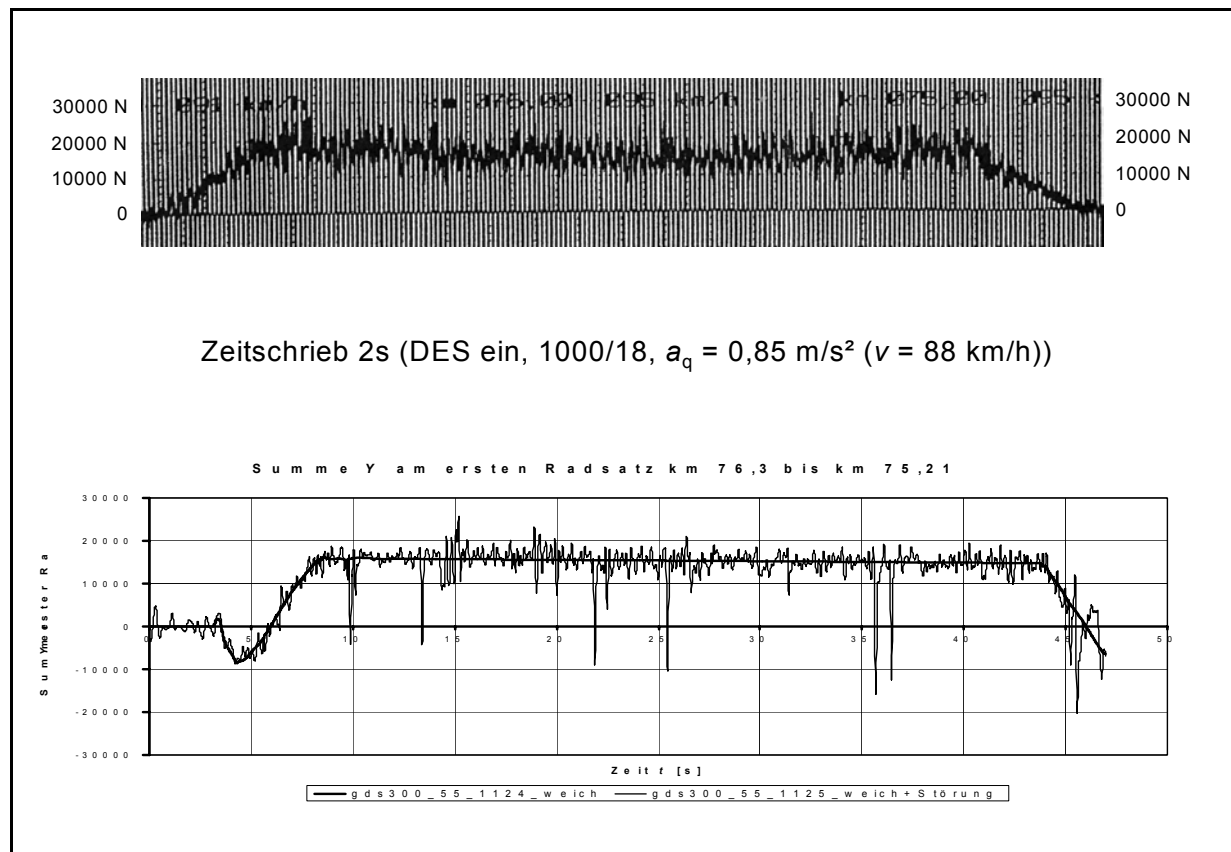


Abbildung 48: Simulation 1124 + 125 und Zeitschrieb 2s [73]

In Abbildung 47 Abbildung 48 bei den Simulationsverläufen sind jeweils zwei Linien zu sehen. Die „glatte“ Linie stellt das Rechenergebnis für ein idealglattes Gleis dar, Einflüsse aufgrund von Kurzzeitdynamik treten hierbei nicht auf. Die Linie mit dem „unruhigen“ Verlauf zeigt das Rechenergebnis, wenn real gemessene Gleislagestörungen (wurden an einem anderen Gleisabschnitte aufgenommen) in die Simulation integriert werden. Es zeigt sich ein sehr deutlicher Einfluss der kurzzeitigen Berührungspunktvariationen zwischen Rad und Schiene, der von der Amplitude und Intensität mit den Messergebnissen vergleichbar ist.

	Bereich	Summe Y	
		Harte Kennlinie	Weiche Kennlinie
Messung hart = Messschrieb 6y, 1000/18 weich = Messschrieb 2s, 1000/18	Quasistatisch	15 kN	15 kN
	Spitzenwert	31 kN	18 kN
Simulation 1124 + 1125 = weich 1126 + 1127 = hart	Quasistatisch	15 kN	15 kN
	Spitzenwert	28 kN	16 kN

Tabelle 10: Vergleich der Ergebnisse für die Summe Y

Die Mess- und Simulationskurven stimmen somit weitgehend überein. Tabelle 10 zeigt eine Gegenüberstellung zwischen den Messungen und den Simulationen. Bei konservativer Bestimmung der Messwerte liegen die Abweichungen zwischen Messung und Versuch bei ca. 2 kN. Die leichten Abweichungen sind zu erklären durch die Unkenntnis der realen Reibwerte, Profilverschleiß an den Messradsätzen und Unterschiede bei den Fahrwerksparametern. Der prinzipielle Verlauf und damit das mechanische Verhalten werden deutlich bestätigt.

12.1.2.2. Beispiel für die weichere Dämpferkennlinie 400/12

Als zweites Beispiel für den Vergleich Messung/Simulation wurde die weniger harte Dämpferkennlinie 400/12 ausgewählt, so dass insgesamt deutlich geringere Kraftüberhöhungen bei den Summe Y-Kräften zu erwarten sind. Im Gegensatz zu dem vorigen Beispiel werden die Messfahrten 15b und 14A ausgewertet, bei denen mit einem $a_q = 1 \text{ m/s}^2$ gefahren wurde, was einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 92 \text{ km/h}$ für diesen Streckenabschnitt entspricht. Der zu untersuchende Bereich liegt in der Mitte zwischen den schon vorgestellten Bogenabschnitten zwischen km 74,5 und km 73,3 hinter dem Haltepunkt *Kanzem* bis kurz vor der Einfahrt in den Bahnhof *Wiltigen*. Zuerst wird ein Linksbogen mit einem Radius von 549 m durchfahren und direkt anschließend ein langer Rechtsbogen mit einem Radius von nur 333 m und der Maximalüberhöhung von 150 mm. Die Trassierungssituation ist in Abbildung 49 dargestellt.

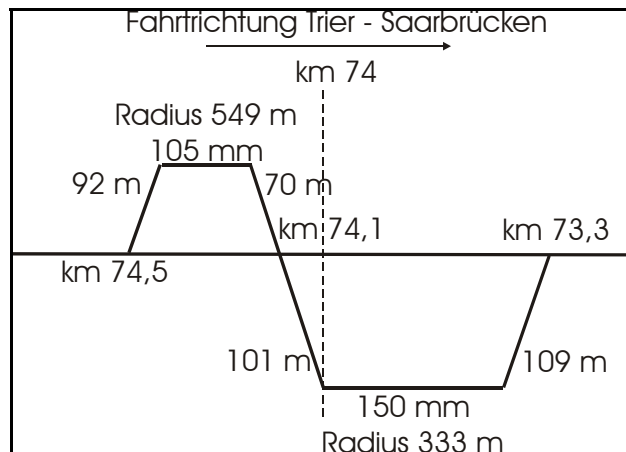


Abbildung 49: Trassierungssituation Trier – Saarbrücken km 74,5 bis km 73,3

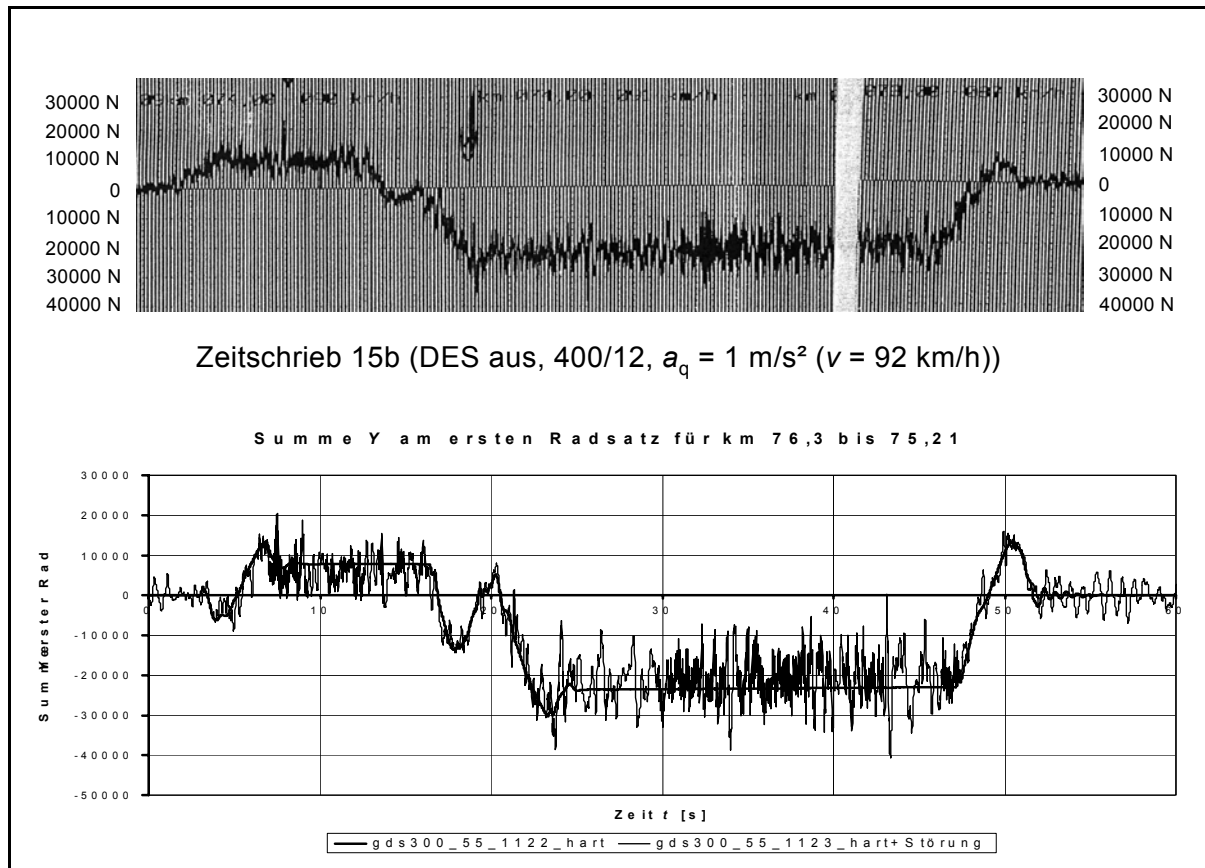


Abbildung 50: Simulation 1122 + 1123 und Zeitschrieb 15b [73]

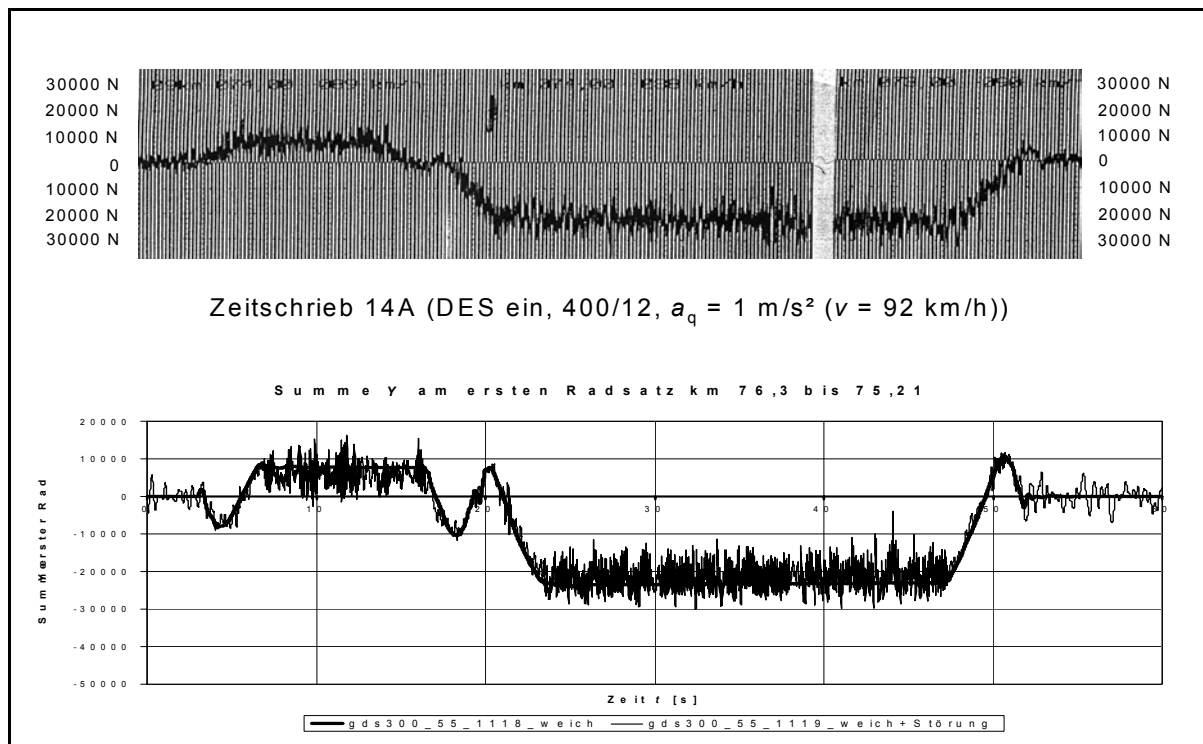


Abbildung 51: Simulation 1118 + 1119 und Zeitschrieb 14A [73]

Die Abbildung 50 und Abbildung 51 stellen eine Kopie des Messschriebs der Messfahrten 14A und 15b dar. Mit denselben Parametern wurden vier Simulationen durchgeführt, deren Ergebnisse ebenfalls in Abbildung 50 und Abbildung 51 und zu sehen sind. Wie bei allen Vergleichen wurde jeweils eine Simulation mit und ohne Gleislagestörungen durchgeführt. Auch hier zeigt sich, dass es durch Gleislagestörungen ein deutliches Streuungsband von $\pm 5 \text{ kN}$ gibt. In Einzelfällen liegen die Schwankungen in einer Größenordnung von mehr als $\pm 10 \text{ kN}$.

		Summe Y			
		Bogen 1		Bogen 2	
	Bereich	Weiche Kennlinie	Harte Kennlinie	Weiche Kennlinie	Harte Kennlinie
Messung hart = Messschrieb 15b, 400/12 weich = Messschrieb 14A, 400/12	Quasistatisch	8	8	20	22
	Spitzenwert	10	12	23	29
Simulation 1118+1119 = weich 1122+1123 = hart	Quasistatisch	7	8	23	23
	Spitzenwert	9	12	23	30

Tabelle 11: Vergleich der Ergebnisse für die Summe Y

Die obenstehende Tabelle 11 dient zum Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse. Aufgeteilt in den Linksbogen (Bogen 1) und den Rechtsbogen (Bogen 2) und ein weiteres Mal unterteilt in weiche und harte Kennlinie. Im weiteren Bogen 1 sind die Summe Y-Kräfte geringer als im engen 333 m – Bogen. In der Stellung „hart“ des Schlingerdämpfers zeigt sich eine Kraftüberhöhung von 5 bzw 7 kN. Im Bogen 1 fällt bei den quasistatischen Werten eine größere Diskrepanz auf. Die Ursache können z. B.: lokale Reibwertschwankungen,

Verschleiß an Schienenköpfen oder die Elastizität sein. Für den Bogen 2 ergibt sich ein deutlich erfreulicheres Bild. Die oberen Messungsergebnisse stimmen mit den darunter aufgeführten Simulationsergebnissen bei nur geringen Abweichungen sehr gut überein.

Das Potential der schaltbaren Schlingerdämpfer wird auch durch die statistische Messdatenauswertung der Deutschen Bahn AG gestützt. In Anlage 22 und Anlage 23 sind die statistischen Auswertungen der Summe Y der Führungskräfte am Radsatz 1 mit aktivierter Schaltungstechnik und deaktivierter Schaltungstechnik dargestellt. Die Messgrößen werden, wie nach UIC 518 üblich, in Bogenklassen eingeteilt und es werden Mittel- und Schätzwerte errechnet. Übergangsbögen werden nicht erfasst. Die Messung startet am Bogenbeginn. Wie schon dargestellt wurde, wirkt sich die Dämpferkennlinie auch einige Sekunden im Konstantbogen aufgrund der Trägheit der Hydraulik aus. Deshalb ist das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer auch bei den Bogenauswertungen sichtbar. Passend zur Schaltgrenzgeschwindigkeit von 100 km/h zeigen sich keine Veränderungen bei Bögen größer als 400 m Radius. Bei der Auswertung der Bögen kleiner als 400 m Radius werden dagegen Unterschiede sichtbar. Bei aktivierter Schaltungstechnik (DES ein) liegt die Bandbreite der Messwerte zwischen 15 kN und 29 kN. Zum Vergleich erstreckt sich die Messwertbandbreite für die deaktivierte Schlingerdämpferschaltung (DES aus) auf den Bereich zwischen 22 kN und 36 kN.

12.2. Weichenfahrt

In diesem Abschnitt werden Messungen an Weichenüberfahrten mit den Simulationsergebnissen verglichen, um die Güte der Simulationsrechnungen zu beurteilen. Die Messdaten wurden von der DB Systemtechnik (Minden) mit freundlicher Genehmigung der Firma Siemens TS zur Verfügung gestellt. Es handelt sich um die Messungen zur fahrtechnischen Prüfung des VT605, oft auch als ICETD bezeichnet. Das Fahrzeug ist ein vierteiliger dieselgetriebener Neigezug für den gehobenen Reiseverkehr mit einer Höchstgeschwindigkeit von 220 km/h. Dieses Fahrzeug besitzt als einziges bei der Deutschen Bahn AG ein Fahrwerk mit schaltbaren Schlingerdämpfern. Das Fahrzeug ist für diese Vergleiche besonders gut geeignet, weil die weiche Schlingerdämpferkennlinie des realen Fahrzeugs exakt mit dem Simulationsmodell übereinstimmt und auch die harte Kennlinie nur geringe Abweichungen zwischen Modell und Realität aufweist.

Die dargestellten Messungen wurden am ersten Radsatz des vorlaufenden Drehgestells des ersten Wagens aufgenommen. Dieser Endwagen mit der Bezeichnung 605002-5 ist ein 2. Klasse-Wagen mit Fahrerkabine und 63 Sitzplätzen. Er hat ein Gewicht von leer 53 t und ein Lauf- und ein Triebdrehgestell mit einem Achsstand von 2,60 m [98, 99]. Die Messungen wurden im beladenen Zustand am Laufdrehgestell durchgeführt, so dass sich ein Grenzwert für Summe $Y = 56,5$ kN (ICE1 + GDS300 = 56,1 kN) ergibt. Insgesamt handelt es sich um ein Fahrzeug, das sehr gut mit dem in dieser Arbeit verwendeten Modell ICE1 mit GDS300-Fahrwerk verglichen werden kann.

Die Messfahrt wurde am 23. Februar 2000 durchgeführt. Die Weichenüberfahrten wurden in der Bahnhofsausfahrt Trier in Richtung Saarbrücken zwischen km 111.7 – 111.8 aufgezeichnet. Bei den in Abbildung 52 dargestellten Messergebnissen von Weichenfahrten handelt es sich um die Weiche 720, die als EW49-300-1:9 ausgeführt ist und somit sehr gut mit dem in SIMPACK vorhandenen Weichenmodell verglichen werden kann. Die Fahrgeschwindigkeit bei den beiden Messfahrten 237.1 und 238.1 betrug $v = 41$ km/h [98].

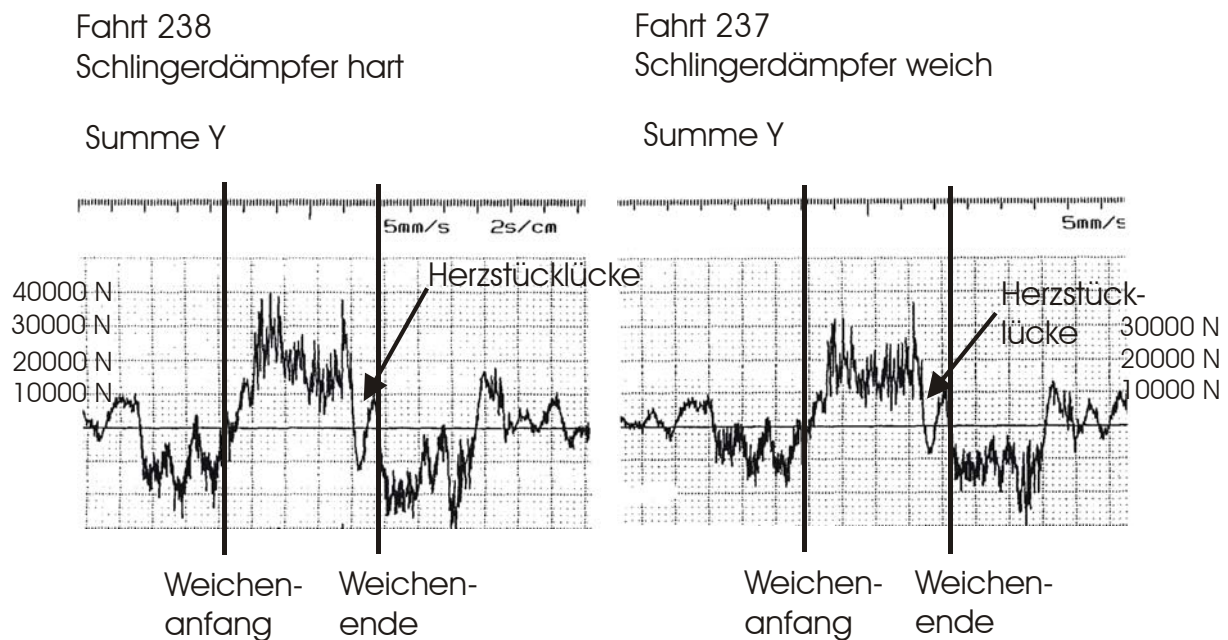


Abbildung 52: Darstellung der Messfahrtenergebnisse [98]

In der Abbildung 53 ist das Simulationsergebnis für die Summe Y bei harter Kennlinie dargestellt. Gut ist die Kraftspitze bei Bogeneinlauf auf ca. 40 kN zu erkennen, danach fällt die Kraft auf den Wert von ca. 20 kN ab. Es folgt eine Kraftspitze von ca. 30 kN bevor es einen Vorzeichensprung gibt, bei dem der Radlenker am rechten Rad die Führung übernimmt und sich eine Kraft von ca. 15 kN ergibt. Dieser Verlauf zeigt sich auch in den Messwerten in der Abbildung 52 oben links. Der Vergleich wird durch die Messwertschwankungen erschwert, die durch die Gleislagestörungen hervorgerufen werden. Das Kraftniveau der Messdaten ist um 2 bis 3 kN niedriger. Das prinzipielle Niveau der Kräfte und der charakteristische Verlauf werden bestätigt.

Weichenfahrt für $R = 300$ bei $v = 41$ km/h (harte Kennlinie)

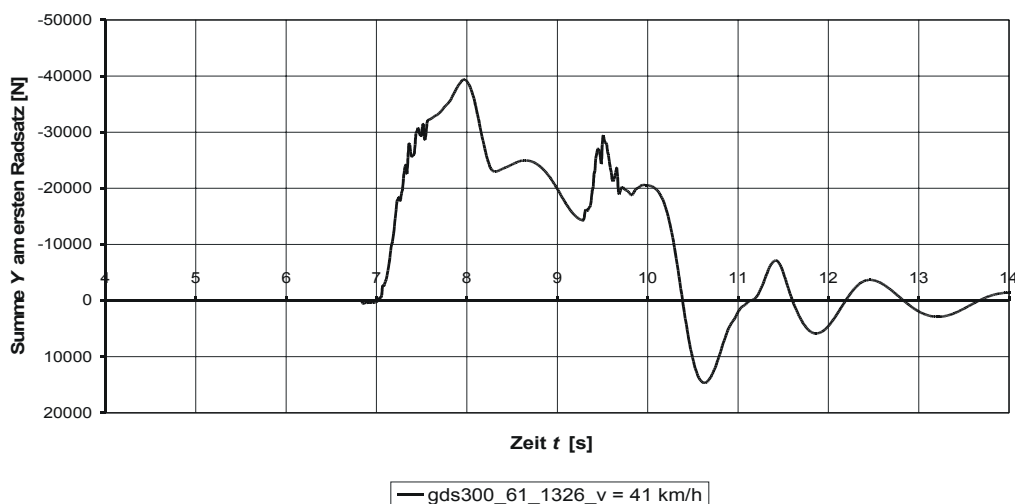


Abbildung 53: Simulation Weichenfahrt zum Messdatenvergleich für die harte Kennlinie

Das Simulationsergebnis für die Rechnung mit der weichen Kennlinie zeigt in der Abbildung 54 eine leichte Kraftspitze beim Einlauf in die Weiche, das Absinken auf einen Wert bei ca. 18 kN, eine Kraftspitze bei 30 kN und dann den Radlenkereingriff bei 10 kN mit Vorzeichenwechsel. Die Messdaten in Abbildung 52 oben rechts zeigen einen ähnlichen Verlauf. Schwankungen durch Gleislagestörungen liegen bei ca. ± 8 kN. Bei dem Vergleich Simulation zu Messung fallen die Simulationsergebnisse des GDS300 wieder 2 bis 3 kN

höher aus. Messung und Simulation bestätigen im Weicheneinlauf den Vorteil eines schaltbaren Schlingerdämpfers. Der „Buckel“ im Einlaufbereich verschwindet fast vollständig und bedeutet eine Reduzierung von mehr als 10 kN am ersten Radsatz für die Summe Y .

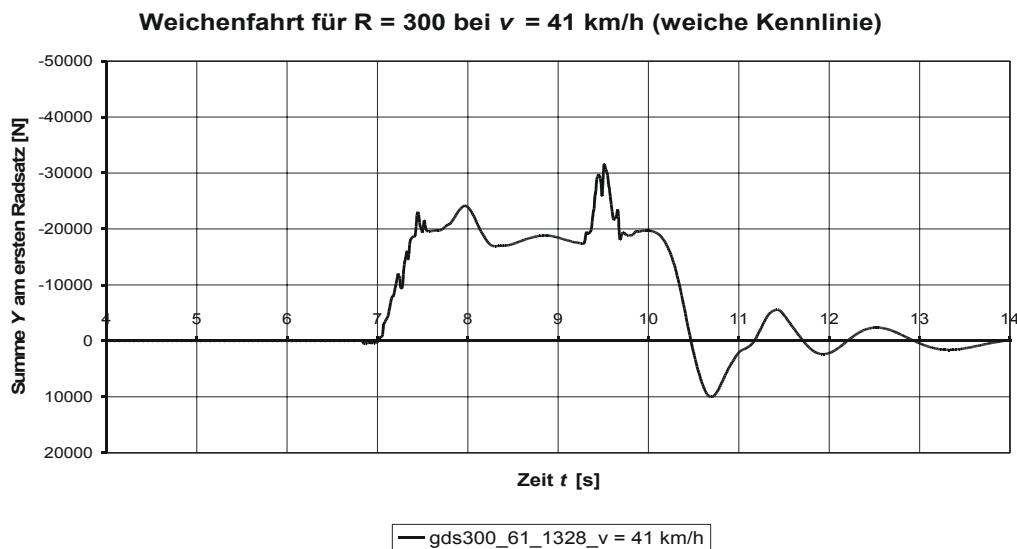


Abbildung 54: Simulation der Weichenfahrt zum Messdatenvergleich für die weiche Kennlinie

In der Anlage 26 sind die Messergebnisse für die Querkraft Y dargestellt. Vergleichend dazu zeigen Anlage 27 und Anlage 28 die Simulationsergebnisse.

Es bleibt festzuhalten, dass die Messdaten der Weichenfahrten das Simulationsergebnis prinzipiell bestätigen. Das Kraftniveau stimmt von der Größenordnung und vom Verlauf über der Mess- bzw. Simulationszeit sehr gut überein. Die Messergebnisse liegen konstant 2 bis 3 kN niedriger, das ist nicht verwunderlich, da es sich um ein anderes Fahrwerk mit anderer Radsatzführung und anderen Elastizitäten handelt. Des Weiteren kann in der Simulation nur ein UIC 60 Schienenprofil verwendet werden, wohingegen die reale Weiche ein S 49 Schienenprofil besitzt. Das Simulationsmodell für die Weiche konnte mit den Messergebnissen überprüft werden.

Die prinzipiellen Aussagen aus Kapitel 11 werden somit durch die Messungen bei Bogen- und bei Weichenfahrt in diesem Kapitel bestätigt. Härtere Schlingerdämpfer mit steilerem Verlauf der Dämpferkennlinie erhöhen das Kraftniveau zwischen Rad und Schiene im Einlaufbereich. Gleichzeitig wird der Nutzen eines schaltbaren Schlingerdämpfers deutlich. Trotz der Tatsache, dass die Messungen mit anderen Fahrwerken durchgeführt wurden als die Simulationen, stimmen sowohl die prinzipiellen Verläufe als auch die absoluten Werte sehr gut überein. Die Vergleichbarkeit zwischen Messung und Simulation ist demnach vorhanden. Es kann festgehalten werden, dass das Simulationsmodell Rechenergebnisse liefert, die realistisch sind und einem Vergleich mit realen Messdaten standhalten können. Dieses stärkt das Vertrauen in die Ergebnisse der Fahrzugsimulationen. Dadurch ist es im nächsten Kapitel möglich, weitere Untersuchungen auf Simulationen abzustützen, um das Thema schaltbare Schlingerdämpfer systematisch für verschiedene Trassierungssituationen zu untersuchen, die weit über den begrenzten Umfang der Messergebnisse hinausgehen.

13. Untersuchungen zu schaltbaren Schlingerdämpfern bei verschiedenen Trassierungssituationen

Im vorangegangenen Kapitel wurden Messdaten des ICE2 mit den Ergebnissen eines ICE2-Simulationsmodells verglichen. Diese positiven Ergebnisse bilden die Grundlage zu einer Reihe von systematischen Simulationsrechnungen, die verschiedene Trassierungssituationen beleuchten sollen. Diese Untersuchungen werden in diesem Kapitel dargestellt.

Für die folgenden Untersuchungen wird das komplette Modell des GDS300-Fahrwerks verwendet, d.h., es wird die reale Schlingerdämpferkennlinie dieses Prototypfahrwerks abgebildet. In der Abbildung 55 ist dieser Kennlinienverlauf als dunkle und steilere Linie dargestellt. Die Kennlinie hat eine Kraftbegrenzung von 10 kN und eine Dämpfungskonstante von ca. 250000 Ns/m. Im weiteren Verlauf wird diese Kennlinie als die *harte Kennlinie* bezeichnet. Um systematische, vergleichende Untersuchungen zum Nutzpottential schaltbarer Schlingerdämpfer durchführen zu können, wird eine weichere Dämpferkennung benötigt. Das Siemens-Fahrwerk SF600 des VT605 besitzt einen schaltbaren Schlingerdämpfer mit einer weichen und einer harten Kennlinie. Diese dort eingesetzte weiche Kennlinie ist in der Abbildung 55 als die flachere, hellere Linie dargestellt. Diese weiche Kennlinie wird für das Simulationsmodell und die systematischen Untersuchungen als die weiche Kennung verwendet. Es handelt sich also um eine reale Kennlinie, die konstruktiv realisiert wurde und in einem vergleichbaren Fahrwerk mit dem Ziel der Verringerung des Ausdrehmoments verwendet wird. Wie zu sehen ist, hat die Kennlinie einen geknickten Verlauf mit einer Kraftbegrenzung bei 10 kN und einem mittleren Dämpfungskoeffizienten von ca. 70000 Ns/m. Diese Kennlinie wird im Folgenden als die *weiche Kennlinie* bezeichnet.

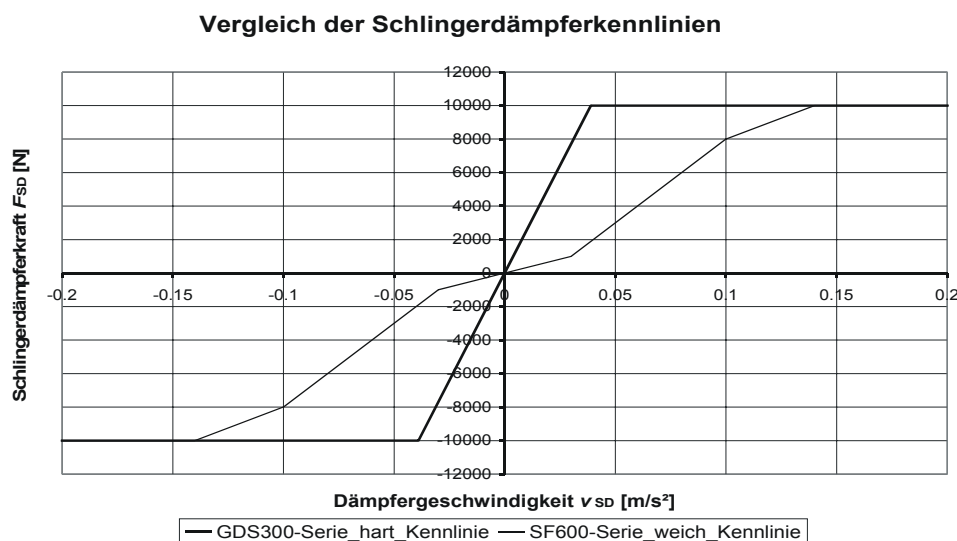


Abbildung 55: Kennlinienverläufe der verwendeten realen Schlingerdämpfer

Die harten Schlingerdämpferkennlinien werden für die Eisenbahn dann zum Problem, wenn Trassierungselemente mit starken Krümmungsänderungen befahren werden. Aus diesem Grunde wird das Kapitel in drei Bereiche unterteilt:

- Trassierungen ohne Krümmungsänderung
- Trassierungen mit kontinuierlicher Krümmungsänderung
- Trassierungen mit Krümmungssprung

Bezüglich werden der Trassierungsparameter werden zum einen die Regelwerte verwendet, zum anderen werden die Ausnahmewerte eingesetzt, um die ungünstigste noch zulässige

Situation zu simulieren, womit dann auch ältere Bauausführungen berücksichtigt werden. Bezüglich der Schlingerdämpferproblematik ist es weiterhin sinnvoll, nicht nur die „deutschen Verhältnisse“ zu beachten, sondern auch die Situation anderer Länder und Bahngesellschaften mit möglicherweise größerem Nutzpotalential für eine Technologie schaltbarer Schlingerdämpfer. Deshalb werden auch sehr kleine Bogenradien, höhere Kurvenfahrteschwindigkeiten und unterschiedliche Trassierungsrichtlinien untersucht. Hinweise zu den Verhältnissen außerhalb Deutschlands finden sich in [58, 61, 107 - 109].

Es sei an dieser Stelle noch einmal erläutert, dass der positive Nutzen einer zweiten, weichen Schlingerdämpferkennlinie nicht nur dem Fahrzeug zu Gute kommt, sondern besonders dem Fahrweg. Aussagen zu hohem Verschleiß bzgl. dieses Problemkreises finden sich in [59], [77], [107], [110 – 112].

13.1. Trassierungen ohne Krümmungsänderung

13.1.1. Gleislagestörungen

In diesem Abschnitt wird der Einfluss von Gleislagestörungen auf das Nutzpotalential schaltbarer Schlingerdämpfer betrachtet. Gleislagestörungen sind Abweichungen von der idealen Gleislage aufgrund von Bautoleranzen und Verschleiß. Mit dem beschriebenen Fahrzeugmodell wird eine Geradeausfahrt bei 100 km/h simuliert, so dass trassierungsbedingt keine Krümmungsänderung auftritt. Das Fahrzeugmodell wird dabei durch Gleislagestörungen, die als Datensatzdatei in das Gleismodell integriert wurden, zu Schwingungen angeregt. Diese Gleislagestörungsdatei ist das Ergebnis einer Gleisvermessung der Strecke *Karthaus-Dillingen (Saarstrecke)* der Deutschen Bahn AG und repräsentiert das gesamte Anregungsspektrum von der Seite der Fahrbahn. Dieser Datensatz wurde von der Firma Alstom LHB freundlicherweise zur Verfügung gestellt.

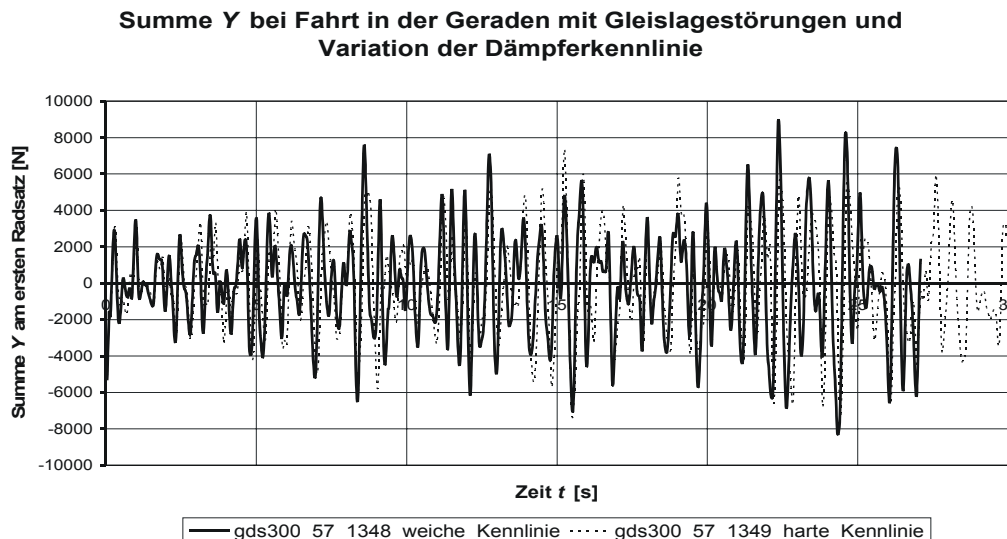


Abbildung 56: Simulation der Wirkung der Gleislagestörungen bei Variation der Dämpferkennlinie

In der Abbildung 56 ist das Simulationsergebnis für die weiche und die harte Dämpferkennlinie dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Ausschläge für die Summe Y kein einheitliches Bild darstellen und sich kein Potential für schaltbare Schlingerdämpfer erkennen lässt. Für beide Kennlinien schwanken die Ausschläge um ca. +/- 8 kN (bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten kein Nachteil hinsichtlich der Stabilität). In Anlage 29 sind die entsprechenden Ergebnisse für das Entgleisungskriterium dargestellt. Es bestätigt sich die Aussage, dass bezüglich der Gleislagestörungen kein Nutzpotalential für schaltbare Schlingerdämpfer existiert. Durch Gleislagestörungen ist mit einer Schwankung von +/- 0,1

für den Entgleisungsquotienten zu rechnen, womit eine Bandbreite für spätere Simulationen festgelegt wurde.

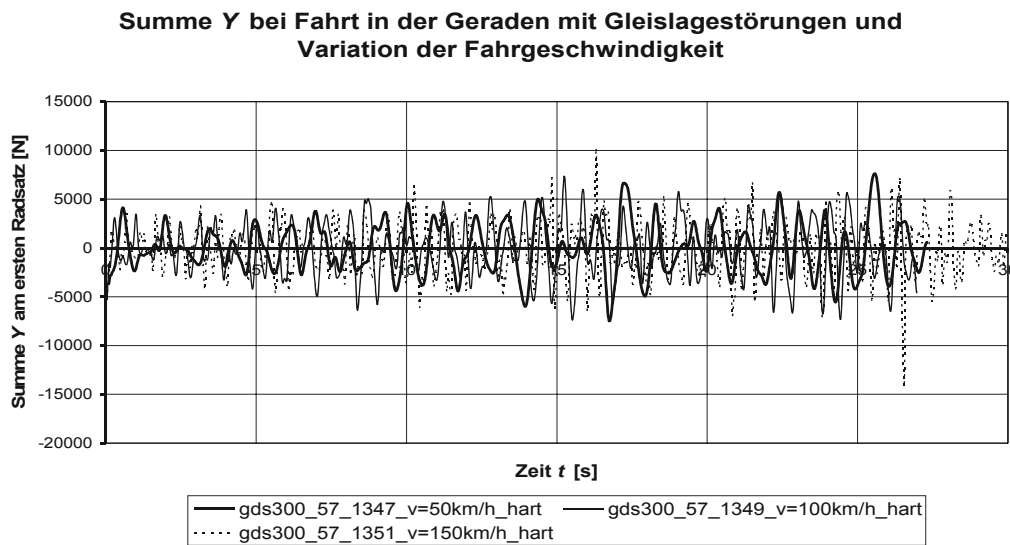


Abbildung 57: Simulation der Wirkung der Gleislagestörungen bei Variation der Fahrgeschwindigkeit

Die Abbildung 57 und Anlage 30 zeigen, dass kein Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit und Querausschlägen durch Gleislagestörungen in diesem Geschwindigkeitsbereich hergestellt werden kann. Aufgetragen sind die Summe Y bei Variation der Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h bis 150 km/h, so dass für den untersuchten Geschwindigkeitsbereich bis max. 150 km/h nur mit den schon bezifferten Schwankungen zu rechnen ist. Dieses ist nicht verwunderlich, weil das Fahrwerk bei 150 km/h auch ohne Schlingerdämpfer stabil läuft. Die Laufunruhe durch Gleislagestörungen nimmt erst bei höheren Geschwindigkeiten zu.

In den folgenden Abschnitten werden Untersuchungen zur Summe Y und zur Entgleisungssicherheit ohne Gleislagestörungen angestellt, um die niederfrequenten Fahrzeugbewegungen nicht zu überdecken. Aus den dargestellten Untersuchungsergebnissen können mittels Superposition für die folgenden Untersuchungen die zu erwartenden Spitzenwerte ermittelt werden.

13.1.2. Weichenfahrt auf Stammgleis

In diesem Abschnitt werden Weichenfahrten auf dem Stammgleis untersucht, d.h. das Fahrzeug zweigt in der Weiche nicht ab, sondern überfährt die Weiche in gerader Richtung. Es stellt sich die Frage, ob dabei die Charakteristik der Dämpferkennlinie (weiche oder harte Kennlinie) einen Einfluss auf die Rad/Schiene-Kräfte hat. Der Übergang von der Backenschiene auf die Weichenzunge und das Überrollen der Herzstückspitze stellte neben Schienenausügen die größte systembedingt auftretende Störstelle im Gleis dar. Die Weichenüberfahrt auf dem Stammgleis dient demzufolge zur Untersuchung der Frage, ob ein schaltbarer Schlingerdämpfer bei großen Störstellen Vorteile bietet.

Die Abbildung 58 zeigt den Verlauf der Querkraft am rechten Rad des ersten Radsatzes über der Simulationszeit. Das rechte Rad ist für diesen Fall einer nach rechts abzweigenden Weiche das Rad, das das Herzstück überfahren muss. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 20 km/h, die Kennung der Schlingerdämpferkennlinie ist hart. Nach 14 s trifft das Rad auf die Zungenspitze. Bei 15,2 s gibt es einen Sprung und danach steigt das Querkraftniveau wieder auf über 3 kN an. Vor dem Sprung befindet der Wechsel in der Berührungsebene zwischen Backenschiene und Weichenzunge statt, an der der Berührungspunkt in die Hohlkehle springt. Dieser Vorgang als Anregung führt dann zu Kraftauschlägen. Nach 18,6 s werden die

Radlenker auf der linken Seite sichtbar. Die Herzstücklücke nach 19,3 s macht sich durch zwei Spitzen bemerkbar. Der Eingriff der Radlenker am linken Rad endet nach 20,15 s, danach zeigen sich ein mehrfaches, dynamisches Überschwingen und ein Einpendeln auf den Ausgangswert.

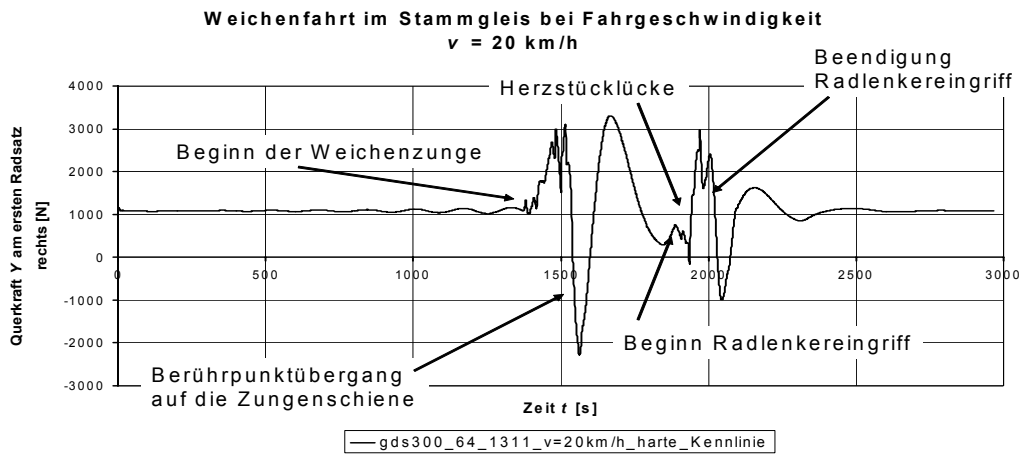


Abbildung 58: Querkraft Y am Rad rechts bei Weichenfahrt auf Stammgleis

Zu Untersuchungszwecken wurde die Weiche mit Fahrgeschwindigkeiten zwischen 20 km/h und 120 km/h mit der harten und der weichen Kennlinie befahren. Es zeigt sich ein sehr uneinheitliches Bild, siehe Abbildung 59. Es wird deutlich, dass das Überfahren der Weiche auf dem Stammgleis Kraftspitzen hervorruft, die auf demselben Niveau liegen, wie die Maximalwerte aus „normalen“ Gleislagestörungen. Der Sprung zwischen 80 und 100 km/h für die weiche Kennlinie könnte auf einen Berührungspunktssprung in der Profilverpaarung zurückzuführen sein, wofür auch das dann erneute Absinken bei 120 km/h spräche. Starke Gleislagestörungen ziehen Schwankungen von +/- 10 kN nach sich. Insofern bestätigt sich die Aussage, dass das Überfahren einer Weiche als starke Gleislagestörung anzusehen ist. Tendenziell sind die Ergebnisse für die weiche Kennlinie leicht höher als für die harte. Die Werte pendeln um einen Wert von 8 kN mit Schwankungen von maximal 3 kN. Gerade bei der Berechnung von kurzzeitigen Kraftspitzen sind numerische Schwankungen und Ungenauigkeiten unvermeidbar.

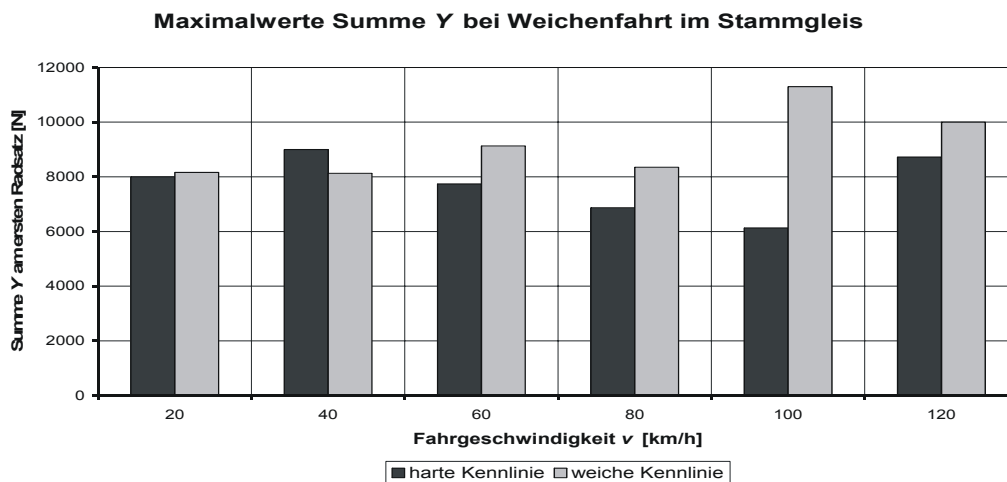


Abbildung 59: Maximalwerte Summe Y für die weiche und harte Kennlinie

Insgesamt lässt sich aus diesen Ergebnissen ableiten, dass schaltbare Schlingerdämpfer beim Befahren einer Weiche auf dem Stammgleis keinen Vorteil bringen.

13.2. Trassierungen mit kontinuierlichem Krümmungsverlauf

Entscheidend für die Größe der Kräfte zwischen Rad und Schiene und damit die Belastung für Oberbau und Fahrzeug ist die Ausdrehgeschwindigkeit des Fahrwerks. Diese resultiert aus der Krümmungsänderung, die von der Trassierung und der Fahrgeschwindigkeit abhängt, wie in Kapitel 10 erläutert. Entscheidend sind die Länge des Übergangsbogens und die angestrebte Krümmung, also der Radius des Konstantbogens. Aus diesem Grunde werden in diesem Abschnitt verschiedene Übergangsbögen (kontinuierlicher Krümmungsverlauf) mit unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten durchfahren. Es ist zu erwarten, dass sich erst bei kleinen Vollbahnbögen von weniger als 600 m Radius ein Einfluss der Schlingerdämpfer zeigt (Krümmungsänderung $k' = 0,0004$ 1/sm). In der folgenden Abbildung 60 ist die Radienverteilung einer ICE-Strecke gezeigt und dokumentiert, dass diese Fahrzeugklasse auch im Regelbetrieb durch diese engen Bögen fahren muss.

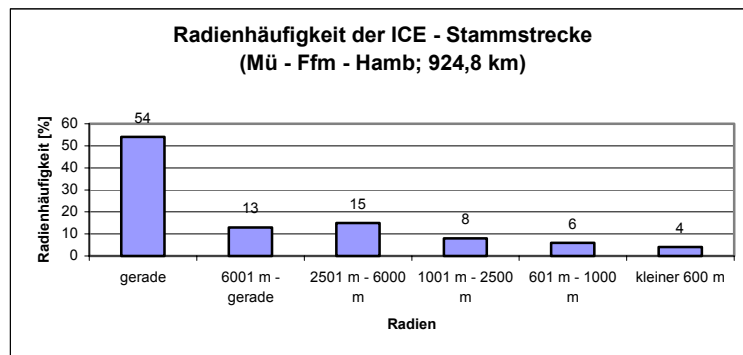


Abbildung 60: Radienhäufigkeit [91]

13.2.1. Variationsrechnungen bei konstanter Übergangsbogenlänge

Wie im Kapitel 9.4 ausgeführt, sind die zulässigen Höchstgeschwindigkeiten im Bogen bei den Bahngesellschaften unterschiedlich hoch. Aus diesem Grunde werden die Bogenfahrgeschwindigkeiten für Regelzüge bezogen auf $a_q = 0,5$ m/s² bis 1,2 m/s² und für Neigezüge auf $a_q = 2,00$ m/s² bis 2,50 m/s² variiert. Es werden Bogenradien zwischen 150 m bis 500 m untersucht. Die Übergangsbogenlänge wird für den Ermessensgrenzwert der Überhöhungsrampe bei gerader Krümmungslinie berechnet, siehe Tabelle 2. Damit ist der Übergangsbogen nach den neuesten Trassierungsrichtlinien DS 800 der Deutschen Bahn AG gestaltet und demzufolge im Vergleich sehr lang ausgeführt. Die Gleisdaten und Fahrgeschwindigkeiten sind in Anlage 31 zusammengestellt.

13.2.1.1. Variation der Fahrgeschwindigkeit

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf die Rad/Schiene-Kräfte in Abhängigkeit von der Dämpferkennlinie untersucht. Es ist zu erwarten, dass mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit die Kraftüberhöhung im Bogeneinlauf und die quasistatischen Bogenlaufkräfte zunehmen. Für diese Untersuchungen wird ein 300 m-Bogen mit einer Überhöhung von 150 mm verwendet. Die Übergangsbogenlänge wurde nach dem Regelwert (R_w) bestimmt und beträgt 89 m. Es werden Berechnungen mit den Werten von $a_q = 0,5$ m/s² bis $a_q = 1,2$ m/s² durchgeführt. Die Abbildung 61 zeigt den Verlauf der Summe Y am ersten Radsatz bei Verwendung der harten Dämpferkennlinie (Realzustand) für die verschiedenen Geschwindigkeiten. Deutlich ist der Bereich des Bogeneinlaufs mit der Kraftüberhöhung durch das hohe Ausdrehmoment der Schlingerdämpfer sichtbar. Des Weiteren erkennt man

nach ca. 8 s je nach Fahrgeschwindigkeit die Phase des quasistatischen Bogenlaufs, die in Abhängigkeit von der Fliehkraft um 7 kN in Stufen ansteigt.

Summe Y für R = 300 m bei Variation der Fahrgeschwindigkeit für Regelzüge (l = 89,4 m)

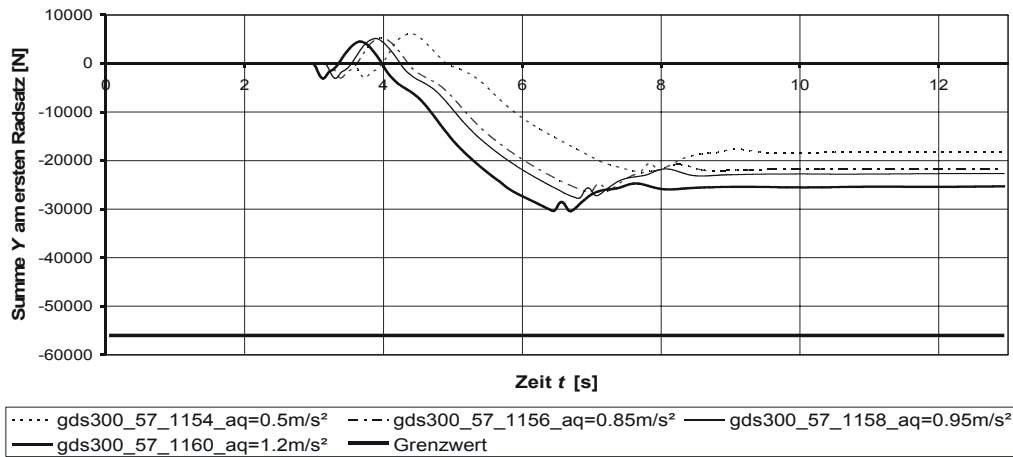


Abbildung 61: Summe Y bei Variation der Regelzugfahrgeschwindigkeit

Die Abbildung 62 zeigt den Verlauf der Maximalwerte der Summe Y für die harte und die weiche Dämpferkennlinie. Der Maximalwert der weichen Dämpferkennlinie entspricht dem quasistatischen Bogenlaufwert. Eingetragen ist ferner der sicherheits- und zulassungsrelevante Grenzwert nach *Prud'homme* mit 56 kN. Dieser Grenzwert wird bei diesem Beispiel bei weitem nicht erreicht. Es wird deutlich, dass der positive Einfluss der weichen Dämpferkennlinie mit der Geschwindigkeit konstant bleibt. Für diese Trassierungssituation ergibt sich ein Potential für einen schaltbaren Schlingerdämpfer von ca. 5 kN. Dieses entspricht für $a_q = 1,2 \text{ m/s}^2$ einer Reduktion von knapp 17 %.

Maximale Summe Y bei Variation der Fahrgeschwindigkeit für Regelzüge (R = 300m)

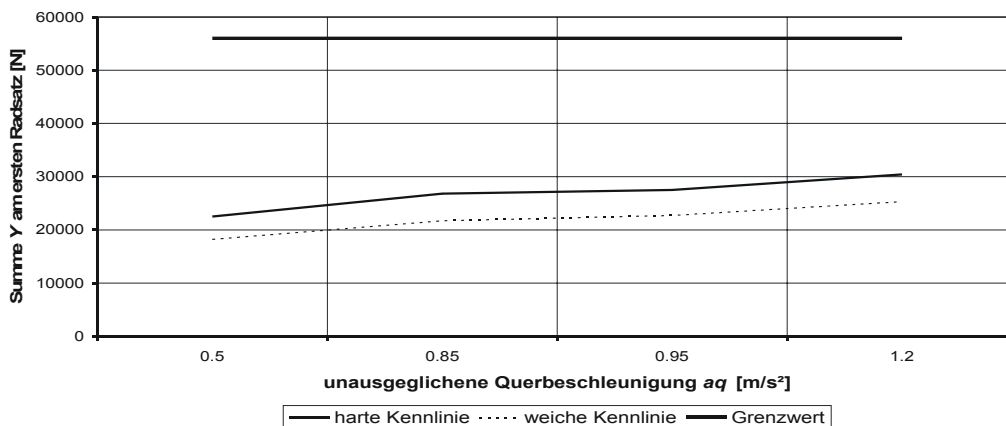


Abbildung 62: Maximalwerte Summe Y bei harter und weicher Dämpferkennlinie

In der Tabelle 12 sind die Krümmungsänderungen und die Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten als Erläuterung für das beschriebene Verhalten aufgeführt.

Unausgeglichene Querbeschleunigung a_q [m/s ²]	0,5 (78 km/h)	0,85 (86 km/h)	0,95 (88 km/h)	1,2 (93 km/h)
Krümmungsänderung k' [1/sm]	0,0008	0,00089	0,00091	0,00096
Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD} [m/s]	0,013	0,0146	0,015	0,017

Tabelle 12: Krümmungsänderung und resultierende Dämpferarbeitsgeschwindigkeit

Weitere Auswertungen zu dieser Trassierungssituation befinden sich in Anlage 31 bis Anlage 37.

Dieselbe Trassierungssituation soll nun mit Neigetechnikgeschwindigkeit befahren werden. Es muss zur Vollständigkeit erwähnt werden, dass nach den deutschen Bauvorschriften die Neigezuggeschwindigkeiten für diese Übergangsbogenlänge zu hoch sind. Neigezüge befahren die Bögen bogenschnell, d.h. es ist ein höheres a_q zugelassen. Für Deutschland ist ein $a_q = 2$ m/s² zulässig. Zulassungsfahrten werden mit einem um 10 % höheren Wert durchgeführt. Die ORE nennt als Richtwert ein $a_q = 2,5$ m/s². Zum Vergleich ist jeweils die Fahrgeschwindigkeit des Regelzugs mit $a_q = 0,85$ m/s² aufgetragen. In Abbildung 63 sind die Verläufe für die harte Kennlinie (Realzustand) zusammengefasst. Wie nicht anders zu erwarten, steigt die Summe Y mit deutlich erhöhter Fahrgeschwindigkeit auch entsprechend an. Das gilt sowohl für den quasistatischen Bogenlauf als auch für die Kraftüberhöhung im Übergangsbogen. Der Neigezug mit der Bogenfahrgeschwindigkeit nach ORE erreicht im Übergangsbogen einen Maximalwert von 48,9 kN. Damit nähert sich das Kraftniveau am ersten Radsatz bis auf 7 kN dem UIC-Grenzwert. Wenn man die Schwankungen durch Gleislagestörungen von +/- 10 kN aus Kapitel 13.1.1 berücksichtigt, würde der zulassungsrelevante Grenzwert überschritten. Hier zeigt sich das Potential einer zweiten weichen Schlingerdämpferkennlinie, die nur einen Maximalwert von 42,5 kN erreicht und so zur sicheren Unterschreitung des UIC-Grenzwertes im Übergangsbogen beiträgt.

Summe Y für $R = 300$ m bei Variation der Fahrgeschwindigkeit für Neigezüge ($l = 89,4$ m)

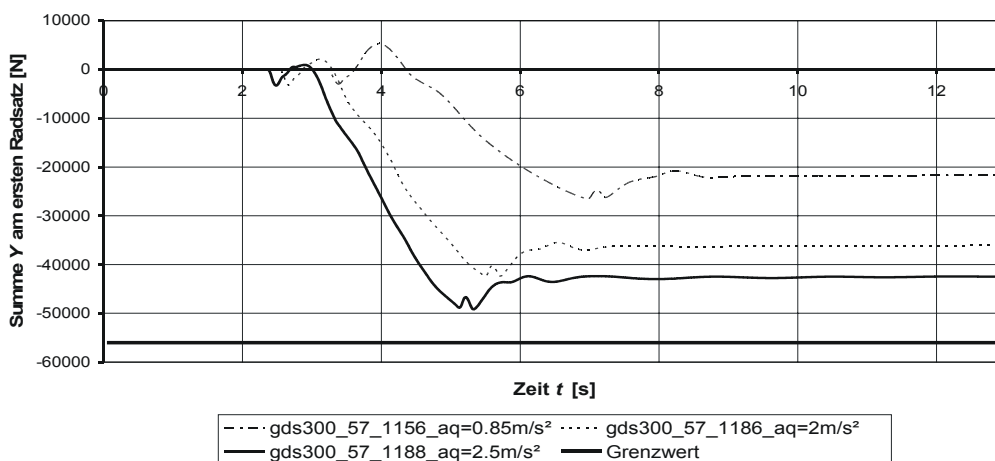


Abbildung 63: Summe Y bei Variation der Neigezugfahrgeschwindigkeit

Die Abbildung 64 zeigt den Verlauf der Maximalwerte der Summe Y für die harte und die weiche Dämpferkennlinie. Eingetragen ist ferner der sicherheits- und zulassungsrelevante Grenzwert nach *Prud'homme* mit 56 kN. Mit deutlich zunehmender Fahrgeschwindigkeit nimmt auch die Kraftreduktion durch die weiche Dämpferkennung auf ca. 6 kN zu.

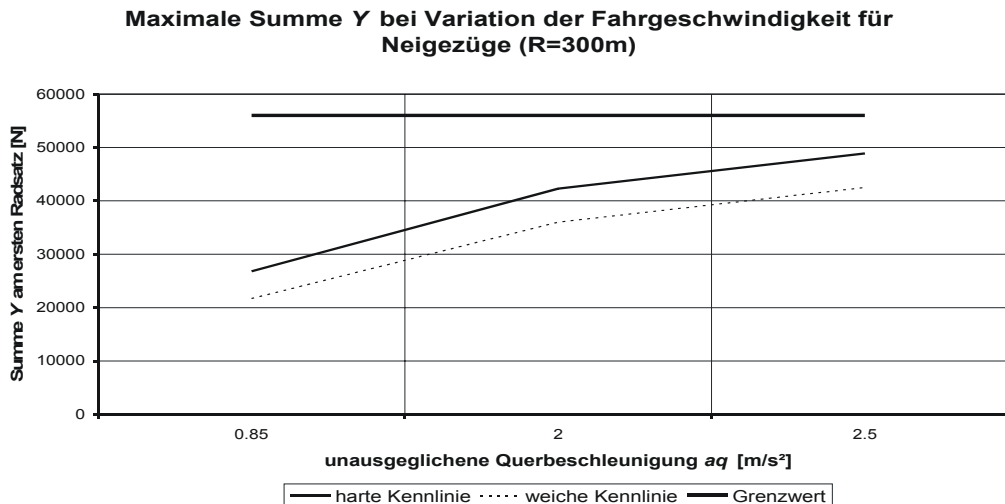


Abbildung 64: Maximalwerte Summe Y bei harter und weicher Dämpferkennlinie

In der Tabelle 13 sind die Krümmungsänderungen und die Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten als Erläuterung für das beschriebene Verhalten aufgeführt.

Unausgeglichene Querbeschleunigung a_q [m/s ²]	0,85 (86 km/h)	2,0 (109 km/h)	2,5 (117 km/h)
Krümmungsänderung k' [1/sm]	0,00089	0,00108	0,00118
Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD} [m/s]	0,0146	0,0235	0,0271

Tabelle 13: Krümmungsänderung und resultierende Dämpferarbeitsgeschwindigkeit

Weitere Auswertungen zu dieser Trassierungssituation befinden sich in Anlage 31 bis Anlage 37. In diesem Abschnitt wurde der prinzipielle Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf die Rad/Schiene-Kräfte bei weicher und harter Schlingerdämpferkennlinie untersucht. Der Neigezugbetrieb würde bei Berücksichtigung der Schwankungen durch Gleislagefehler zu einer Grenzwertüberschreitung führen. Durch Umschalten auf eine zusätzliche weiche Dämpferkennlinie kann dieses vermieden werden, wodurch der Nutzen eines schaltbaren Schlingerdämpfers unterstrichen wird.

13.2.1.2. Variation des Bogenradius

Ausgehend von den oben beschriebenen Bögen zwischen 150 m und 500 m Radius werden in diesem Abschnitt die Bögen untereinander verglichen. Die genannten Bögen werden jeweils mit einer unausgeglichene Querbeschleunigung von $a_q = 0,95 \text{ m/s}^2$ befahren. In der folgenden Abbildung 65 ist über der Simulationszeit der Wert der Summe Y am ersten Radsatz für die reale harte Kennlinie dargestellt. Sehr deutlich sind die Bereiche Fahrt in der Geraden, Bogeneinlauf und quasistatischer Bogenlauf zu unterscheiden. Nach jeweils 100 m Fahrstrecke trifft das Fahrzeug auf den Übergangsbogenanfang. Aufgrund der unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeit beginnen die Kurven entsprechend früher. Trotz der geringeren Fahrgeschwindigkeit nehmen die Kräfte bei geringerem Bogenradius deutlich zu. So liegt der Maximalwert im 500 m-Bogen bei 17,7 kN und im 150 m-Bogen bei 41,8 kN. Der quasistatische Wert steigt beim selben Bogenvergleich von 12,9 kN auf 30,9 kN aufgrund der zunehmenden Fliehkraft an. Des Weiteren fällt auf, dass die Überhöhung im Übergangsbogen zu kleineren Bögen hin zunimmt. Im 500 m-Bogen sind dieses 4,8 kN und im 150 m-Bogen ergeben sich zum Vergleich 10,9 kN. Es wird aus Abbildung 65 ferner deutlich, dass für diese Fahrsituationen ein ausreichender Abstand zum Grenzwert nach *Prud'homme* besteht.

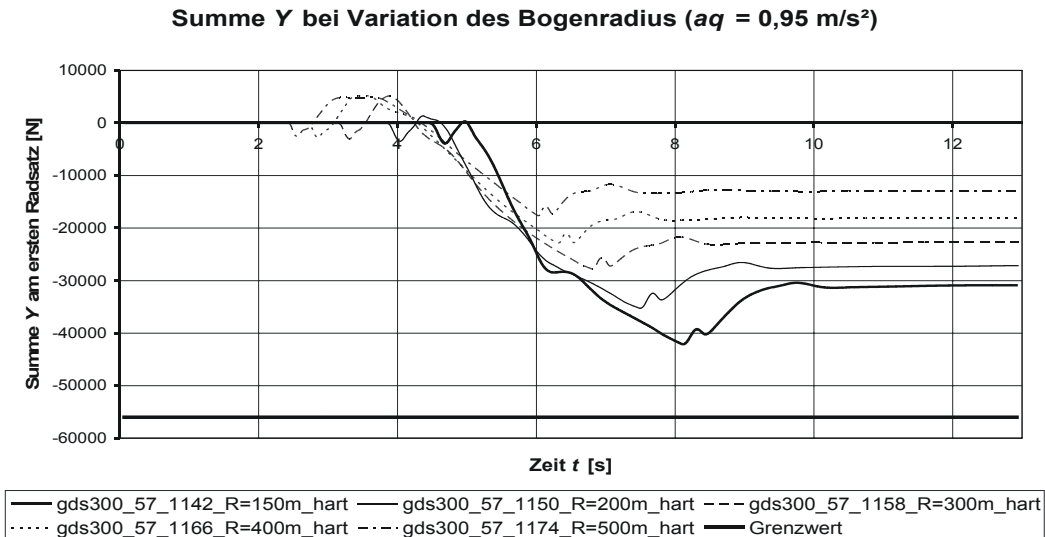


Abbildung 65: Summe Y bei Variation des Bogenradius

In der oben stehenden Abbildung 65 sind nur die Verläufe für die harte Schlingerdämpferkennlinie dargestellt. Die Abbildung 66 zeigt die Maximalwerte für die untersuchten Bögen im Vergleich zwischen der harten und der weichen Kennlinie.

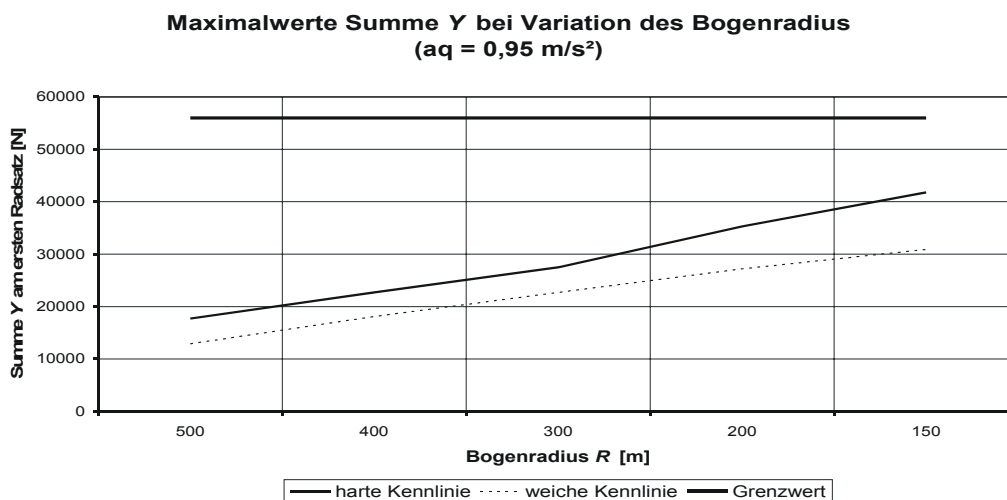


Abbildung 66: Maximalwerte Summe Y bei harter und weicher Dämpferkennlinie

Aus der Abbildung 66 wird das Potential einer zusätzlichen weichen Kennlinie sehr deutlich. Im 500 m-Bogen verringert sich der Wert der Maximalkraft von 17,7 kN auf 12,9 kN. Mit enger werdenden Bögen nimmt der positive Einfluss zu, so dass im 150 m-Bogen eine Kraftreduktion von 41,8 kN auf 30,9 kN sichtbar wird, was einer Verringerung von 25 % entspricht. Es ist mit einer weicheren Dämpferkennlinie möglich, den sicherheitsrelevanten Gleisverschiebewiderstand deutlich zu senken. In der Tabelle 14 sind die Krümmungsänderungen und die Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten als Erläuterung für das beschriebene Verhalten aufgeführt, siehe dazu auch Anlage 40.

Bogenradius R [m]	500	400	300	200	150
Krümmungsänderung k' [1/sm]	0,00055	0,00068	0,00089	0,00137	0,00183
Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD} [m/s]	0,011	0,014	0,015	0,02	0,027

Tabelle 14: Krümmungsänderung und resultierende Dämpferarbeitsgeschwindigkeit

Weitere Untersuchungen siehe Anlage 38 und Anlage 39. Es kann festgehalten werden, dass die Rad/Schiene-Kräfte im Übergangsbogen bei geringer werdenden Bogenradien ansteigen. Für diesen Fall wird kein Grenzwert überschritten.

13.2.1.3. Gemeinsame Darstellung

In diesem Kapitel werden Fahrgeschwindigkeit und Bogenradius in der Auswertung zusammengeführt. Die Simulationen wurden für weiche und harte Schlingerdämpferkennlinien, für Radien zwischen 150 m und 500 m mit Regelübergangsbogenlänge und Fahrgeschwindigkeiten mit einer unausgeglichene Querbeschleunigung von $a_q = 0,5 \text{ m/s}^2$ bis $a_q = 2,5 \text{ m/s}^2$ durchgeführt, siehe auch Anlage 31 bis Anlage 41. Die Abbildung 67 zeigt die Maximalwerte Summe Y mit realer harter Kennlinie. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit und engerem Bogenradius steigen die Werte deutlich an. Für die Säulen mit weißer Farbgebung überschreiten die Ergebnisse den Grenzwert nach *Prud'homme* nicht. Sind die Säulen in grau dargestellt, dann wird der Grenzwert unter Berücksichtigung der Schwankungen der Gleislagestörungen überschritten. Einige Simulationsergebnisse liegen bereits ohne Gleislagestörungen über dem Grenzwert, diese sind in schwarz dargestellt. Zum Vergleich siehe Anlage 41.

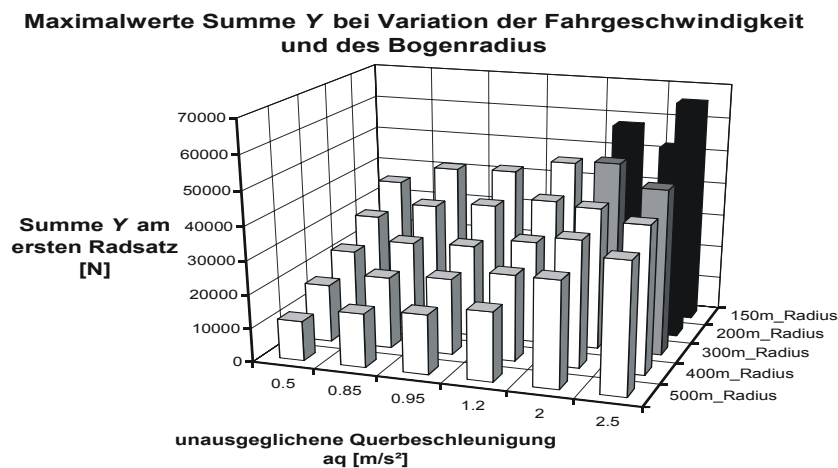


Abbildung 67: Matrix Summe Y für Fahrgeschwindigkeit und Bogenradius

Das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer für diese Trassierungsbeispiele zeigt die Abbildung 68. Es wird die Differenz zwischen dem Maximalwert der harten und der weichen Kennlinie für die verschiedenen Geschwindigkeiten und Radienklassen aufgetragen.

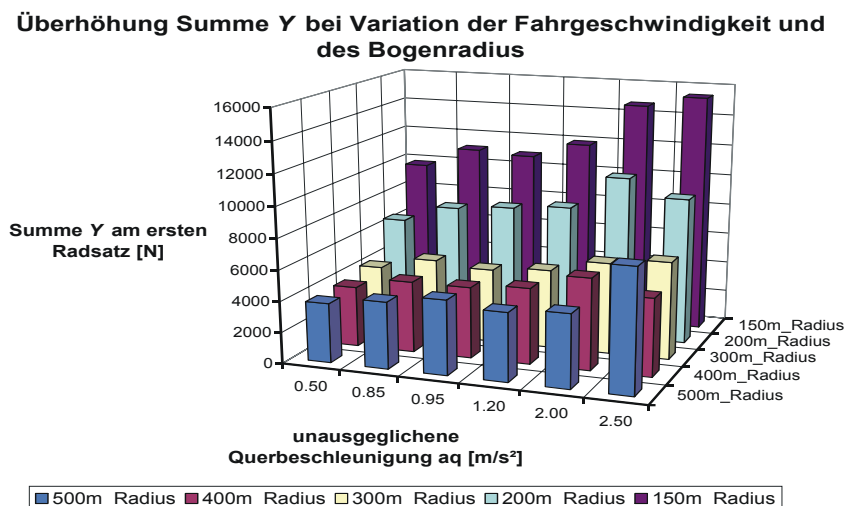


Abbildung 68: Überhöhungsmatrix Summe Y für Fahrgeschwindigkeit und Bogenradius

Diese dargestellte Überhöhung stellt für den sicherheitsrelevanten Wert Summe Y das „Sparpotential“ dar. Die größten Vorteile liegen im Bereich der sehr kleinen Bögen und bei den Neigezügen. Dieses Ergebnis war zu erwarten und konnte nachgewiesen und quantifiziert werden.

13.2.2. Variation der Übergangsbogenlänge

Der Einfluss der Übergangsbogenlänge auf das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer wird in diesem Abschnitt untersucht. Dabei sind zwei Gründe für eine Reduzierung der Übergangsbogenlänge denkbar:

1. Übergangsbogenverkürzung durch Reduzierung der Überhöhung.
2. Verkürzte Übergangsbögen aufgrund älterer Trassierungen oder anderer Vorschriften.

Eine Anhebung der Überhöhung bei sonst gleichen Trassierungsparametern bewirkt nur sehr geringe Steigerung der Krümmungsänderung, so dass dieses bezüglich des Einflusses auf die Querkkräfte zu vernachlässigen ist. Im Folgenden ist die Mindestlänge der Überhöhungsrampe einmal nach dem Regelwert und einmal nach dem Ausnahmewert berechnet. Diese Werte sind zulassungskonform und in der Realität anzutreffen [95 - 97], siehe auch Kapitel 9.2.

Regelwert (Rw) für Mindestlänge der Überhöhungsrampe:

$$l_{u,\min} = \frac{8 \cdot v \cdot \Delta u f}{1000} \rightarrow l_{u,\min} (R = 300\text{m}) = 79,5\text{m} . \quad (11.4)$$

Ausnahmewert (Aw) für Mindestübergangsbogenlänge:

$$l_{u,\min} = \frac{5 \cdot v \cdot \Delta u f}{1000} \rightarrow l_{u,\min} (R = 300\text{m}) = 49,7\text{m} . \quad (11.5)$$

Die Länge der Übergangsbögen schwankt aber bei älteren Trassierungen und von Bahnverwaltung zu Bahnverwaltung sehr stark, so dass die langen Übergangsbögen auf deutschen Hauptstrecken nicht als Maßstab genommen werden dürfen. In einer älteren österreichischen Bauvorschrift findet sich z. B. zur Bestimmung der Übergangsbogenlänge folgender Zusammenhang [109]:

$$l_{u,\min} = \frac{v}{3,6} \rightarrow l_{u,\min} (R = 300\text{m}) = 21,3\text{m} . \quad (11.6)$$

Die Beispielrechnungen verdeutlichen, wie sich die Länge der Übergangsbögen für einen 300 m-Bogen im Ergebnis unterscheiden. Die Länge schrumpft auf ein Viertel des Ausbaustandards zusammen. In [58] sind die Längen der Übergangsbögen auf der Semmeringstrecke Wien – Graz zwischen Gloggnitz und Mürzzuschlag zusammengestellt, siehe Tabelle 15. Auf dieser Strecke verkehren zahlreiche internationale Schnellzüge. Es zeigt sich, dass es einen erheblichen Anteil von Übergangsbögen mit weniger als 30 m Länge gibt und dass die Durchschnittslänge aller Bögen auf dieser Strecke keine 50 m erreicht.

Länge [m]	Anzahl	Gesamte Länge [m]	Durchschnittliche Länge [m]
$X < 30$	67	1388,8	20,7
$30 < X < 60$	107	4997,95	46,7
alle	248	11919,9	48,1

Tabelle 15: Darstellung der Übergangsbogenlänge auf der Semmeringstrecke [58]

Um das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer ermessen zu können, muss die gesamte Bandbreite der internationalen Trassierungsausführungen berücksichtigt werden. Aus diesem Grunde werden in diesem Kapitel die Übergangsbogenlängen schrittweise bei sonst gleichen Randbedingungen bis auf ein Viertel des Regelwerts reduziert, was ungefähr der älteren österreichischen Bauvorschrift entspricht. Zuerst wird das Ergebnis für einen 300 m-Bogen diskutiert, anschließend für die bekannte Bogenschar von 150 m bis 500 m. Die Zusammenstellung der Trassierungsdaten befindet sich in Anlage 42.

13.2.2.1. Untersuchungen für einen 300 m-Bogen

In Abbildung 69 ist der Verlauf der Summe Y am ersten Radsatz bei Einlauf in Übergangsbögen verschiedener Länge für die reale harte Kennlinie dargestellt. Untersucht wird ein 300 m-Bogen (Überhöhung 100 mm), der mit einem $a_q = 0,95 \text{ m/s}^2$ befahren wird. Nach knapp 4 s Fahrzeit beginnt der Übergangsbogen, der je nach Übergangsbogenlänge in ein bis vier Sekunden durchfahren wird. Danach beginnt der quasistatische Bogenlauf mit einer Konstantkraft von 30 kN. Es wird deutlich, dass die Länge des Übergangsbogens einen deutlichen Einfluss auf die Höhe der Querkräfte zwischen Rad und Schiene ausübt. Je kürzer der Übergangsbogen, umso höher ist die Ausdrehgeschwindigkeit des Fahrwerks, was direkt die Schlingerdämpferkräfte erhöht. Es zeigt sich die typische Kraftüberhöhung, die für die Regelwertlänge ein Maximum von 36 kN aufweist. Verringert sich die Übergangsbogenlänge auf ein Viertel, dann steigt der Maximalwert auf 51 kN an.

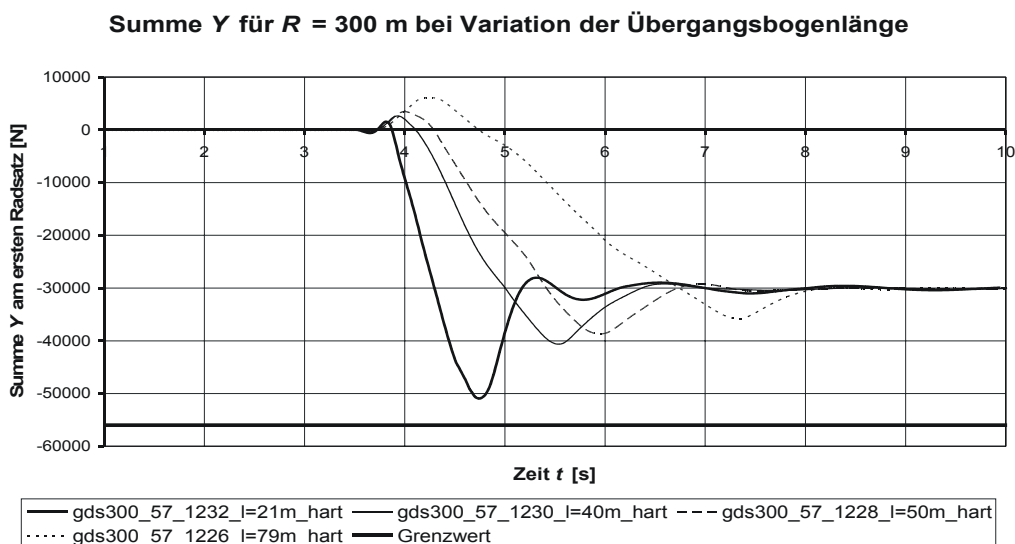


Abbildung 69: Summe Y bei harter Kennlinie und Variation der Übergangsbogenlänge

Dieselben Trassierungssituationen wurden auch mit einem Modell mit weicher Kennlinie durchfahren, dargestellt in Anlage 43. Es zeigt sich das schon bekannte geringere Überschwingen im Übergangsbogen. In Abbildung 70 sind die Ergebnisse zusammengefasst. Je kürzer der Übergangsbogen wird, umso stärker ist die Kraftüberhöhung im Übergangsbogen. Für die harte Kennlinie ist das Verhalten deutlicher. Für die kürzeste Übergangsbogenlänge ergibt sich für die harte Kennlinie ein Kraftwert, der den quasistatischen Wert um ca. 70 % übersteigt. Um nur ca. 14 % vergrößert sich die Summe Y im Übergangsbogen gegenüber dem quasistatischen Wert beim Einsatz einer zusätzlichen weichen Kennlinie. Unter Berücksichtigung der Schwankungen durch Gleislagefehler würde mit der harten Kennlinie in diesem Falle der Grenzwert voraussichtlich überschritten werden.

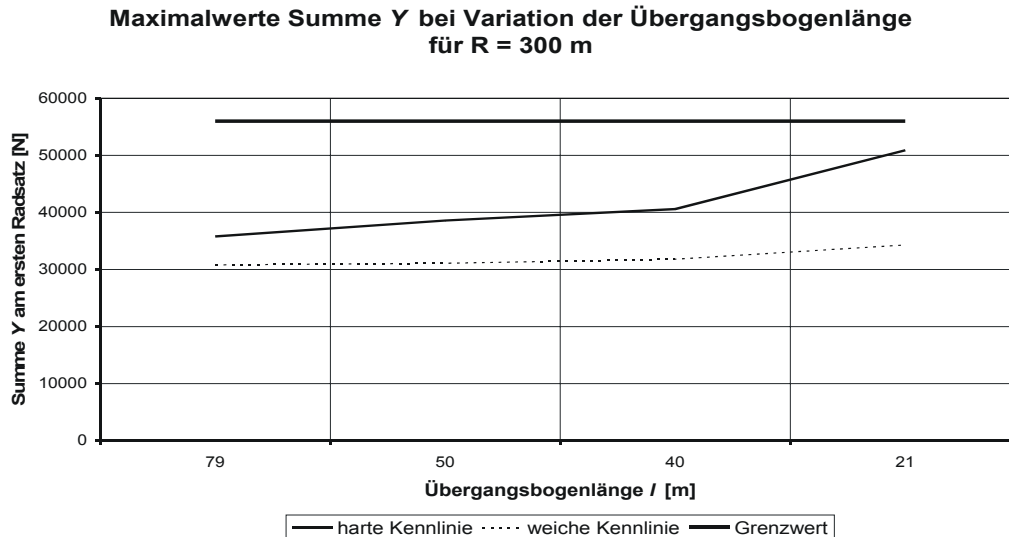


Abbildung 70: Maximalwerte Summe Y Vergleich weiche und harte Kennlinie

In der Tabelle 16 sind die Krümmungsänderungen und die Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten als Erläuterung für das beschriebene Verhalten aufgeführt.

Übergangsbogenlänge l [m]	21	40	50	79
Krümmungsänderung k' [1/sm]	0,0034	0,0018	0,0014	0,00092
Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD} [m/s]	0,0609	0,0333	0,0261	0,0165

Tabelle 16: Krümmungsänderung und resultierende Dämpferarbeitsgeschwindigkeit

Zur weiteren Erläuterung siehe Anlage 44 und Anlage 45.

13.2.2.2. Bögen zwischen 150 m und 500 m Radius

Die im vorigen Kapitel diskutierten Ergebnisse für einen 300 m-Bogen werden an dieser Stelle für die Bögen zwischen 150 m und 500 m dargestellt. Die Trassierungsvorgaben finden sich in Anlage 42. Ausgehend vom jeweiligen Regelwert für die Länge der Überhöhungsrampe wird dieser Trassierungsparameter nach demselben Schema schrittweise reduziert. Als Überhöhung wurden 100 mm vorgewählt. Die Fahrgeschwindigkeit ist so bemessen, dass immer mit einem $a_q = 0,95 \text{ m/s}^2$ im quasistatischen Bogenlauf gefahren wird.

Für die reale harte Kennlinie sind in Abbildung 71 die Maximalwerte für die Summe Y in verschiedenen Bogenradien dargestellt. Es wird deutlich, dass mit geringerer Übergangsbogenlänge die Maximalkraft prinzipiell ansteigt. Bei enger werdendem Bogenradius liegt das Kraftniveau ebenfalls grundsätzlich höher. Bezüglich des Kraftanstieges zeigt sich ein interessantes Ergebnis: Für den 500 m Bogen steigt der Maximalwert vom längsten zum kürzesten Bogenradius um 8,1 kN an. Für den 400 m-Bogen zeigen sich 11 kN und für den 300 m-Bogen ergibt sich eine Maximalkraftdifferenz von 15,1 kN. Dagegen weist die Maximalkraftdifferenz für den 200 m- und den 150 m-Bogen nur noch 11,6 kN bei gestiegenem Kraftniveau auf. Hier ist zu beobachten, dass die Kraftbegrenzung des Schlingerdämpfers schon bei den längeren Übergangsbögen erreicht ist, so dass der weitere Kraftanstieg nur noch auf den höheren Anlaufstoß und höhere Fliehkräfte zurückzuführen ist. Bei den weiß eingefärbten Säulen ist keine Überschreitung des Grenzwerts nach *Prud'homme* zu erwarten. Die schwarzen Säulen repräsentieren Simulationsergebnisse, bei denen der Grenzwert überschritten wurde. Bei Messfahrten wird die Summe Y dynamisch mit einem 2 m-Wert-Filterverfahren ausgewertet, so dass auch Gleislagestörungen berücksichtigt werden müssen. Wenn man auf die Simulationsergebnisse

die übliche Bandbreite von +/- 10 kN aufaddiert, dann muss für die grau gezeichneten Säulen das Überschreiten des Grenzwerts erwartet werden.

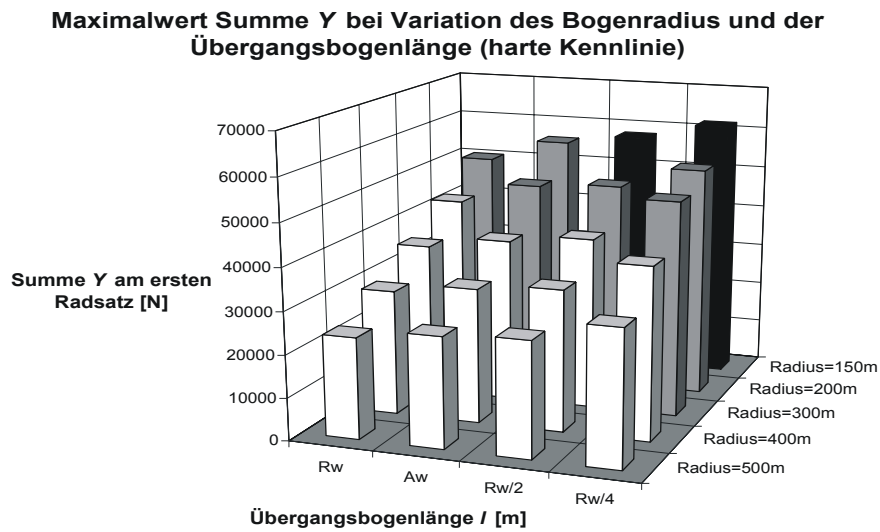


Abbildung 71: Maximalwerte Summe Y für die harte Kennlinie

Die Ergebnisse für die Simulationen mit der weichen Kennlinie für die Maximalkraft der Summe Y sind in Anlage 46 dargestellt. Es fällt auf, dass durch die weiche Kennlinie des schaltbaren Schlingerdämpfers das Maximalkraftniveau für die Summe Y insgesamt deutlich reduziert wird. Das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer wird als Differenz zwischen den Maximalwerten der harten und der weichen Kennlinie definiert. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 72 zu sehen. Für die 500 m-, 400 m- und 300 m-Bögen zeigt sich der erwartete Verlauf. Je kleiner der Übergangsbogen wird umso höher wird die Kraftdifferenz und umso größer ist das Potential eines Schlingerdämpfers mit zwei Kennlinien. Für den kleinsten Übergangsbogen des 300 m Bogen liegt das Potential bei 16,6 kN, was ca. 50 % des quasistatischen Bogenlaufwerts entspricht.

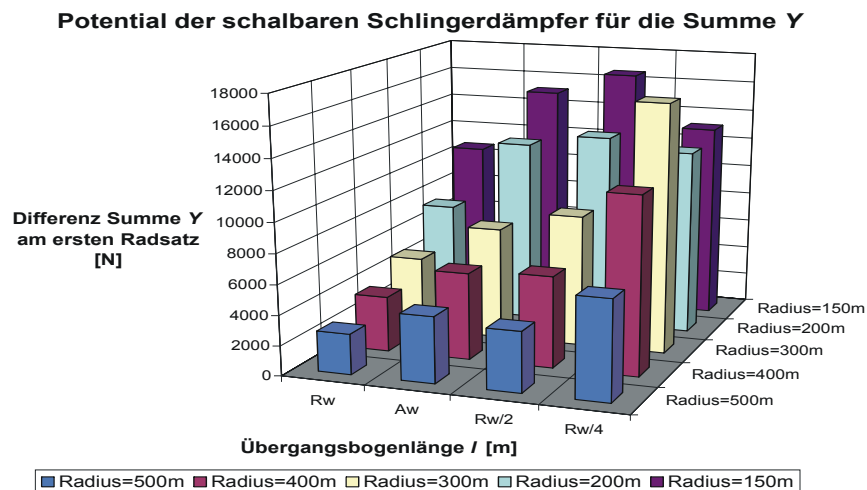


Abbildung 72: Potential schaltbarer Schlingerdämpfer

Für die noch kleineren Bögen ist das Kraftniveau insgesamt sehr hoch, reduziert sich aber hin zu den kürzeren Bögen. An dieser Stelle wirkt sich das Kraftbegrenzungsventil bei 10 kN aus. Für die harte Kennlinie öffnet sich das Überdruckventil bei einer Arbeitsgeschwindigkeit von 0,039 m/s. Dieser Wert ist in den kurzen Übergangsbögen längst überschritten. Die weiche Kennlinie hat dieselbe Kraftbegrenzung, diese wirkt aufgrund der deutlich flacheren Kennlinie erst bei einer Arbeitsgeschwindigkeit von 0,14 m/s. In den kurzen Übergangsbögen

arbeiten die Schlingerdämpfer bei harter Kennlinie konstant auf 10 kN, während sich die Schlingerdämpfer bei weicher Kennlinie noch im steilen Bereich der Kennlinie befinden. Aus diesem Grunde kann das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer nicht beliebig ansteigen.

Kürzere Übergangsbögen erhöhen die Maximalwerte der Summe Y . Durch schaltbare Schlingerdämpfer kann eine deutliche Reduzierung dieser Werte erzielt werden. Das Potential kann für die Summe Y mehr als 16 kN betragen. Des Weiteren wird deutlich, dass nur durch die Nutzung der weichen Kennlinie eines schaltbaren Schlingerdämpfers eine Grenzwertverletzung in kürzeren und kritischen Übergangsbögen verhindert werden kann. Für weitere Ergebnisse siehe Anlage 47 bis Anlage 52.

13.2.3. Bogenausfahrt

In diesem Abschnitt sollen im Gegensatz zu den vorherigen Kapiteln nicht die Bogeneinfahrten sondern die Bogenausfahrten untersucht werden. Es stellt sich demnach die Frage, wie hoch das Nutzpotalential schaltbarer Schlingerdämpfer beim Übergang Gleisbogen – Übergangsbogen – Gerade ausfällt?

Im ersten Beispiel wird ein 300 m-Bogen mit einer Überhöhung von 100 mm und einer sehr kurzen Übergangsbogenlänge von 21 m untersucht. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 79 km/h, was einem $a_q = 0,95 \text{ m/s}^2$ entspricht. Diese Trassierung bedeutet eine sehr hohe Krümmungsänderung $k' = 0,0034 \text{ 1/sm}$, woraus sich eine mittlere Dämpferarbeitsgeschwindigkeit von $v_{SD} = 0,0609 \text{ m/s}$ ergibt. Die Abbildung 73 zeigt den Verlauf der Summe Y am ersten Radsatz. Gut sichtbar ist bei ca. 3,5 s der Bogeneinlauf mit der Kraftüberhöhung auf ca. 41 kN, danach ein Abschwngen auf den quasistatischen Bogenwert von ca. 23 kN und dann der Auslauf in die Gerade nach ca. 18 s. Der Vergleich der weichen und harten Kennlinie zeigt sehr deutlich den größeren Nutzen der schaltbaren Schlingerdämpfer im Bogeneinlaufbereich. Beim Zurückschwingen in die Gerade ist der Nutzen deutlich geringer.

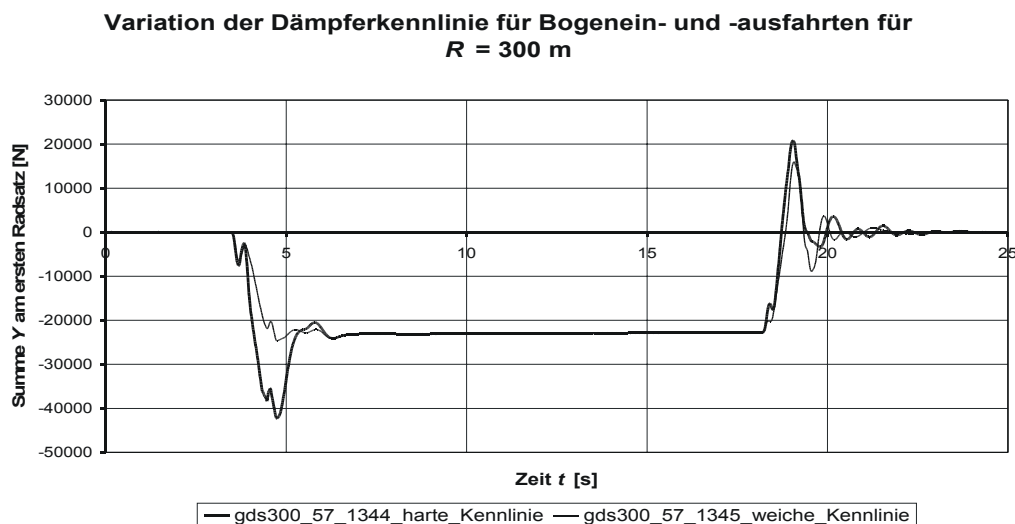


Abbildung 73: Summe Y bei Bogenein- und -ausfahrt bei $R = 300 \text{ m}$

In der Anlage 53 ist der Verlauf des Entgleisungskriteriums Y/Q für denselben Bogen dargestellt.

In einem zweiten Untersuchungsbeispiel wird ein etwas weiterer Bogen mit 600 m-Radius betrachtet. Es wurde eine Überhöhung von 160 mm und eine Übergangsbogenlänge von 125 m zugrunde gelegt. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 125 km/h, was einem $a_q = 0,95 \text{ m/s}^2$ entspricht. Diese Trassierung bedeutet eine sehr geringe Krümmungsänderung $k' = 0,00046 \text{ 1/sm}$, woraus sich eine mittlere Dämpferarbeitsgeschwindigkeit von

$v_{SD} = 0,008 \text{ m/s}$ ergibt. Es ist bekannt, dass bei Fahrwerken im Bereich „mittlenger“ Bögen zwischen 500 m und 1000 m am zweiten Radsatz des ersten Fahrwerks die höheren Summe Y-Kräfte auftreten. Aufgrund der sich aufbauenden Rollradiendifferenz ergibt sich ein Kräftepaar aus den Längsschlupfkraften am ersten Radsatz. In diesem Fall wirken die Querkräfte am ersten Radsatz nach außen und können zur Abstützung der Fliehkraft nur wenig beitragen. Die Querkräfte am zweiten Radsatz wirken nach bogeninnen, diese müssen das Moment der Längskräfte und den größten Teil der Fliehkraft das Gleichgewicht halten, dadurch wird die Summe der Lateralkräfte am zweiten Radsatz deutlich höher als am ersten.

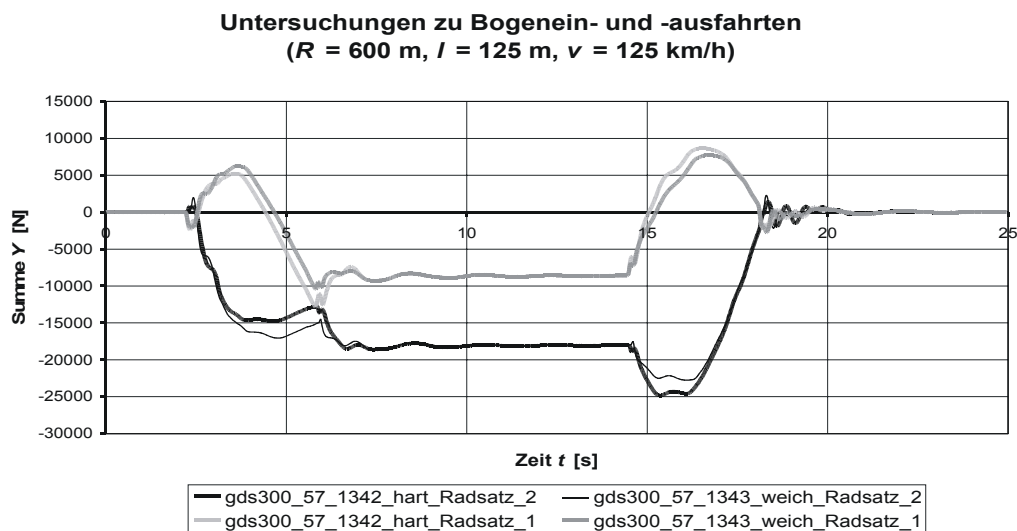


Abbildung 74: Summe Y erster und zweiter Radsatz bei Bogenein- und -ausfahrt für $R = 600 \text{ m}$

Die Verläufe in Abbildung 74 bestätigt dieses Verhalten. Am ersten Radsatz ergibt sich ein quasistatischer Bogenlaufwert von 9 kN und am zweiten Radsatz wird mit 18 kN der doppelte Wert sichtbar. Dadurch ist auch der Kraftanstieg zu Beginn des Bogenauslaufs mit 25 kN die deutlich höchste Kraftspitze. Für diesen Fall ist das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer, wie der Vergleich der Verläufe der harten und weichen Kennlinie zeigt, aufgrund der geringen Krümmungsänderung nicht besonders groß. Deutlich wird dieses bei Betrachtung der Arbeitsgeschwindigkeit der Schlingerdämpfer. Die liegt für diese Trassierungsbeispiele im Mittel nur bei 0,008 m/s. Für die weiche Kennlinie ergeben sich Dämpferkräfte von 0,3 kN und für die harte von nur ca. 2 kN. Demnach ergibt sich ein Schlingerdämpferpotential am zweiten Radsatz von 2,5 kN.

In diesem Kapitel wurde das Trassierungselement Bogenausfahrt betrachtet. Für enge Bögen sind die Rad/Schiene-Kräfte im Bogeneinlauf deutlich größer, so dass dort das größere Nutzpotalential zu suchen ist. In weiteren Bögen sind die Rad/Schiene-Kräfte im Bogenauslauf am zweiten Radsatz deutlich die Höchsten. Aufgrund der notwendigen Übergangsbögen von über 100 m sind aber die Verdrehgeschwindigkeiten der Fahrwerke so gering, dass das Kraftniveau der Schlingerdämpfer für beide Kennlinien sehr niedrig ausfällt und folglich das Nutzpotalential schaltbarer Schlingerdämpfer dieses Trassierungselements vernachlässigbar ist.

13.2.4. Vergleich von Übergangsbogenformen

In diesem Abschnitt sollen Simulationen mit verschiedenen Übergangsbogenformen durchgeführt werden. Mit dem MKS-Programm SIMPACK ist zusätzlich zur linearen Krümmungslinie ein S-förmiger Übergangsbogen nach Schramm trassierbar. Es soll untersucht werden, in wieweit die Trassierungsform des Übergangsbogens Einfluss auf das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer hat, weil sich bei der linearen Übergangsbogenform eine konstante Krümmungsänderung ergibt, wohingegen bei der S-Form eine doppelt lineare Krümmungsänderungen auftritt.

Simuliert wurde ein 300 m-Bogen mit einem Übergangsbogen einer Länge von 79 m und einer Überhöhung von 50 mm. In einem weiteren Untersuchungsschritt wurde der Übergangsbogen auf 40 m Länge reduziert. Bei einem $a_q = 1,2 \text{ m/s}^2$ (wie in Frankreich üblich) errechnet sich eine simulierte Fahrgeschwindigkeit von 79 km/h. Diese beiden Übergangsbögen wurden jeweils für einen linearen und einen geschwungenen Krümmungsverlauf untersucht. Es ergeben sich Bogeneinlaufverläufe, wie sie beispielsweise in Abbildung 48 zu sehen sind. Die Maximalwerte der Kraftüberhöhung im Bogeneinlauf für die Summe Y am ersten Radsatz sind in der Tabelle 17 dargestellt. Zunächst wird bestätigt, dass sich die Kraftüberhöhung im Übergangsbogen bei kürzer werdenden Übergangsbögen vergrößert. Für den Übergangsbogen nach Regelwert (Rw) von 79 m unterscheiden sich die Ergebnisse für den linearen und den geschwungenen Bogenverlauf nur um ca. 2 %. Für den kürzeren Übergangsbogen fällt das Ergebnis deutlicher aus und weist damit nach, dass die Form des Übergangsbogens einen Einfluss auf die Maximalkräfte zwischen Rad und Schiene hat. 40,6 kN ergeben sich für die geschwungene und 37,1 kN für die lineare Übergangsbogenform, was einem Unterschied von 9,5 % entspricht.

Übergangsbogenlänge	Lineare Form		S-Form	
	Summe Y hart	Potential	Summe Y hart	Potential
79 m	32000 N	4700 N	31300 N	4000 N
40 m	37100 N	9000 N	40600 N	12600 N

Tabelle 17: Maximalwerte Summe Y und Potential für verschiedene Übergangsbogenformen

Dieselbe Simulation erfolgte auch für die weiche Kennlinie. Daraus lässt sich der Nutzen für einen schaltbaren Schlingerdämpfer berechnen. Aufgrund der geringen Unterschiede und des insgesamt tieferen Kräftelevels ist das Potential für einen Übergangsbogen, der nach dem Regelwert gestaltet wurde, mit 4 kN bzw. 4,7 kN relativ gering. Für einen verkürzten Übergangsbogen ist das Potential mit 12,6 kN bzw. 9,1 kN erwartungsgemäß deutlich höher, wie Tabelle 17 zu entnehmen ist. Es ist überraschend, dass sich zwischen den Übergangsbogentypen deutliche Unterschiede von mehr als 38 % ergeben. Die Form des Übergangsbogens hat demnach bei verkürzten Bauausführungen und höheren Kurvengeschwindigkeiten einen deutlichen Einfluss auf das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer. Bei dem in Deutschland üblichen $a_q = 0,85 \text{ m/s}^2$ ist das Potential nur ungefähr halb so hoch. Analog zu den diskutierten Ergebnissen sind in Anlage 54 und Anlage 55 die Werte für die Querkraft Y am ersten Radsatz bogenaußen dargestellt.

Der Grund für diese Ergebnisse liegt in der geometrischen Gestaltung des Übergangsbogens. Die Abbildung 75, in der über der Simulationszeit die Arbeitsgeschwindigkeit des Schlingerdämpfers dargestellt ist, verdeutlicht diesen Zusammenhang. Durch die lineare Krümmungslinie ergibt sich ein sprunghafter Anstieg der Arbeitsgeschwindigkeit, der im gesamten Übergangsbogen relativ konstant bleibt und für diesen Fall um einen Wert von 0,0275 m/s variiert. Für den 40 m langen Übergangsbogen erbit sich eine konstante Krümmungsänderung von $k' = 0,0018 \text{ 1/sm}$. Der parabelförmige Verlauf des geschwungenen Übergangsbogens führt im Einlauf und Auslauf des Übergangsbogens zu deutlich geringeren Arbeitgeschwindigkeiten. Schon nach kurzer Zeit bewegt sich das Fahrzeug im steileren Bereich der Parabel, was die Arbeitgeschwindigkeit ansteigen lässt und im Übergang von der ersten zur zweiten Parabel (Wendepunkt des Übergangsbogens) zu einem Maximum der Arbeitgeschwindigkeit des Schlingerdämpfers führt. Dieser Höchstwert liegt für den untersuchten Fall bei ca. 0,04 m/s. Die Funktion der Krümmungsänderung hat einen linearen Verlauf bis zum Wendepunkt mit einer maximalen Krümmungsänderung $k' = 0,0036 \text{ 1/sm}$. Diese höhere Dämpfergeschwindigkeit hat ein Ansteigen der maximalen Dämpferkraft für die harte Kennlinie von ca. 8 kN auf 10 kN pro Dämpfer zur Folge. Diese deutlich gestiegenen

Dämpferkräfte stützen sich an der Schiene ab und verursachen die größeren Maximalwerte für die Rad/Schiene-Kräfte.

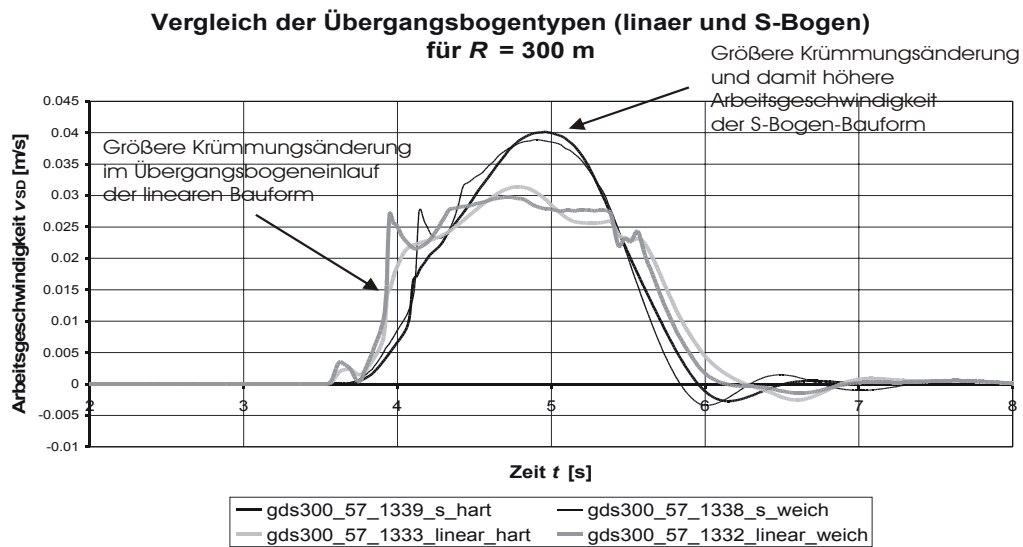


Abbildung 75: Vergleich der Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten für verschiedene Übergangsbogenformen

Die Untersuchungen in diesem Abschnitt zeigen, dass die Form des Übergangsbogens bei der Beurteilung der Rad/Schiene-Kräfte berücksichtigt werden muss. Geschwungene Übergangsbögen nach *Schramm* und *Bloss* sind normalerweise relativ selten. Gleichzeitig wird das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer erst bei höheren als in Deutschland üblichen Kurvengeschwindigkeiten deutlich, demzufolge ist der Einfluss auf deutschen Strecken von untergeordneter Bedeutung. Bei Strecken im Ausland mit einem hohen Anteil von S-Bogenbauformen sollte der beschriebene Effekt aber nicht unberücksichtigt bleiben.

13.2.5. Verschleißuntersuchungen für Übergangsbögen

Als Untersuchungsbeispiel für die Verschleißuntersuchungen (siehe Kapitel 8.3) soll der schon bekannte 300 m-Bogen mit einer Überhöhung von 100 mm betrachtet werden. Die Fahrgeschwindigkeit entspricht einem $a_q = 0,95\text{ m/s}^2$, was 79 km/h bedeutet. Es wird einmal die Übergangsbogenlänge verwendet, die dem Regelwert (R_w) entspricht und einmal grob die Hälfte, womit ungefähr der Ausnahmewert (A_w) erreicht wird, so dass jeweils eine konstante Krümmungsänderung vorliegt. In Abbildung 76 ist die spezifische Reibleistung bezogen auf die Radaufstandsfläche dargestellt. Deutlich sind die Bereiche Gerade, Übergangsbogen und quasistatische Bogenfahrt zu unterscheiden. Das Ende des kürzeren Übergangsbogens ist entsprechend früher erreicht. Aufgetragen ist für beide Übergangsbogenlängen das Simulationsergebnis für die weiche und die harte Kennlinie. Alle vier Linien streben auf denselben quasistatischen Wert von 158 W/mm^2 zu. Es wird sofort deutlich, dass solch eine Bogenfahrt zur Verschleißhochlage führt. Aufgrund der Wirkung der Schlingerdämpfer ergibt sich im Übergang vom Übergangsbogen zum Bogenanfang eine deutliche Erhöhung. Für die harte Dämpferkennlinie sind die Werte im Übergangsbogen höher und der Verlauf ist steiler als für die weiche Kennlinie.

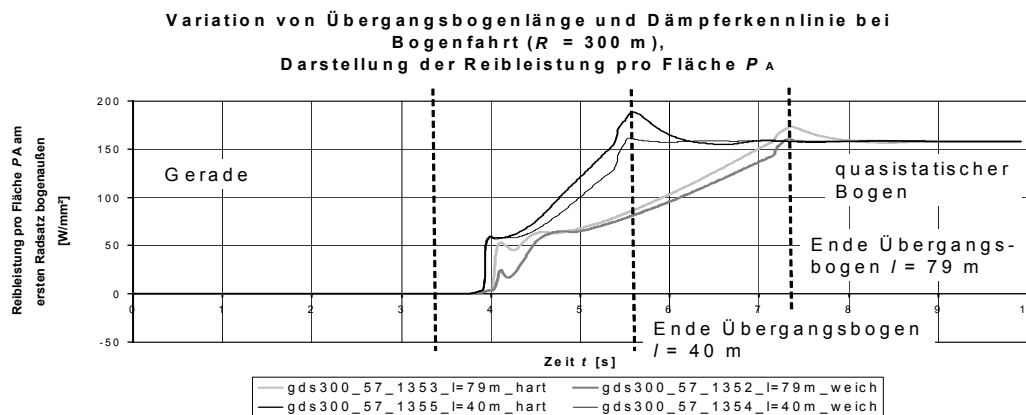


Abbildung 76: Reibleistung pro Fläche im 300 m-Bogen

Die spezifische Reibarbeit als Kennwert für den Verschleiß ist in Abbildung 77 für die geschilderte Trassierungssituation dargestellt. Im quasistatischen Bogenlauf ergibt sich ein Wert von 426 W/m. Setzt man die jeweiligen Spitzenwerte für die harte und die weiche Kennlinie ins Verhältnis ergibt sich das Nutzpotalential für die schaltbaren Schlingerdämpfer bzgl. des Verschleißes. Ist der Übergangsbogen mit 79 m nach dem Regelwert gestaltet, ergibt sich ein Verschleißvorteil von 10 %. Dieser Wert ist bei näherer Betrachtung im Übergangsbogen auch annähernd konstant. Sind Übergangsbögen kürzer, steigt der Verschleißvorteil deutlich an. Für das hier gewählte Beispiel ergibt sich ein Wert von 20 %.

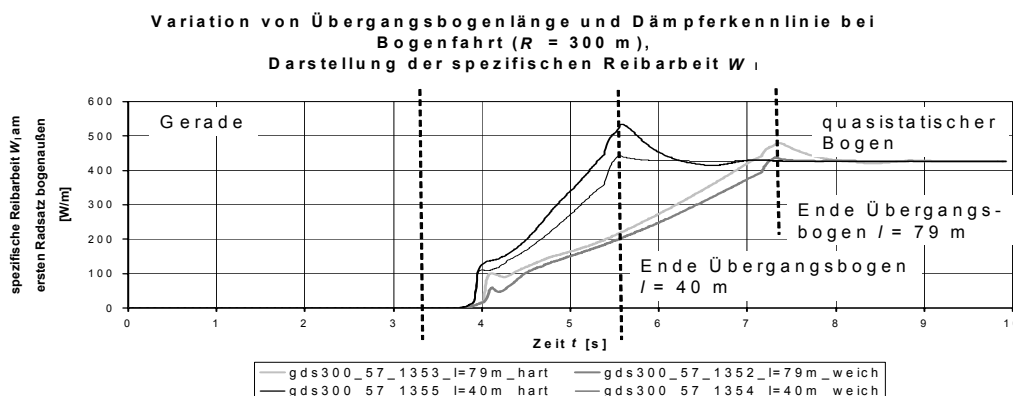


Abbildung 77: spezifische Reibarbeit im 300 m-Bogen

In den Anlage 56 und Anlage 57 sind die Ergebnisse der gleichen Untersuchungen für einen 200 m-Bogen dargestellt. Erwartungsgemäß sind die Verschleißwerte höher. Der Nutzen schaltbarer Schlingerdämpfer steigt proportional an.

Es muss noch einmal unterstrichen werden, dass dieser Verschleißvorteil dem Rad wie der Schiene zugute kommt. Bedeutender ist dieser Vorteil aber für die Schiene, weil der ausgewählte Trassierungsbereich im Übergangsbogen permanent einem höheren Verschleiß unterliegt. Wohingegen das Rad sich über seine Lebensdauer nur zu einem vergleichsweise geringen Anteil im Übergangsbogen befindet. Die Auswertungen der Verschleißkennwerte bestätigen die in Kapitel 11 erzielten Ergebnisse. Aufgrund der Höhe der bezogenen Reibleistung befindet man sich bei diesen Bogenfahrten in Verschleißhochlage. Vor diesem

Hintergrund sind Verschleißersparungen von mindestens 10 % von besonderer Bedeutung für die entsprechenden Trassierungsabschnitte.

13.3. Trassierungen mit Krümmungssprung

In diesem Abschnitt werden Trassierungen ohne Übergangsbogen und damit ohne kontinuierlichen Krümmungsverlauf untersucht. Die Krümmungsänderung ist demzufolge theoretisch unendlich groß.

13.3.1. Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen

Es liegt nahe, nun Bogeneinfahrten zu betrachten, die gänzlich ohne Übergangsbögen auskommen und dort Krümmungssprünge auftreten. Bei Neubaustrecken sollen weitestgehende Übergangsbögen verbaut werden [96], auf alten Strecken und auch bei anderen Bahnverwaltungen sind Bögen ohne Übergangsbögen häufig anzutreffen. In Abbildung 78 ist die österreichische Strecke von Bruck/Mur nach Villach hinsichtlich ihrer Trassierungsparameter dargestellt [58]. Zu sehen ist die Radienverteilung und der prozentuale Anteil von Kreisbogen- und Übergangsbogenstrecken. Es wird deutlich, dass für dieses Beispiel Bögen existieren, die nur sehr kurze bzw. gar keine Übergangsstrecken besitzen.

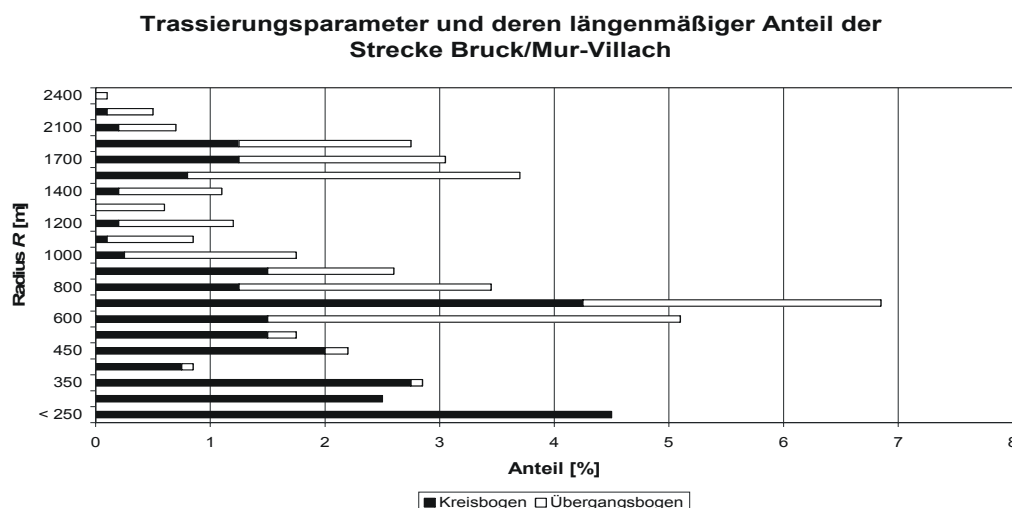


Abbildung 78: Trassierungsbeispiel [58]

Untersucht werden Bögen zwischen 150 m- bis 500 m-Radius. Numerisch und simulationstechnisch ist es nicht möglich, einen Bogeneinlauf ohne Übergangsbogen zu simulieren, weil der Krümmungssprung nicht ableitbar ist. Aus diesem Grunde wird ein Übergangsbogen mit einer Länge von 3 m verwendet, dieses entspricht auch der Realität, in der sich durch den Eisenbahnbetrieb immer ein kurzer Übergangsbogen ausprägt. Die Fahrgeschwindigkeit wurde nach den in Deutschland geltenden Vorschriften berechnet, nach denen ein Krümmungssprung zwischen zwei Trassierungselementen von mehr als 106 mm, was einem Ruck von $0,6 \text{ m/s}^3$ entspricht, nicht zulässig ist [95]. In Anlage 58 sind die Simulationsdaten aufgelistet. Es muss vergleichend mit den vorigen Untersuchungen berücksichtigt werden, dass die Fahrgeschwindigkeit deutlich reduziert werden muss. Die berechneten Fahrgeschwindigkeiten entsprechen einem $a_q = 0,69 \text{ m/s}^2$.

Bei einem Bogenradius von 150 m ergibt sich für die Summe Y ein Maximalwert von 50,1 kN, wie in Abbildung 79 dargestellt. Für die zweite weiche Kennlinie eines schaltbaren Schlingerdämpfers ergibt sich ein Maximalwert von 34,3 kN, was einem Potential für diese Technologie von 15,8 kN entspricht. Die Abbildung zeigt, dass das Kraftniveau mit größer werdendem Radius stetig sinkt. Da beide Kennlinien annähernd parallel verlaufen, bleibt das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer bei Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen bei konstant

15 kN. Berücksichtigt man die Kraftschwankungen durch Gleislagefehler, dann würde der Grenzwert von 56 kN für die Simulation des 150 m-Bogens überschritten. Im 300 m-Bogen ergibt sich für die harte Schlingerdämpferkennlinie ein Maximalwert von 40,5 kN, für die weiche Kennlinie ein Wert von 24,2 kN. Nicht explizit aufgetragen ist der quasistatische Bogenlaufwert von 20,5 kN für den 300 m-Bogen. Die harte Kennlinie führt für dieses Trassierungselement zu einer Verdopplung des quasistatischen Wertes für den Übergangsbogenbereich. Durch die weiche Kennlinie ergibt sich nur eine Erhöhung von ca. 18 %. In Anlage 59 und Anlage 60 sind die vergleichbaren Verläufe für die Y-Querkraft und das Entgleisungskriterium dargestellt.

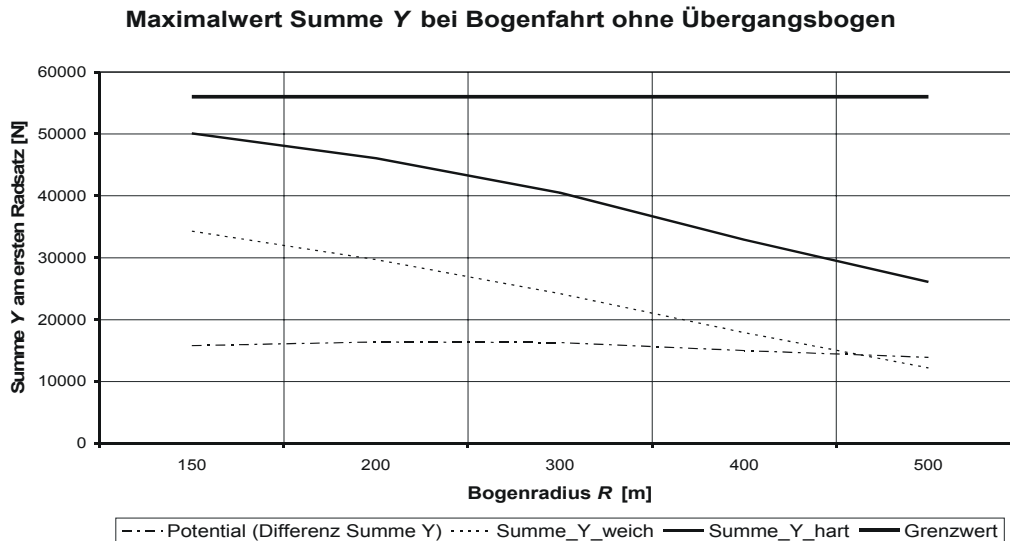


Abbildung 79: Maximalwerte Summe Y bei Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen

Der Grund für dieses Verhalten lässt sich durch Tabelle 18 und Anlage 61 erläutern. Dargestellt sind die maximalen Arbeitsgeschwindigkeiten des Schlingerdämpfers. Es ergeben sich Dämpfergeschwindigkeiten resultierend aus Fahrgeschwindigkeit und Trassierungsgeometrie, die von über 0,08 m/s auf ca. 0,05 m/s für den 500 m-Bogen abfallen und entsprechende Dämpferkräfte zur Folge haben. Aufgrund des Krümmungssprungs auf 106 mm ist keine Krümmungsänderung berechenbar.

Bogenradius	Mittlere Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD}
150 m	0,082 m/s
200 m	0,07 m/s
300 m	0,055 m/s
400 m	0,052 m/s
500 m	0,05 m/s

Tabelle 18: mittlere Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD} bei Bogenfahrt ohne Übergangsbogen

Die maximale Fahrgeschwindigkeit für die besprochene Trassierungssituation resultiert aus der Ruckbegrenzung, die letztlich ein Komfortkriterium darstellt. In Österreich und in der Schweiz wird diese Grenze in gleicher Weise verwendet [108, 109]. Leider konnten zu diesem Punkt keine anders lautenden Trassierungsvorschriften gefunden werden.

In diesem Kapitel konnte gezeigt werden, dass durch den plötzlichen Richtungswechsel bei Bogenfahrt ohne Übergangsbogen sehr hohe Querkräfte entstehen. Ein schaltbarer Schlingerdämpfer mit einer zusätzlichen weichen Kennlinie kann die Maximalkraft der Summe Y für diese Kennlinienverläufe um ca. 15 kN reduzieren.

13.3.2. Gleisverziehungen

Der Einfluss von Gleisverziehungen auf das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer wird in diesem Abschnitt näher untersucht.

13.3.2.1. Vergleich der Trassierungsvorschriften

Wie aus den Formeln im Kapitel 9.5 zu entnehmen ist, bedeutet eine Verkürzung der Gleisverziehungslänge auch eine Vergrößerung der Krümmung bzw. eine Verkleinerung des Radius. Vor dem Hintergrund der Potentialerfassung schaltbarer Schlingerdämpfer sind folglich verkürzte Gleisverziehungen als kritischer einzustufen. Aus diesem Grunde sind Gleisverziehungen nach der älteren Trassierungsvorschrift sicher von größerem Interesse. In der Abbildung 80 ist der Simulationsverlauf der Summe Y bei der Durchfahrt durch eine Gleisverziehung nach alter und neuer Bauvorschrift dargestellt. Eingezeichnet sind Bogenanfang und –ende dieses S-Bogens mit Zwischengerade. Es wird deutlich, dass die neue Bauvorschrift ein längeres Trassierungselement erfordert. Die Zwischengerade ist konstant 16 m lang. Die Gesamtlänge beträgt für die ältere Bauvorschrift 25 m, für die neueste hingegen 43 m. Daraus resultiert für den ersten Fall ein 188 m-Bogen und für den zweiten Fall ein 800 m-Bogen. Daraus erklärt sich die deutlich geringere Kraft Summe Y , die von ca. 35 kN auf 10 kN gefallen ist.

Summe Y für $v = 44 \text{ km/h}$ bei Variation zwischen alter und neuer Bauvorschrift ($e = 0,5 \text{ m}$)

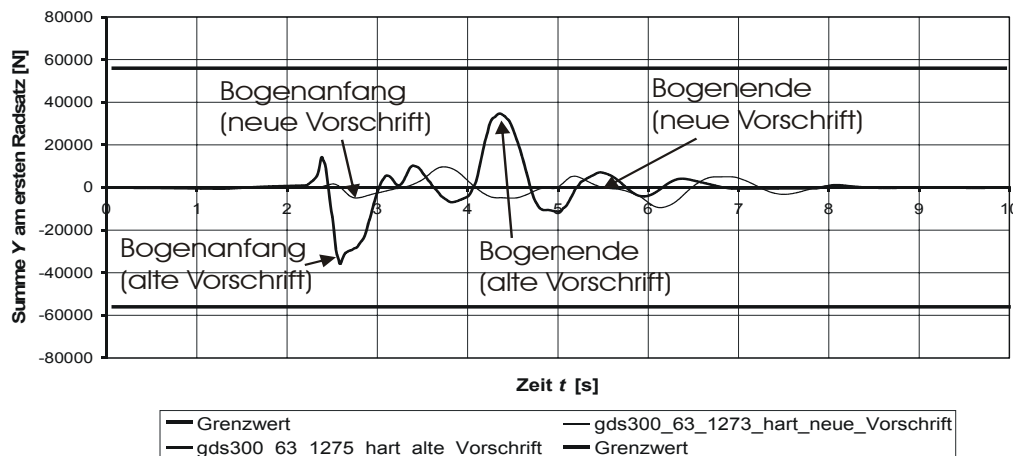


Abbildung 80: Vergleich Summe Y der alten und neuen Bauvorschrift

Aus den gezeigten Trassierungsvorschriften geht des Weiteren hervor, dass für höhere Fahrgeschwindigkeiten größere Bogenradien gefordert werden. In der Tabelle 19 sind die maximalen Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten v_{SD} für jeweils die alte und die neue Bauvorschrift und die hohe und die niedrige Auslegungsgeschwindigkeit dargestellt. In Anlage 63 ist der entsprechende Verlauf für die Querkraft Y dargestellt.

Auslegungsgeschwindigkeit v_e	Maximale Dämpferarbeitsgeschwindigkeit v_{SD}	Bauvorschrift
100 km/h	0,057 m/s	alt
	0,013 m/s	neu
40 km/h	0,104 m/s	alt
	0,023 m/s	neu

Tabelle 19: Maximale Dämpferarbeitsgeschwindigkeit

13.3.2.2. Variation der Dämpferkennlinie

Die beschriebenen Untersuchungen zeigen, dass Gleisverziehungen nach der alten Bauvorschrift höhere Rad/Schiene-Kräfte zur Folge haben. Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass Gleisverziehungen, die für niedrige Fahrgeschwindigkeiten trassiert werden, ebenfalls deutlich erhöhte Kräfte nach sich ziehen. Das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer kann folglich an Gleisverziehungen alter Bauform und geringer Trassierungsgeschwindigkeit besonders deutlich gemacht werden. In Anlage 62 sind die Simulationsdaten aufgelistet. Es wurden Gleisverziehungen für die folgenden Beispiele ausgewählt, bei denen die alte Trassierungsvorschrift, eine Fahrgeschwindigkeit v von 40 km/h und eine Verziehungsbreite Δe von 0,5 m bzw. 2 m verwendet wurden.

In der Abbildung 81 ist der Simulationsverlauf der Summe Y für den ersten Radsatz des Reisezugwagens dargestellt. Deutlich sichtbar sind Bogen und Gegenbogen sowie die Zwischengerade mit einer Länge von 16 m. Nach ca. 2,3 s trifft der erste Radsatz auf den ersten Bogen, das Fahrwerk dreht sich in der Folge unter dem Wagenkasten aus, was sich durch eine deutliche Krafterhöhung zeigt. 1,2 s später läuft der Radsatz in die Zwischengerade ein und erreicht nach ca. 4,7 s den Gegenbogen mit entsprechend deutlichem Kraftanstieg. Nach 6 s befindet sich der erste Radsatz wieder im geraden Gleisabschnitt, in dem sich nach einigen Überschwingungen ein niedriges Kraftniveau einstellt. Dargestellt sind die Kraftverläufe bei harter Serienkennlinie und bei weicher Kennlinie, um das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer aufzuzeigen. Die Arbeitgeschwindigkeit des Dämpfers hat bei dieser Bogentrassierung ein Maximum von 0,079 m/s. Dieses ist deutlich jenseits der Kraftbegrenzung der harten Kennlinie, so dass der Schlingerdämpfer konstant 10 kN erreicht. Bei dieser vergleichsweise großen Arbeitgeschwindigkeit arbeitet der Schlingerdämpfer in Stellung „weich“ mit maximal 6,4 kN. Mit der weichen Kennlinie ergibt sich daraus ein Kraftmaximum für Summe Y von 33 kN im Bogen. Aus der harten Kennlinie resultieren Kräfte mit einem Maximalwert von 47 kN. Mit einer weichen zweiten Kennlinie ließe sich demzufolge das Niveau der Summe Y um 30 % reduzieren.

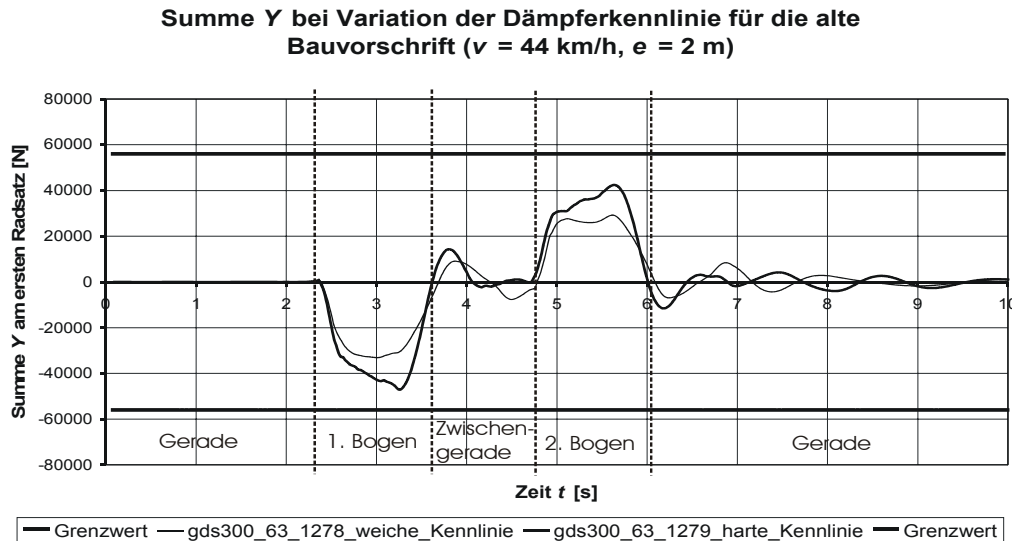


Abbildung 81: Summe Y für weiche und harte Kennlinie

Die dargestellten Beispiele zeigen, dass Gleisverziehnungen überaus kritische Trassierungselemente darstellen. Es ergeben sich Kraftreduzierungen von 30 % für Summe Y, 17 % für die Querkraft (siehe Anlage 64) und 23 % für das Entgleisungskriterium (Anlage 65). In zwei der drei Fälle konnte durch den Einsatz einer zweiten weichen Kennlinie das Unterschreiten der entsprechenden Grenzwerte nachgewiesen werden, siehe Anlage 64 und Anlage 65. Die neueste Trassierungsvorschrift schreibt Baulängen vor, aus der sich keine klaren Vorteile für einen schaltbaren Schlingerdämpfer ergeben. Ältere Bauvorschriften ergaben Trassierungen, bei denen der Nutzen schaltbarer Schlingerdämpfer sehr deutlich wird.

13.3.3. Weichenfahrt auf Zweiggleis

Auch die Weichenfahrt auf dem abknickenden Strang (Zweiggleis) stellt eine Bogenfahrt dar, bei der kein Übergangsbogen vorhanden ist. Demzufolge tritt ein Krümmungssprung auf, der zu sehr hohen Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten v_{SD} führt. In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse systematischer Simulationsrechnungen vorgestellt, nachdem im Kapitel 12.2 die Simulationsergebnisse prinzipiell durch Messergebnisse bestätigt werden konnten. Die Simulationen wurden mit der jeweils zulässigen Höchstgeschwindigkeit und Variationen von + / - 20 km/h für Einheitsweichen mit 190 m, 300 m und 500 m Radius durchgeführt. Simuliert werden die folgenden Weichenbautypen: EW-60-190-1:9, EW-60-300-1:9 und EW-60-500-1:9 (EW = Einheitsweiche; 60 = UIC60-Schienenprofil; 190 m, 300 m oder 500 m Radius, Weichenwinkel 1:9).

Der prinzipielle Kraftverlauf der Summe Y bei 50 km/h (zugelassene Höchstgeschwindigkeit auf dem abknickenden Strang) und realer harter Kennlinie ist in Abbildung 82 für die Fahrt in einer 300 m-Weiche dargestellt. Die Summe der Querkräfte am ersten Radsatz beim Einlauf in die Weiche zeigt den erwarteten Verlauf für eine Bogenfahrt ohne Übergangsbogen. Der Kraftverlauf steigt steil an und erreicht nach weniger als einer Sekunde oder gut 10 Metern Fahrweg das Maximum von ca. 42 kN. Die Arbeitsgeschwindigkeit des Dämpfers liegt bei ca. 0,055 m/s, so dass der Schlingerdämpfer seine Höchstkraft von 10 kN erreicht hat. Ungefähr nach 7 s Simulationszeit erreicht der Radsatz den Bereich der Zungenschiene, es stellt sich ein konstanter aber nicht quasistatischer Zustand (Krümmung nimmt weiter zu) von ca. 26 kN ein. Nach ca. 7,5 s trifft das rechte Rad des Radsatzes auf den Radlenker, der den Radsatz nach rechts in Querrichtung verschiebt. Es ergibt sich mit Schwankungen durch das Auftreffen auf die Herzstücklücke eine Kraft von ca. 21 kN. Nach 8,2 s gibt der Radlenker den Radsatz frei. Wenige Zehntelsekunden später geht die Weiche übergangslos in die Gerade

über, wodurch der Radsatz sich wieder zentriert und dabei das typische Überschwingen auftritt.

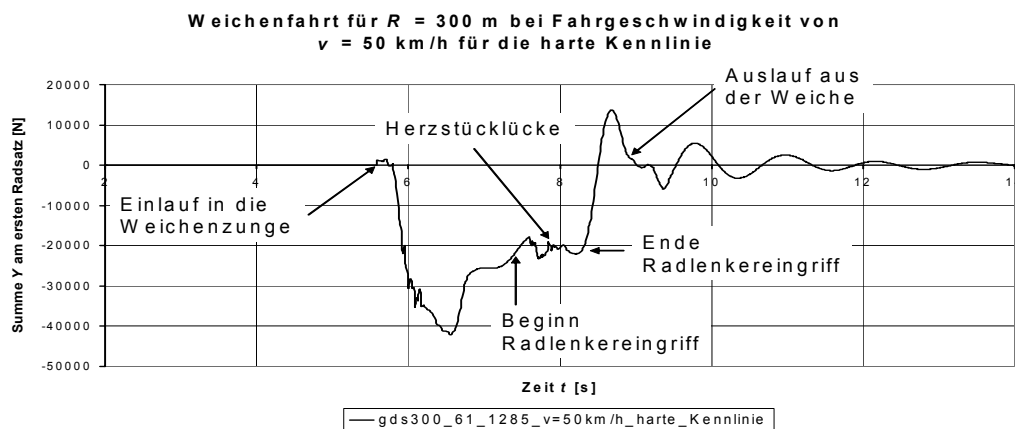


Abbildung 82: Verlauf Summe Y bei Weichenfahrt ($R = 300$ m) mit 50 km/h und harter Kennlinie

Dieser prinzipielle Verlauf tritt für die Summe Y bei allen Fahrgeschwindigkeiten auf. Je schneller gefahren wird, um so höher ist das mittlere Kraftniveau und umso ausgeprägter ist die Kraftüberhöhung im Bereich des Zungeneinlaufs. In der Abbildung 83 ist der Verlauf der Summe Y am ersten Radsatz jeweils unter Verwendung der harten Dämpferkennlinie in der 190 m-Weiche dargestellt. Die Simulationsgeschwindigkeiten wurden in 10 km/h-Schritten von 20 km/h bis 60 km/h erhöht (mittlere Dämpferarbeitsgeschwindigkeit $v_{SD} = 0,032$ m/s bis 0,12 m/s). 40 km/h stellt die zulässige Höchstgeschwindigkeit dar. Aufgrund des engeren Bogens liegt das Kraftniveau höher als in der 300 m-Weiche aus Abbildung 82. Es fällt deutlich auf, dass mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit sowohl die mittlere Kraft als auch die Kraftspitze im Bogeneinlauf ansteigt. Der Verlauf für 40 km/h erreicht ein Kraftmaximum von knapp 52 kN (Dämpferarbeitsgeschwindigkeit ca. 0,07 m/s). Berücksichtigt man die Schwankungen durch Gleislagefehler und Verschleiß würde für diese Fahrgeschwindigkeit erstmals der Grenzwert von 56 kN verletzt. Die Kurvenverläufe für die höheren Fahrgeschwindigkeiten überschreiten den Grenzwert.

Weichenfahrt für $R = 190$ m bei Variation der Fahrgeschwindigkeit (harte Kennlinie)

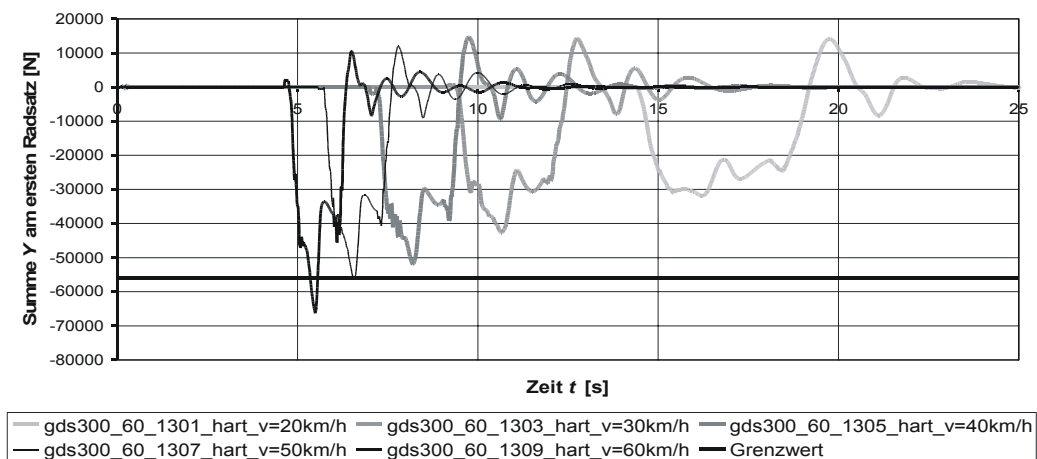


Abbildung 83: Verläufe Summe Y für 190 m-Weiche mit Variation der Fahrgeschwindigkeit (harte Kennlinie)

In der folgenden Abbildung 84 ist das Simulationsergebnis für die reale harte Kennlinie und 40 km/h Fahrgeschwindigkeit ein weiteres Mal dargestellt. Es wurde schon gesagt, dass für diesen Betriebsfall aufgrund der wahrscheinlichen Grenzwertüberschreitung eine Kraftreduzierung sehr hilfreich wäre. Die zweite Kurve beschreibt das Ergebnis der Simulationsrechnung unter Verwendung der weichen Dämpferkennlinie. Das Kraftniveau ist in der Spitze wie im Mittel stark herabgesenkt und verdeutlicht das Potential eines schaltbaren Schlingerdämpfers. Für den Spitzenwert im Einlauf der Weichenzunge ergibt sich eine Absenkung von 51,8 kN auf 37,3 kN, was einer Verringerung auf 72 % entspricht und eine ausreichende Entfernung zum Grenzwert bedeutet.

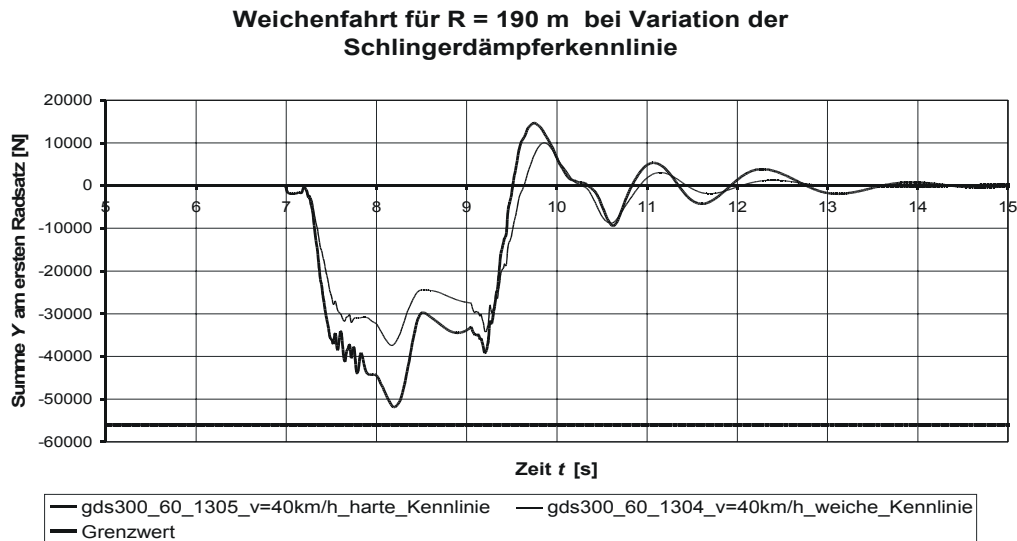


Abbildung 84: Verläufe Summe Y für 190 m-Weiche mit Variation der Schlingerdämpferkennlinien (v = 40 km/h)

In der Abbildung 85 sind die Ergebnisse aller Weichensimulationen unter Verwendung der harten Kennlinie aufgetragen und dokumentiert die reale Situation für dieses Fahrwerk. Auf der Hochachse ist der Maximalwert der Summe Y, der im Einlauf der Weiche auftritt, zu sehen. Die Simulationsergebnisse sind sowohl nach Fahrgeschwindigkeit als auch nach Weichenradius sortiert. Es ist nicht weiter verwunderlich, dass mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit und geringerem Weichenradius die Werte ansteigen. Die 500 m-Weiche darf maximal mit 60 km/h befahren werden, dabei ergibt sich ein Höchstwert von 30,6 kN. Selbst bei einer Geschwindigkeitsüberschreitung von 20 km/h ist man mit einem Wert von 42 kN noch deutlich vom Grenzwert nach *Prud'Homme* entfernt. Mit 41,4 kN bei 50 km/h ergeben sich für die 300 m-Weiche ebenfalls noch keine Probleme. Jedoch muss bei überhöhter Fahrgeschwindigkeit mit Grenzwertüberschreitungen durch die überhöhte Gleisdynamik gerechnet werden (graue Säulen). Die 190 m-Weiche ist erwartungsgemäß am meisten gefährdet, weil schon bei der zulässigen Höchstgeschwindigkeit von 40 km/h eine Grenzwertüberschreitung droht.

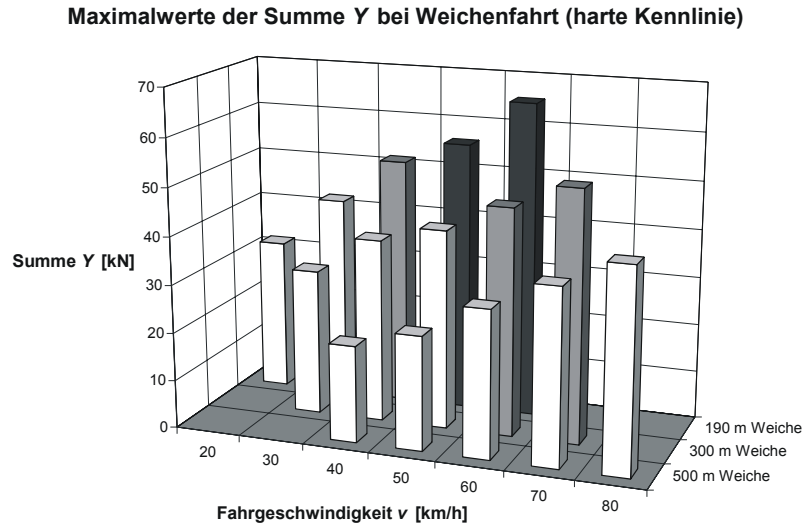


Abbildung 85: Maximalwerte der Summe Y (harte Kennlinie)

Die Verbesserung durch die weiche Kennlinie eines schaltbaren Schlingerdämpfers zeigt die Anlage 66. Das Kraftniveau ist insgesamt deutlich abgesenkt. Auch für die 300 m-Weiche sind nun bei allen Fahrgeschwindigkeiten keine Grenzwertüberschreitungen mehr zu erwarten. Wie schon erwähnt, kann auch das Kraftniveau für die 190 m-Weiche deutlich abgesenkt werden, so dass erst oberhalb der zulässigen Fahrgeschwindigkeit mit Grenzwertüberschreitungen zu rechnen ist.

Die Differenz zwischen den Ergebnissen aus Abbildung 85 und Anlage 66 ist ein Maß für das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer; sie ist in Abbildung 86 dargestellt. Es fällt auf, dass die Reduzierungspotential in der 500 m-Weiche am höchsten ist. Weiterhin ist zu erkennen, dass bei den engeren Weichen das Potential zu höheren Fahrgeschwindigkeiten hin abnimmt. Dieses Verhalten lässt sich mit der Gestalt der Dämpferkennlinien erläutern, siehe Abbildung 55. Die Kennlinien steigen linear an und knicken ab einer charakteristischen Arbeitsgeschwindigkeit horizontal ab. Die Fläche zwischen den Kennlinien stellt den Spielraum für die Verringerung des Ausdrehmomentes im Bogen dar (Veränderungen der Position des Rad/Schiene-Kontaktpunkts seien vernachlässigt). Aufgrund der hohen Verdrehgeschwindigkeiten mit resultierenden hohen Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten in engen Bögen ist die Kraftbegrenzung schon bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten erreicht und hält die Dämpferkraft konstant. Aus der ansteigenden weichen Dämpferkennlinie resultieren bei zunehmender Geschwindigkeit immer höhere Dämpferkräfte, die ihrerseits das Ausdrehmoment ansteigen lassen und die Summe Y-Kraft erhöhen. Ab einer charakteristischen Fahrgeschwindigkeit nimmt folglich der Vorteil des schaltbaren Schlingerdämpfers ab.

Potential der schaltbaren Schlingerdämpfer für die Maximalwerte der Summe Y bei Weichenfahrt

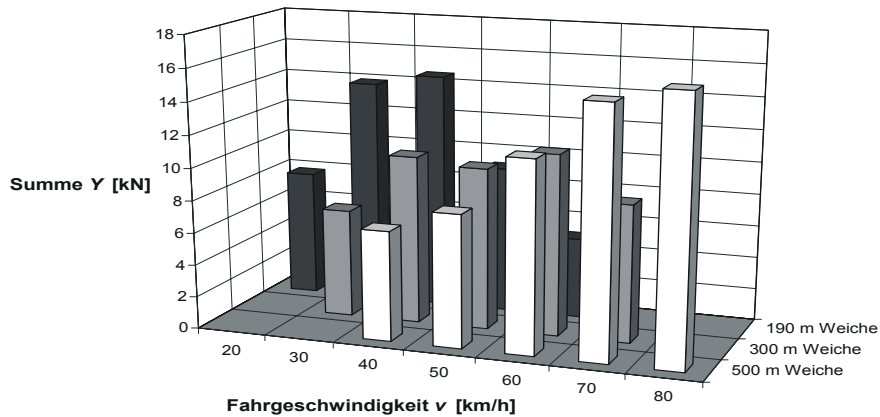


Abbildung 86: Potential der schaltbaren Schlingerdämpfer für die Maximalwerte der Summe Y

Dieser Abschnitt zeigte die Ergebnisse der Weichensimulationen bei Fahrt auf dem abknickenden Weichenstrang. In Anlage 67 bis Anlage 72 sind die gleichen Auswertungen für die Querkraft Y am Rad links und das Entgleisungskriterium Y/Q dargestellt. Der Nutzen eines schaltbaren Schlingerdämpfers wird auf zwei Weisen deutlich. Zum einen wird durch die weiche Kennlinie eine signifikante Absenkung des mittleren Kraftniveaus erzielt und zum anderen wird bei Kraftspitzen im Weicheneinlauf eine Kraftreduzierung unter die Grenzwerte möglich, was bei der Fahrzeugzulassung u. U. entscheidend sein kann.

13.3.3.1. Verschleißuntersuchungen für Weichenfahrten

Schon im vorigen Abschnitt hatte sich gezeigt, dass es Weichen aufgrund des Krümmungssprungs zu hohen Querkraftspitzen kommt. Es ist bekannt, dass sie am Systemverschleiß überproportional beteiligt sind [92]. In Abbildung 87 sind für die weiche und die harte Dämpferkennlinie die Verläufe der auf die Radaufstandsfläche bezogenen Reibleistung für eine Fahrt in einer 300 m-Weiche aufgetragen. Die Simulationsergebnisse beziehen sich auf das bogenäußere Rad am ersten Radsatz. Gut zu erkennen sind der Beginn der Weicheneinfahrt mit einer starken Spitze, ein Teilstück einer annähernd statischen Bogenfahrt, die Herzstücklücke und der Übergang in das gerade Gleis bei der Ausfahrt. Beide Verläufe befinden sich deutlich in dem Bereich, in dem heftiger Verschleiß auftritt (Verschleißhochlage). Die Werte für den harten Kennlinienverlauf liegen deutlich höher.

Variation der Dämpferkennlinie bei Weichenfahrt (R = 300 m), Darstellung der Reibleistung pro Fläche P_A

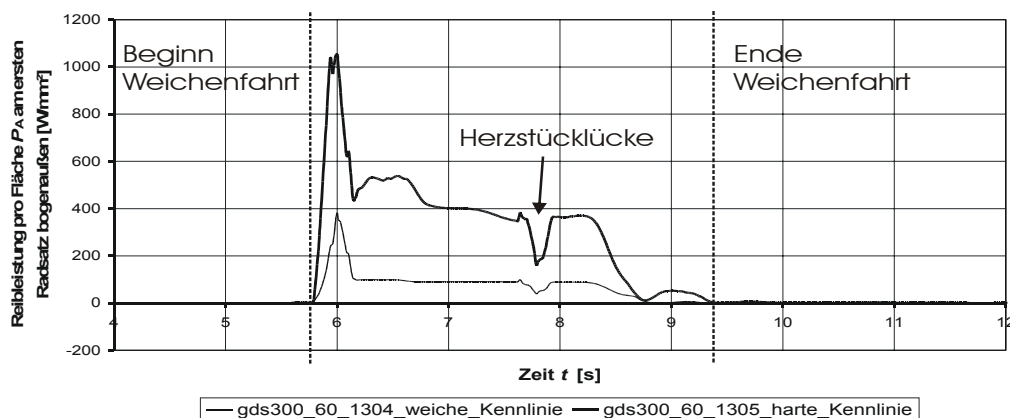


Abbildung 87: Reibleistung pro Fläche in einer 300 m-Weiche

Der Verlauf der spezifischen Reibarbeit ist in Abbildung 88 dargestellt. Der Verlauf ähnelt dem der bezogenen Reibleistung. In der Spitze ergibt sich ein Verschleißvorteil von 1054 W/m im Vergleich zu 950 W/m, was einem Nutzpotalential der weichen Kennlinie von knapp 11 % entspricht. Interessant ist, dass sich im Mittelteil der Weiche ein konstanter Verschleißvorteil von 30 % ergibt. Im letzten Drittel der Weichenfahrt sinkt der Verschleißwert stark ab, weil in diesem Bereich der Radlenker am bogeninneren Rad die gesamte Führung übernimmt. Der Vergleich mit der Abbildung 77 zeigt Gemeinsamkeiten und deutliche Unterschiede. Der Bogeneinlauf ist bei der Weichenfahrt gegenüber dem konventionellen Bogen deutlich erhöht, weil die Weiche praktisch keinen Übergangsbogen besitzt. Die Simulationsergebnisse sind ca. doppelt so hoch. Im Bereich der Zungenschiene vor dem Herzstück existiert ein annähernd quasistatischer Zustand der mit ca. 400 W/m sehr gut mit dem quasistatischen Bogenlaufwert übereinstimmt.

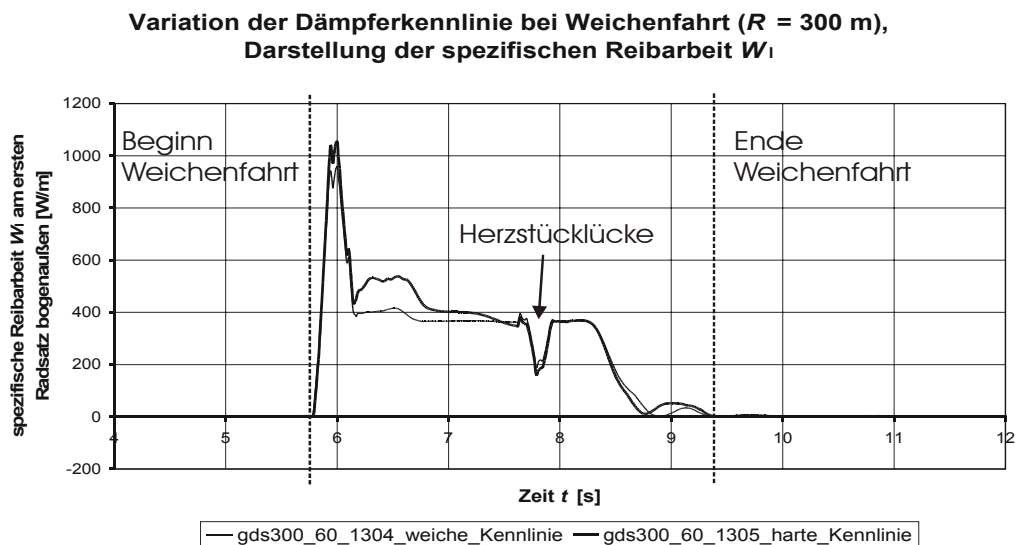


Abbildung 88: spezifische Reibarbeit in einer 300 m-Weiche

Die gleichen Simulationsrechnungen wurden für die zwei Schlingerdämpferkennlinien und die sehr häufige und kleinste 190 m-Weiche durchgeführt. In Anlage 73 ist die Reibleistung pro Radaufstandsfläche und in Anlage 74 die spezifische Reibarbeit über der Simulationszeit aufgetragen. Die Verschleißwerte für die beiden Weichentypen unterscheiden sich um mindestens 20 % teilweise bis 55 %, so dass trotz der geringeren Fahrgeschwindigkeit von 40 km/h im Gegensatz zu 50 km/h in der 300 m-Weiche der Verschleiß in den 190 m-Weichen deutlich ausgeprägter sein wird. Für die harte Kennlinie ergibt sich ein Spitzenwert im Bogeneinlauf von 1350 W/m. 1214 W/m werden für die weiche Kennlinie ausgewiesen. Daraus lässt sich ein Verschleißvorteil für einen schaltbaren Schlingerdämpfer von 11 % errechnen. Im Bogeneinlauf ist der Verschleißgewinn vergleichsweise gering, weil die Ausdrehgeschwindigkeit sehr hoch ist und auch für die weiche Kennlinie sehr hohe Schlingerdämpferkräfte auftreten, während bei der harten Kennlinie die Druckbegrenzung wirksam wird. Im mittleren Teil der Weichenfahrt ergibt sich dann ein sehr beachtlicher Verschleißvorteil für die weiche Kennlinie und damit für einen schaltbaren Schlingerdämpfer von bis zu 31 %.

Insgesamt bestätigen die Ergebnisse, dass Weichen überproportionalem Verschleiß unterliegen und damit auch die Räder in diesem Trassierungsbereich besonders verschleifen. Es zeigt sich weiterhin, dass die engeren 190 m-Weichen deutlich höhere Verschleißwerte aufweisen als die 300 m-Weichen. Drittens lassen sich durch den Einsatz schaltbarer Schlingerdämpfer mit einer zweiten weichen Kennlinie die Verschleißkennwerte deutlich

reduzieren und ein Beitrag zur Senkung des Verschleißes an den Rädern und besonders an dem anfälligen Trassierungselement Weiche liefern.

Das Kapitel 13 enthielt systematische Untersuchungen verschiedener kritischer Trassierungselemente für das GDS300-Fahrwerk mit seiner konventionellen harten Schlingerdämpferkennlinie, die den Realzustand beschreibt, und einer weichen Kennlinie, die konstruktiv bereits umgesetzt werden konnte. Die Trassierungsgestaltung hat sich als entscheidende Einflussgröße herausgestellt, wobei die Krümmungsänderung als wichtigste Einflussgröße anzusehen ist, aus der dann die Kolbengeschwindigkeit des Dämpfers resultiert. Die Krümmungsänderung ist von der Fahrgeschwindigkeit, der Länge des Trassierungselements, der Überhöhung und dem Endradius abhängig. Jede Bahngesellschaft besitzt ihre eigene Bauausführung für die jeweiligen Trassierungselemente. Des Weiteren sind diese Vorschriften über die Jahre verändert worden, so dass in der Realität eine Vielzahl von unterschiedlichsten Ausführungsformen anzutreffen ist. Eine genaue Kenntnis der Trassierungsdaten der Einsatzstrecken (aber auch der Umwegstrecken) ist deshalb sehr hilfreich. Der Vorteil eines schaltbaren Schlingerdämpfers wurde in zweierlei Hinsicht deutlich. Die weiche Kennlinie ermöglicht eine grundsätzliche signifikante Reduzierung des mittleren Kraftniveaus und der abgeleiteten Kenngrößen. Bei den mitunter kritischen Kraftspitzen im Einlauf der Trassierungselemente ist in Einzelfällen eine Kraftreduzierung unter die sicherheitsrelevanten Grenzwerte möglich.

Im nächsten Kapitel soll das System schaltbarer Schlingerdämpfer weiterentwickelt werden. Zum einen wird das Verhalten des Serien-ICE2-Fahrwerks in bestimmten kritischen Trassierungssituationen untersucht. In einem weiteren Schritt wird auf der Grundlage des Fahrzeugverhaltens in interessanten Trassierungssituationen betrachtet, inwieweit ein Optimierungspotential für die bisher verwendete weiche Schlingerdämpferkennlinie existiert.

14. Optimierung schaltbarer Schlingerdämpfer

In diesem Kapitel wird das Augenmerk auf die Kennlinienverläufe also das Kraft-Geschwindigkeitsverhältnis der hydraulischen Schlingerdämpfer gelegt. Die Untersuchungen laufen in zwei Richtungen, zum einen werden die Kennlinienverläufe zwischen Prototyp- und Serienfahrwerk verglichen und zum anderen die weiche Schlingerdämpferkennlinie auf ihr Optimierungspotential hin bewertet.

14.1. Vergleich zwischen Prototyp- und Serienfahrwerk

Im Kapitel 13 wurden systematische Untersuchungen durchgeführt; dabei zeigte sich, dass das Nutzpotalential bei sehr engen Bögen und engen Weichen stagnierte oder sogar abnahm. Grund dafür ist die sehr niedrige Dämpfereckkraft des GDS300-Fahrwerks. Fährt man beispielsweise mit steigender Fahrgeschwindigkeit durch eine 190 m-Weiche, dann arbeitet der Prototypschlingerdämpfer oberhalb von 20 km/h an der Maximalkraftbegrenzung und die Rad-Schiene-Kräfte können aus diesem Grunde nicht mehr ansteigen. Der berechnete Vorteil wird kleiner, weil die weiche Kennlinie linear ansteigt und demzufolge die Kräfte zunehmen, bis die gleiche Eckkraft erreicht ist. Der Nutzen eines schaltbaren Schlingerdämpfers wird umso höher, je größer die Differenz des Kraftniveaus zwischen der weichen und der harten Kennlinie ist.

Wie schon im Kapitel 8 ausgeführt, war das GDS300-Fahrwerk als Simulationsgrundlage eines von mehreren Prototypfahrwerken des ICE2. Für die Serienbeschaffung wurde seinerzeit das Fahrwerk SGP400 der Firma Siemens herangezogen. Aufgrund der sehr hohen Längssteifigkeit des GDS300 hat dieses Fahrwerk eine sehr hohe Grundstabilität von über 200 km/h und kommt aus diesem Grunde mit einer relativ geringen Schlingerdämpfereckkraft von 10 kN aus. Das ICE2-Serienfahrwerk hat dagegen eine deutlich weichere Längsanlenkung der Radsätze, so dass die Grundstabilität deutlich herabgesetzt ist und zur Erzielung derselben Fahrzeughöchstgeschwindigkeit (280 km/h) höhere Haltekräfte auf das Fahrwerk wirken müssen. Das Serienfahrwerk weist deshalb eine Eckkraft von über 18 kN auf. Die beiden Kennlinienverläufe sind in Abbildung 89 dargestellt.

Der Serienschlingerdämpfer besitzt im ausschlaggebenden Geschwindigkeitsbereich ein höheres Arbeitsniveau als der Schlingerdämpfer des Prototypfahrwerks. Folglich wäre der Nutzen des schaltbaren Schlingerdämpfers für die Serienfahrzeuge deutlich höher. Im Folgenden werden deshalb Serien- und Prototypfahrwerk miteinander verglichen.

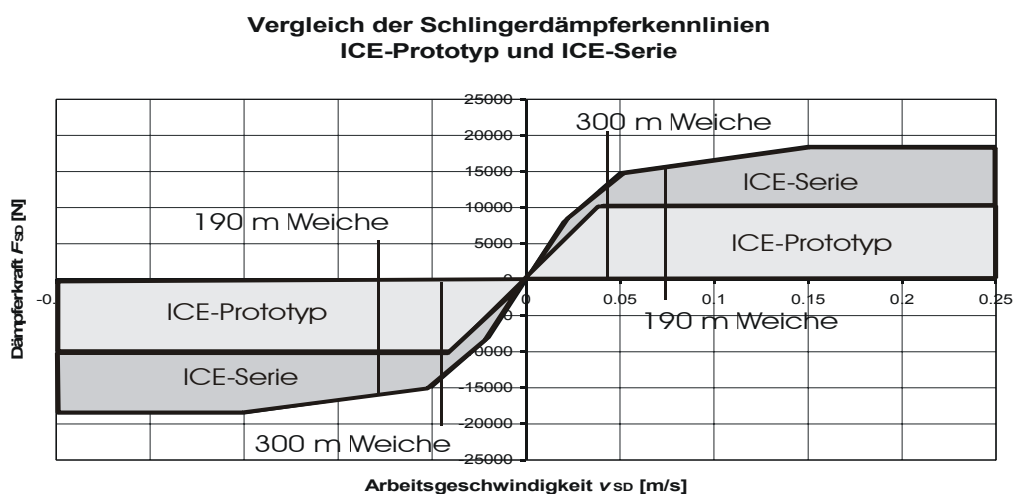


Abbildung 89: Vergleich der Schlingerdämpferkennlinien ICE2-Prototyp und ICE2-Serie

Im Kapitel 12 wurde das Simulationsmodell zum Abgleich der Messdaten mit dem Serienschlingerdämpfer bestückt, um Messung und Simulation abzugleichen, was auch gelang. Aus dem Grunde ist es für vergleichende Untersuchungen zulässig, für das Fahrzeugmodell noch einmal die ICE2-Serienschlingerdämpferkennlinie zu verwenden, um die Belastungssituation durch die Serienfahrzeuge im Vergleich zum Prototypen (GDS300) zu ermitteln und das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer für die Serienfahrzeuge aufzuzeigen.

Zuerst werden vergleichende Untersuchungen an den schon bekannten 300 m-Bögen durchgeführt. Die Abbildung 90 zeigt den Querkraftverlauf Y für das Prototyp- und Serienfahrwerk bei Einfahrt in einen 300 m-Bogen ohne Übergangsbogen. Aufgrund der Trassierungsgeometrie ergibt sich eine maximale Dämpferarbeitsgeschwindigkeit von 0,05 m/s, was 10 kN bzw. 15 kN Dämpferkraft und damit ein deutlich erhöhtes Ausdrehmoment bedeutet. Das gesteigerte Kraftniveau des Serienfahrwerks wird mit 60,2 kN im Vergleich zu 54 kN sehr deutlich, wobei in diesem Fall sogar der Grenzwert durch das Serienfahrwerk überschritten wird. Der Einsatz eines schaltbaren Schlingerdämpfers führt beim Prototypfahrwerk zu einer Reduzierung der Maximalkraft um ca. 12 kN, für das Serienfahrwerk würde sich neben der Grenzwertunterschreitung eine Kraftreduzierung um 18 kN ergeben. Das Nutzpotalential steigt demnach um gut 50 % an.

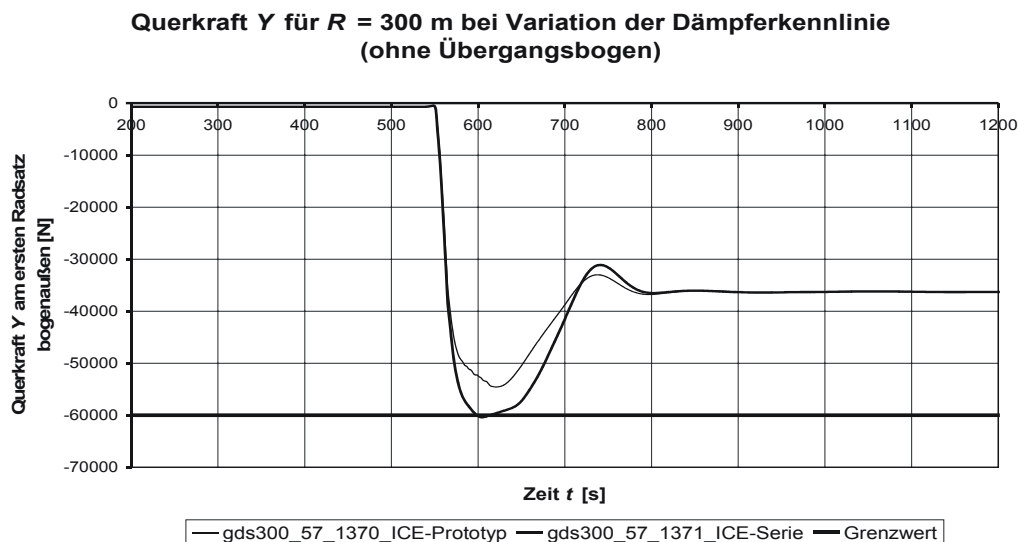


Abbildung 90: Querkraftverlauf Y bei Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen

Das erhöhte Ausdrehmoment des Serienschlingerdämpfers sollte sich auch in den Verschleißkennwerten niederschlagen. Abbildung 91 zeigt die maximale spezifische Reibarbeit für jeweils das Prototyp- und das Serienfahrwerk bei drei verschiedenen Übergangsbogenlängen des bekannten 300 m-Bogens. Mit kürzeren Übergangsbogenlängen steigen erwartungsgemäß die Verschleißkennwerte an. Der Wert des Serienfahrwerks erhöht sich gegenüber dem Prototypfahrwerk bei der Übergangsbogenlänge von 79 m nur um 6,7 %. In einem 40 m langen Übergangsbogen ergibt sich eine Erhöhung um 12,6 %. Bei einer Fahrt ohne Übergangsbogen steigt der Verschleißwert des Serienfahrwerks auf 17,7 % gegenüber dem ICE-Prototypfahrwerk an. In gleichem Maße steigt folglich auch der Vorteil des schaltbaren Schlingerdämpfers.

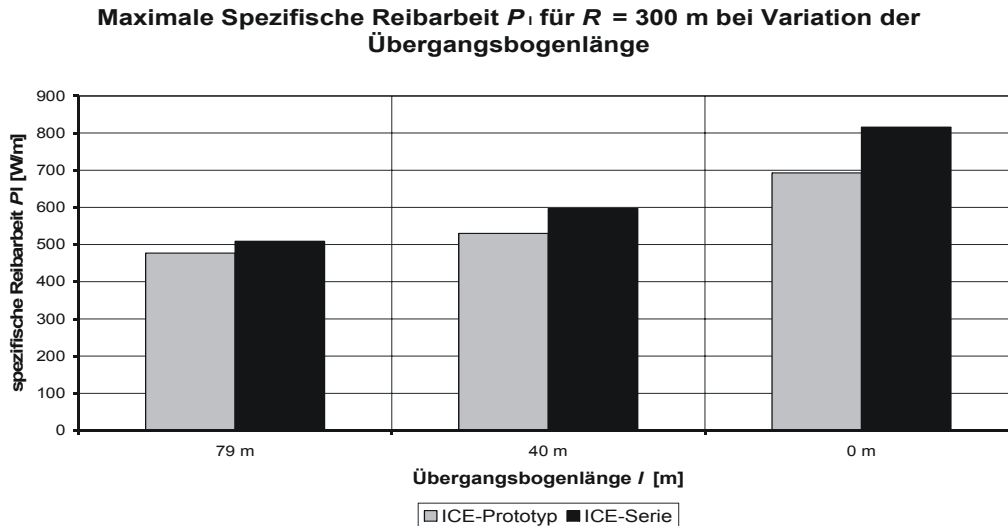


Abbildung 91: spezifische Reibarbeit bei Variation der Übergangsbogenlänge

Als kritisches Trassierungselement haben sich auch die Gleisverziehnungen herausgestellt. Es handelt sich dabei um eine schon bekannte Trassierungsausführung alter Bauvorschrift, bei zwei Meter Querversatz und einer Fahrgeschwindigkeit von 44 km/h. Abbildung 92 zeigt die Simulationsergebnisse für die Summe Y am ersten Radsatz. Gut zu sehen ist der Unterschied im Kraftniveau durch die andere Kennliniengestalt. Das Serienfahrwerk verletzt den sicherheitsrelevanten Grenzwert (ohne Zuschlag durch Gleislagestörungen) und liegt in den Bogenbereichen ca. 10 kN oberhalb des Prototypfahrwerks. Für die Arbeitsgeschwindigkeit des Dämpfers ergeben sich Werte bis 0,08 m/s.

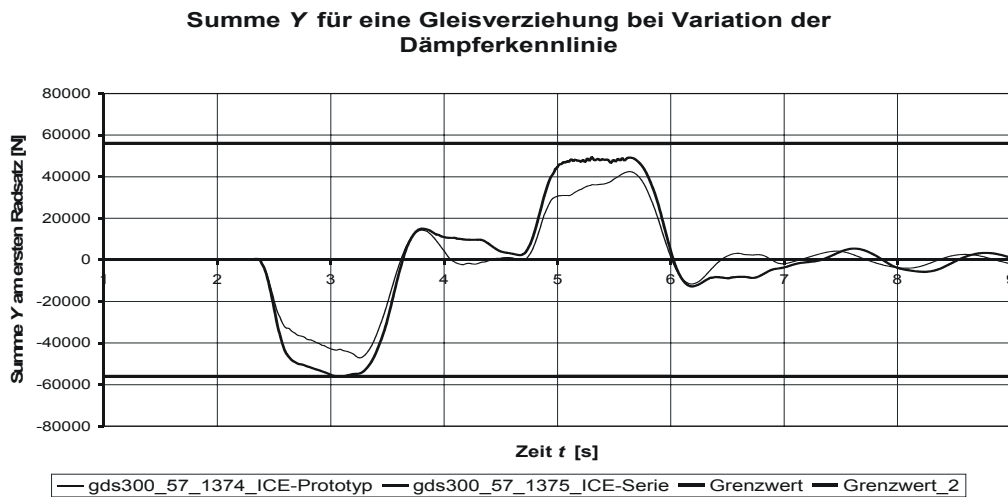


Abbildung 92: Verlauf Summe Y für eine Gleisverziehung

Das letzte zu betrachtende Trassierungsbeispiel sind enge Weichen. Als Beispiel dient eine 190 m-Weiche. In Anlage 77 bis Anlage 81 sind dieselben Auswertungen für die 300 m-Weiche beigefügt. Abbildung 93 zeigt den Verlauf der Summe Y am ersten Radsatz bei Fahrt mit der Zulassungsgeschwindigkeit von 40 km/h. Deutlich sichtbar ist der Bereich in der Weiche und in der Geraden davor und dahinter. Bei dieser Fahrgeschwindigkeit ergeben sich Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten von ca. 0,07 m/s im Mittel. Dieses führt zu unterschiedlichen Dämpferkräften und schlägt sich in den Kraftverläufen nieder. Das Serienfahrwerk überschreitet bereits bei idealer Schiene in dieser Weichenfahrt den zulässigen Grenzwert mit 61 kN deutlich. Das Prototypfahrwerk bleibt mit ca. 52 kN 4 kN

unter dem Grenzwert. Der Maximalwert des Prototypfahrwerks wird vom Serienfahrzeug um 17 % übertroffen.

**Summe Y bei Variation der Dämpferkennlinie bei Weichenfahrt
($R = 190 \text{ m}$)**

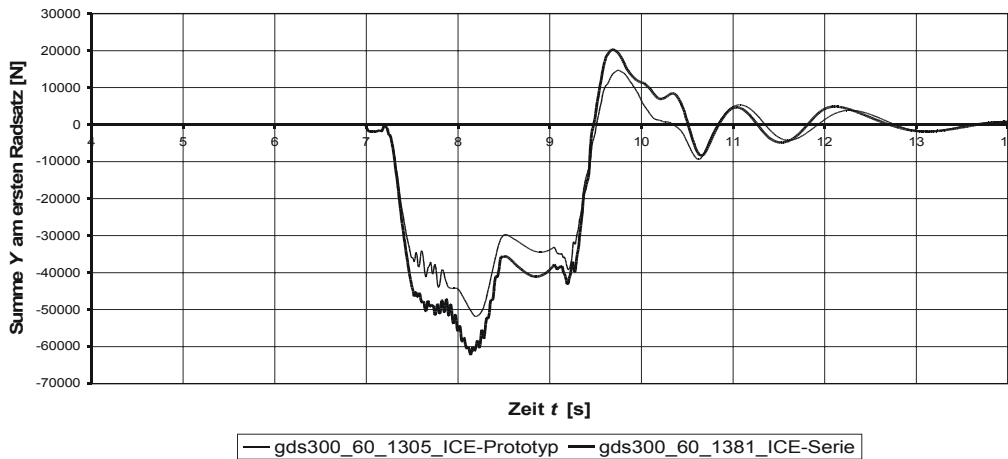


Abbildung 93: Verlauf Summe Y für eine Weichenfahrt ($R = 190 \text{ m}$)

Auch aus der Abbildung 94 wird das größere Nutzpotalential eines schaltbaren Schlingerdämpfers in den Serienfahrwerken deutlich. Über der Fahrzeit sind die Simulationsergebnisse für das Entgleisungskriterium Y/Q am ersten Radsatz bogenaußen aufgetragen. Als abgeleitete Größe ergibt sich erwartungsgemäß ein ähnlicher Verlauf, bei dem das Serienfahrwerk die höheren Werte erzielt und im Bereich der Weichenzunge den Grenzwert des Entgleisungskriteriums von 0,8 überschreitet. Der Verlauf der Querkraft Y ist in Anlage 75 dargestellt.

**Entgleisungskriterium Y/Q bei Variation der Dämpferkennlinie
bei Weichenfahrt ($R = 190 \text{ m}$)**

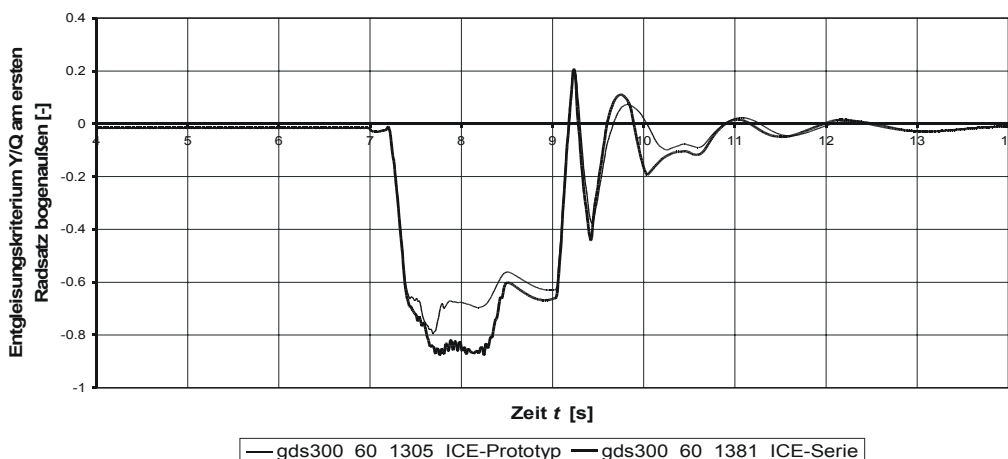


Abbildung 94: Verlauf Entgleisungskriterium Y/Q für eine Weichenfahrt ($R = 190 \text{ m}$)

Sehr gut dokumentiert wird das gestiegene Potential schaltbarer Schlingerdämpfer durch die Abbildung 95, in der die spezifische Reibarbeit am ersten Radsatz am bogenäußeren Rad aufgetragen ist. Beachtenswert ist der Bereich in der Zunge nach dem Einlauf in die Weiche. Dort liegt der Verschleißkennwert nicht im Bereich von 800 W/m sondern konstant bei über 1200 W/m , wodurch sicher höherer Verschleiß zu erwarten ist. Im hinteren Bereich der Weiche unterscheiden sich die Werte nicht mehr, was durch die Querkraftübernahme des Radlenkers begründet ist. Siehe im Vergleich die Reibleistung pro Fläche in Anlage 76.

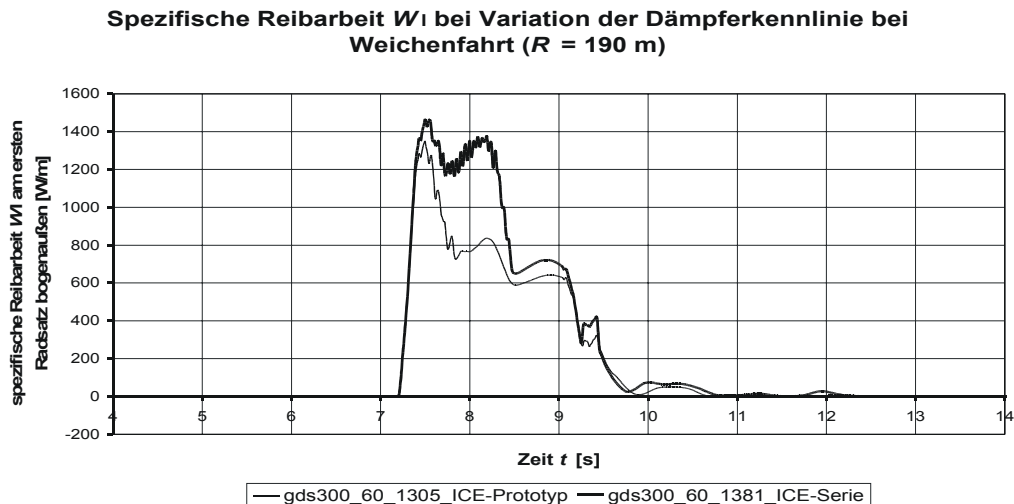


Abbildung 95: Verlauf spezifische Reibarbeit W_I für eine Weichenfahrt ($R = 190$ m)

Die Ausführungen zeigen sehr anschaulich, dass das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer maßgeblich vom Verlauf der harten Kennlinie als „Vergleichspartner“ abhängt. Wenn man den Vorteil eines schaltbaren Schlingerdämpfers aus der Differenz der Maximalwerte zwischen harter und weicher Kennlinie berechnet, dann ist der Nutzen um so höher, je höher die Eckkraft der harten Dämpferkennlinie ist. Aus diesem Grunde kann ein schaltbarer Schlingerdämpfer im Serienfahrwerk des ICE2 einen größeren Beitrag zur Reduzierung der Rad/Schiene-Kräfte und des Verschleißes beitragen als in dem Prototypfahrwerk.

14.2. Optimierung der weichen Schlingerdämpferkennlinie

Der Verlauf der weichen Kennlinie der schaltbaren Schlingerdämpfern ist in der Abbildung 96 dargestellt. Es ergibt sich ein abschnittsweise linearer Verlauf mit einer Dämpferkraft von 8 kN bei einer Kolbengeschwindigkeit von 0,1 m/s. Höhere Kolbengeschwindigkeiten treten praktisch nicht auf. Die Fläche unter der Kurve stellt das „Optimierungspotential“ der weichen Kennlinie dar. Will man das Ausdrehmoment bei Bogenfahrt weitestgehend reduzieren, dann müssen die hydraulischen Widerstände Null werden. Aus diesem Grunde werden für verschiedene Trassierungssituationen die Simulationsergebnisse der weichen Kennlinie denen desselben Modells ohne Schlingerdämpfer gegenübergestellt.

Darstellung der weichen Dämpferkennlinie

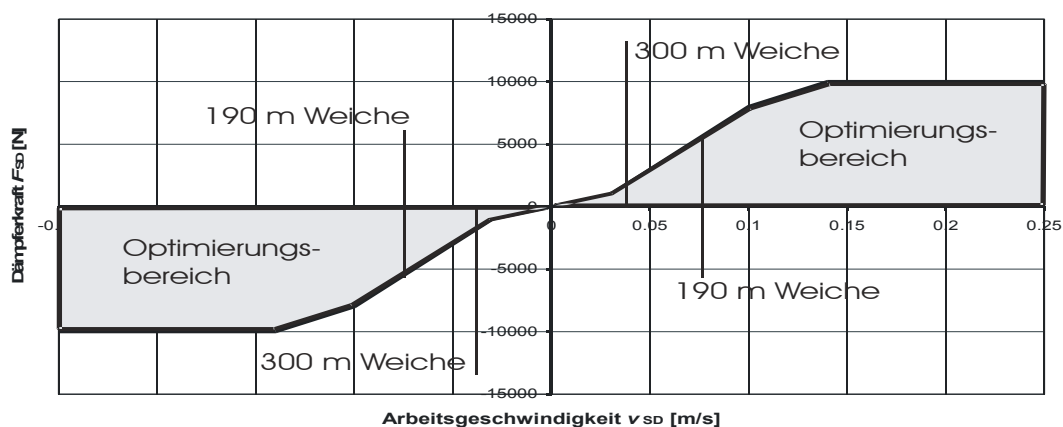


Abbildung 96: Darstellung der weichen Dämpferkennlinie

Zuerst wird die Bogeneinfahrt in einen 300 m-Bogen mit den schon bekannten unterschiedlichen Übergangsbogenlängen verglichen. Abbildung 97 zeigt die maximale spezifische Reibarbeit am ersten Radsatz bogenaußen. Für den Übergangsbogen nach dem

Regelwert mit 79 m ergibt sich eine Reduzierung der Reibarbeit von nur einem Prozent. Für den 40 m-Übergangsbogen resultiert ein Verschleißgewinn von 2,5 % bezogen auf den Wert der weichen Kennlinie. Bei der Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen und den höchsten Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten zeigt sich schon eine Verringerung um ca. 12 %.

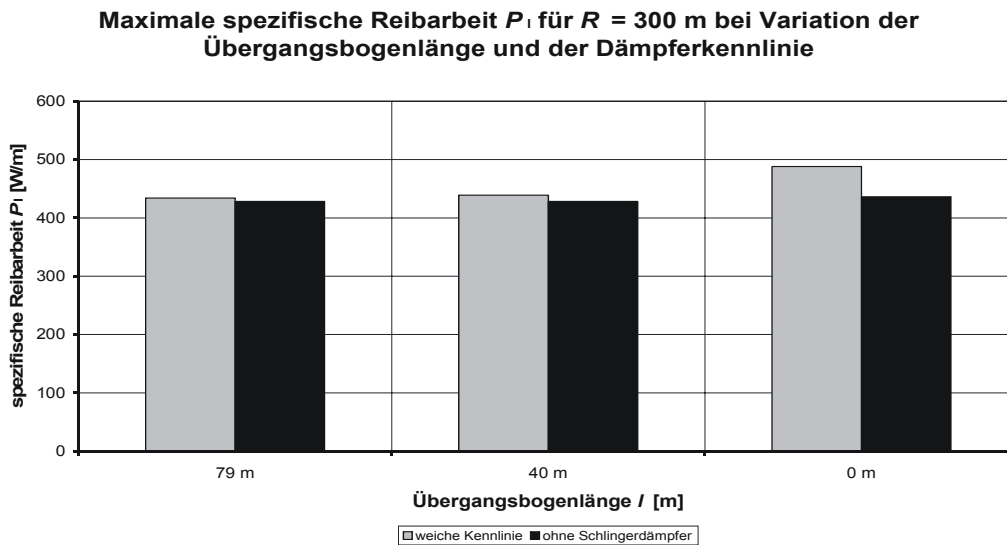


Abbildung 97: spezifische Reibarbeit bei Variation der Übergangsbogenlänge

Die Bereiche hoher Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten – wie in der oben vorgestellten Gleisverzierung (Kapitel 13.3.2) – führen bei der weichen Dämpferkennlinie zu Schlingerdämpferkräften von ca. 6,6 kN pro Dämpfer. Dieses erhöhte Ausdrehmoment macht sich durch gestiegene Summe Y -Kräfte bemerkbar, wie in Abbildung 98 zu sehen ist. Da das Kraftniveau insgesamt sehr niedrig ist, ist der Nutzen in diesem Beispiel vergleichsweise gering.

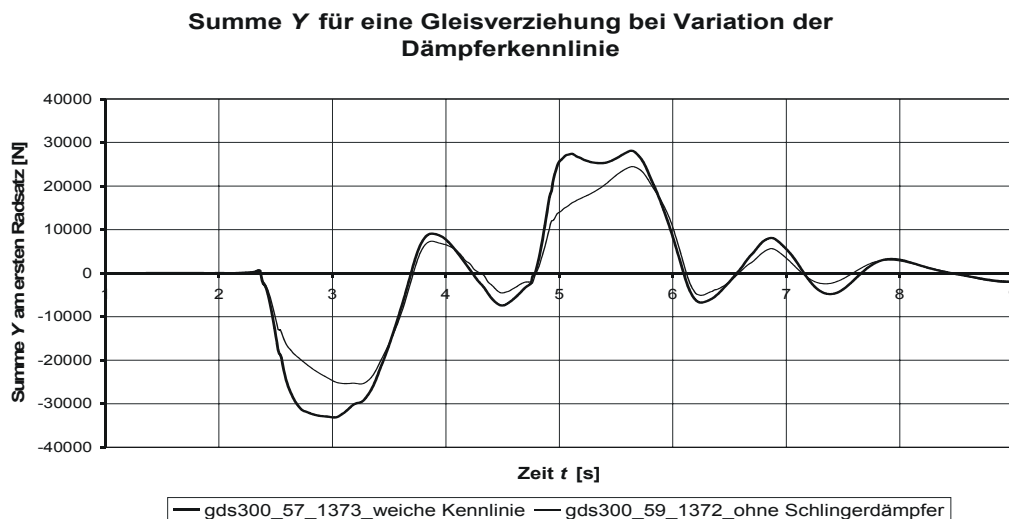


Abbildung 98: Verlauf Summe Y für eine Gleisverzierung

Das dritte interessante Trassierungselement sind Weichen mit engen Bögen; auch für diese Untersuchung soll die 190 m-Weiche betrachtet werden. Die Ergebnisse der 300 m-Weiche sind in Anlage 84 bis Anlage 88 zusammengefasst. Der Verlauf der Summe Y am ersten Radsatz ist in der Abbildung 99 zu sehen. Das maximal mögliche Einsparpotential durch einen Hydraulikdämpfer ohne hydraulischen Widerstand ergibt eine Einsparung von 7,5 kN in der Spitze, was einer Reduzierung auf ca. 82 % entspricht.

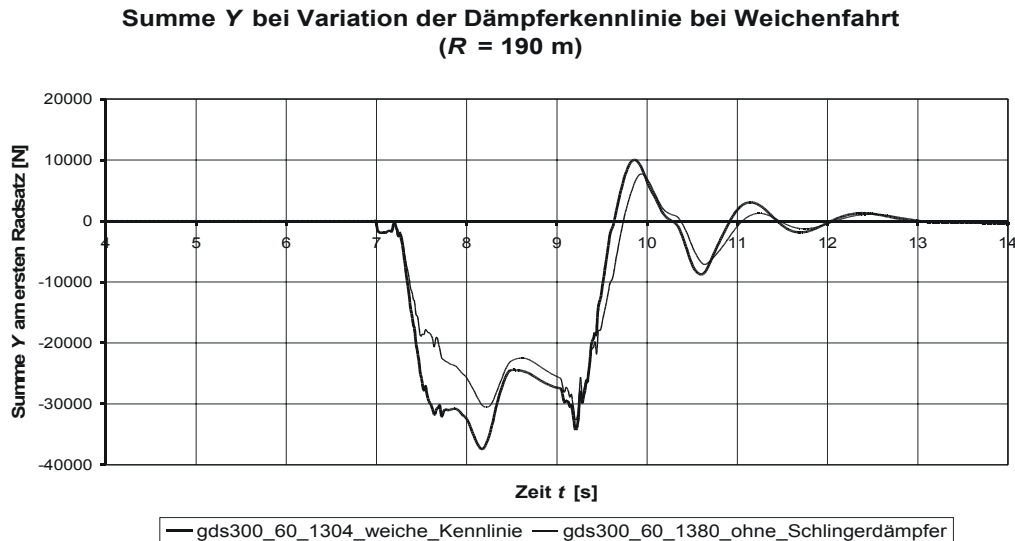


Abbildung 99: Verlauf Summe Y für eine Weichenfahrt ($R = 190 \text{ m}$)

Ein ähnlicher Verlauf zeigt sich erwartungsgemäß für das Entgleisungskriterium Y/Q am ersten Radsatz bogenaußen, siehe Abbildung 100. Die Kennzahl lässt sich um fast 10 % von 0,66 auf 0,6 reduzieren. Dies ist insofern von Interesse, weil das Entgleisungskriterium dynamisch ausgewertet wird und zu diesem „statisch“ berechneten Wert hochfrequente Schwingungen durch die Gleislagestörungen von ca. $\pm 0,1$ dazuaddiert werden müssen. Ein verbesserter Verlauf der weichen Kennung würde in diesem Fall einen Sicherheitsgewinn bedeuten. Der Verlauf der Querkraft Y für diesen Fall befindet sich in Anlage 82.

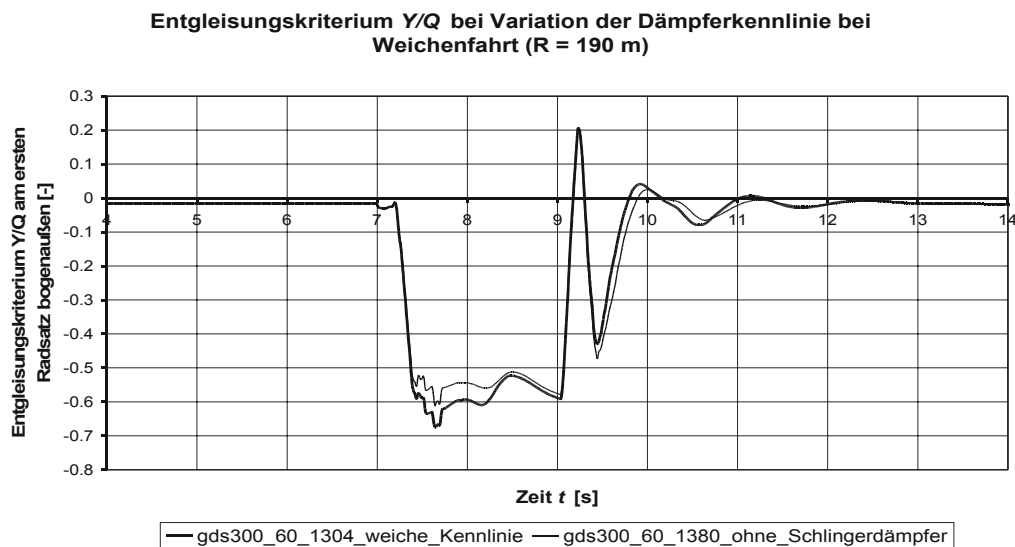


Abbildung 100: Verlauf Entgleisungskriterium Y/Q für eine Weichenfahrt ($R = 190 \text{ m}$)

Bezüglich des Verschleißes sind bei den Trassierungselementen mit hohen Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten die größten Potentiale zu finden. In Abbildung 101 stellt den Verlauf der spezifischen Reibarbeit am ersten Radsatz bogenaußen dar. Das Optimierungspotential zeigt sich im Weicheneinlaufbereich und im ersten Drittel in Bereich der Weichenzunge. Da es sich um Reibungsprozesse in der Verschleißhochlage handelt, haben Verbesserungen um wenige Prozent schon beachtenswerte Auswirkungen. Im Weicheneinlauf reduziert sich der Spitzenwert von 1214 W/m auf 1085 W/m, was einer Verringerung auf ca. 89 % entspricht. Auch im weiteren Verlauf bis zur Simulationszeit von ca. 8,4 s ist ein „Verringerungspotential“ von 10 % bis 12 % erreichbar, bevor der

Radlenkereingriff erfolgt. Zum Vergleich siehe in Anlage 83 den Verlauf der Reibleistung pro Fläche.

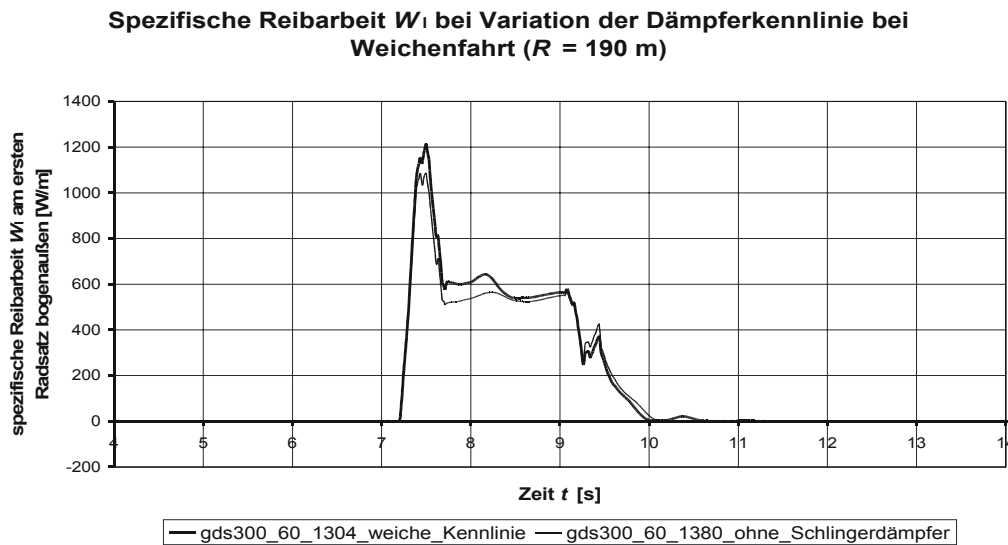


Abbildung 101: Verlauf spezifische Reibarbeit W_1 für eine Weichenfahrt ($R = 190 \text{ m}$)

Das Potential zur Verbesserung der weichen Schlingerdämpferkennlinie hängt ursächlich mit der Trassierung und den daraus resultierenden Verdrehgeschwindigkeiten des Fahrwerks zusammen. Nicht unübliche Dämpferarbeitsgeschwindigkeiten von $0,07 \text{ m/s}$ haben 5 kN Dämpferkraft zur Folge, die das Ausdrehmoment merklich ansteigen lassen. Punktuell wäre es möglich, mit einer optimierten weichen Kennlinie, den „Sicherheitsabstand“ z.B. zum Entgleisungskriterium wirkungsvoll zu vergrößern. Bezüglich der Verschleißkennwerte sind über größere Trassierungsabschnitte noch Reduzierungen von ca. 10% möglich. In Abhängigkeit von der Trassierungssituation der Einsatzstrecken und der Häufigkeit von engen Weichenverbindungen sind konstruktive Optimierungsmaßnahmen zur Realisierung einer noch flacheren Dämpferkennlinie als sinnvoll anzusehen. Die Dämpferkraft wurde für diese Untersuchungen zu Null gesetzt, was in der Realität selbst dann nicht möglich ist, wenn man die Dämpfer vollständig entleeren würde, weil Reibungswiderstände an den Dichtungen verbleiben. Zur Verringerung des Kolbenwiderstands sind für die praktische Konstruktion im Dämpfungsventil größere Querschnittsöffnungen notwendig. Diese Bohrungsvergrößerungen finden ihre natürliche Grenze in der Bauteilfestigkeit. Inwieweit diese schon erreicht ist, kann im Rahmen dieser Arbeit nicht erläutert werden.

In diesem Kapitel wurden Optimierungsuntersuchungen in zwei Richtungen betrieben. Es zeigte sich, dass die Gestaltung der harten Dämpferkennlinie einen entscheidenden Einfluss auf den Nutzen des schaltbaren Schlingerdämpfers aufweist. Je höher die Maximalkraft und je steiler der Verlauf der harten Schlingerdämpferkennlinie ist, umso sinnvoller und hilfreicher ist die Technologie eines schaltbaren Schlingerdämpfers.

Der zweite Untersuchungsschwerpunkt hatte den Verlauf der weichen Dämpferkennlinie zum Gegenstand. Durch eine Absenkung der Steigung des weichen Kennlinienverlaufs können in den engen Weichen und Bögen mit hohen Verdrehgeschwindigkeiten des Fahrwerks die Rad/Schiene-Kräfte und Verschleißkennwerte spürbar abgesenkt werden.

Im nächsten Kapitel werden die wichtigsten Aussagen der Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick auf weitere Untersuchungen gegeben.

15. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde der Einfluss der Trassierung auf den Nutzen schaltbarer Schlingerdämpfer untersucht. Dazu wurden einleitend die Grundlagen der Schienenfahrzeugdynamik dargestellt, um die Notwendigkeit von Drehhemmungen zu erläutern und um den Zielkonflikt zwischen Geradeaus- und Bogenfahrten zu verdeutlichen. Daran schloss sich eine Auseinandersetzung mit den verschiedenen Formen der Drehhemmung an, wobei der konstruktiven Lösung mit Schlingerdämpfern besondere Beachtung gewidmet wurde. Im Anschluss wurde auf die Möglichkeiten eingegangen, hydraulische Dämpfer schaltbar zu gestalten, um verschiedene Dämpfungscharakteristika zur Verfügung zu stellen. Die schon bekannten Versuche, Einsätze und konstruktiven Lösungen für schaltbare Schlingerdämpfer in Schienenfahrzeugen wurden anschließend zusammengefasst. Es wurde ein sehr detailliertes Simulationsmodell eines ICE1-Mittelwagens mit dem Fahrwerk GDS300 als Basis der anschließenden systematischen Untersuchungen erzeugt. Erstmals ist es gelungen, an einem Fahrzeug auf der Strecke gewonnene Messdaten zum Thema schaltbare Schlingerdämpfer auszuwerten, wobei sowohl Bogen- wie Weichenfahrten betrachtet wurden. Die Simulationsrechnungen bestätigen die aus den Messdaten erzielten Erkenntnisse überaus zufrieden stellend, so dass das Simulationsmodell als geeignet für weiterführende Untersuchungen angesehen werden kann.

Aus der Vielzahl der Simulationen ergeben sich einige prinzipielle Aussagen, die hier noch einmal zusammengefasst werden sollen: Schaltbare Schlingerdämpfer entwickeln einen positiven Nutzen in Trassierungselementen, in denen sich der Radius ändert und die Relativbewegung zwischen Wagenkasten und Fahrwerk eine Kolbenbewegung hervorruft. Proportional zur Verdrehgeschwindigkeit sind die Kolbengeschwindigkeit und die Dämpferkraft. Durch einen schaltbaren Schlingerdämpfer mit einem zweiten weichen Kennlinienverlauf lassen sich das Querkraftniveau und davon abgeleitete Größen bis auf das Niveau der quasistatischen Bogenlaufkräfte reduzieren. Des Weiteren ist es mit schaltbaren Schlingerdämpfern möglich, bei besonders kritischen Trassierungselementen eine sonst unvermeidbare Grenzwertüberschreitung zu verhindern. Die quasistatischen Bogenlaufkräfte sind durch die vorgestellte Technologie nicht zu beeinflussen. Aufgrund der erhöhten Ausdrehgeschwindigkeit ergeben sich durch die hydraulischen Kräfte der Schlingerdämpfer in Trassierungsbereichen mit Krümmungsveränderungen Querkraftüberhöhungen. Diese erhöhten Querkräfte stützen das Ausdrehmoment ab und wirken über den Trassierungsbereich hinaus, wobei die Höhe von der Fahrgeschwindigkeit, dem Endradius und der Trassierungslänge abhängig ist. Die Länge der Trassierungselemente ist von besonderer Bedeutung, weil sie sich auf die Höhe der Verdrehgeschwindigkeit auswirkt und folglich einen erheblichen Einfluss auf die Kraftentwicklung hat. Zu berücksichtigen ist dabei, dass die Baulänge aufgrund des Alters der verwendeten Bauvorschriften und der zuständigen Bahngesellschaft stark variieren kann. Bei kurzen Übergangsbögen, bei Bogeneinfahrten ohne Übergangsbogen aber auch bei kurzen Gleisverziehlungen sind Querkraftüberhöhungen von mehr als 50 % des quasistatischen Bogenlaufwerts keine Seltenheit, die durch schaltbare Schlingerdämpfer reduziert werden können. Allgemein kann festgestellt werden, dass unter Berücksichtigung der Schaltgrenzgeschwindigkeit für Neigezüge bei Radien unter 500 m Radius und für Regelzüge bei Radien unter 400 m Radius die positiven Effekte der schaltbaren Schlingerdämpfertechnik sichtbar werden. Es ist ein weiteres Ergebnis der Untersuchungen, dass bei Anwendung der jüngsten Trassierungsvorschrift DS 800 der Deutschen Bahn AG für die Berechnung der Regellänge des jeweiligen Trassierungselementes die Auswirkungen gering sind. Die Untersuchung der Weichen zeigte, dass die 500 m Weiche bezüglich einer Grenzwertüberschreitung als unkritisch angesehen werden muss. Bei der 300 m Weiche kommt es zu Grenzwertüberschreitungen, wenn die zulässige Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h leicht überhöht wird. Dagegen ist beim Befahren

einer 190 m-Weiche schon bei der zulässigen Geschwindigkeit von 40 km/h mit einer Überschreitung der Grenzwerte zu rechnen. Die deutliche Senkung des Querkraftniveaus in den 190 m-Weichen wäre ein wichtiger Einsatzgrund für schaltbare Schlingerdämpfer.

Diese Aussage bestätigt sich auch durch die anschließenden Verschleißuntersuchungen, bei denen die Reibleistung pro Fläche und die spezifische Reibarbeit als Kenngrößen herangezogen wurden. Prinzipiell befindet man sich in den untersuchten Trassierungsbeispielen in der Verschleißhochlage. Eine Verschleißreduzierung ist demnach besonders effektiv. So lässt sich die spezifische Reibarbeit in den engen Weichen um mindestens 10 % senken. Im Bereich der Zungenschiene der 190 m-Weichen beträgt das Potential zur Verschleißreduzierung 30 %.

Es schlossen sich weiterführende Untersuchungen zu schaltbaren Schlingerdämpfern zur Systemoptimierung in zwei Richtungen an. Der erste Untersuchungsschwerpunkt beleuchtete das Potential eines schaltbaren Schlingerdämpfers für das Serienfahrwerk des ICE2. Es zeigte sich, dass das Potential für diesen Anwendungsfall deutlich höher ist, was auf den bedeutenden Einfluss der erhöhten Druckbegrenzung des Serienschlingerdämpfers zurückzuführen ist. Die zweite Untersuchungsrichtung hatte die Gestaltung der weichen Kenlinie zum Gegenstand. Aus dem linearen Kennlinienverlauf resultiert in den sehr engen Bögen mit hohen Verdrehgeschwindigkeiten eine entsprechende Kraftentwicklung. Diese durch einen flacheren Kennlinienverlauf zu reduzieren, ist ein lohnendes Ziel, weil sich beispielsweise für die 190 m Weichen ein Verbesserungspotential bezüglich der Verschleißkennwerte von ca. 10 % ergäbe.

Das Potential schaltbarer Schlingerdämpfer konnte bisher nur an einem Reisezugwagen des Hochgeschwindigkeitsverkehrs untersucht werden. Darauf aufbauend sollten Untersuchungen an Lokomotiven und Triebzügen durchgeführt werden, weil höhere Radsatzgewichte und veränderte Fahrwerkskonstruktionen zu anderen Ergebnissen führen. Wünschenswert wäre auch eine Untersuchung zu geschobenen Zügen, bei denen die zusätzliche Längsdruckkraft weiteren Einfluss auf das Ergebnis haben dürfte. Diese Simulationsuntersuchungen sollten durch Messfahrten flankiert werden, wobei bezüglich der Verschleißbetrachtungen eine betriebliche Einflussabgrenzung sehr hilfreich wäre. Notwendig wäre ein Trassierungsbereich (eine Weichenverbindung), der für den vielfältigen Mischbetrieb gesperrt und nur von einem Fahrzeugtyp befahren würde. So wären Rückschlüsse auf den Verschleißbeitrag eines Fahrzeugs mit entsprechender Schlingerdämpfercharakteristik möglich.

Zunehmend verkehren Hochgeschwindigkeitszüge als attraktive Direktverbindungen nicht nur auf Aus- und Neubaustrecken. Des Weiteren sind Neigezüge ein zeitgemäßes Mittel der Fahrzeitreduzierung durch deutlich erhöhte Kurvengeschwindigkeiten. Häufig treffen dabei sehr moderne Fahrzeuge auf alte Trassierungsausführungen mit kurzen Übergangsabschnitten. Im Bahnhofsvorfeld finden sich darüber hinaus häufig enge Weichenverbindungen. Mit Hilfe schaltbarer Schlingerdämpfer kann ein Beitrag zur Senkung des Querkraftniveaus auf diesen Teilstücken erreicht werden. Dieses schont die Fahrzeugkomponenten und besonders die mit hohen Investitionskosten belastete Infrastruktur. Die einhergehende Verschleißreduzierung durch den Einsatz schaltbarer Schlingerdämpfer kann einen Beitrag zur Senkung der Systemkosten der Eisenbahn bewirken, wodurch sich die etwas teureren Fahrzeugkomponenten zügig amortisieren sollten.

16. Literaturverzeichnis

- [1] Reimpell, J. und H. Stoll:
Fahrwerktechnik: Stoß- und Schwingungsdämpfer.
Vogel Buchverlag, Würzburg 1989.
- [2] Sperling, E.:
Zusammenhang zwischen der Radsatzführung in Längsrichtung im
Drehgestellrahmen und der Drehhemmung zwischen Drehgestell und
Fahrzeugkasten.
Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge 20 (1976), Heft 4/5, Seite 93 – 94.
- [3] Sperling, E.:
Gesichtspunkte zur annähernden Bestimmung der Größe der Drehhemmung
für Hochgeschwindigkeitsfahrzeuge.
Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge 19 (1975), Heft ½, Seite 17 – 21.
- [4] Müller, C. T.:
Wo stehen wir in der Gleislauftechnik? Das Schlingerproblem.
Glaser's Annalen 82 (1958), Heft 2, Seite 31 – 47.
- [5] Müller, C. T.:
Das Schlingerproblem aus Sicht der Vergangenheit und Gegenwart.
Glaser's Annalen 93 (1969), Heft 11, Seite 329 – 336.
- [6] Kunnes, W.:
Über das Schwingungsverhalten von Schienenfahrzeugen bei hohen
Geschwindigkeiten.
Dissertation, Aachen 1979.
- [7] Hanneforth, W., und W. Fischer:
Laufwerke.
transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, Berlin 1986.
- [8] Krugmann, H.-L.:
Lauf der Schienenfahrzeuge im Gleis.
Oldenbourg Verlag, München 1982.
- [9] Sperling, E.:
Neuere Erkenntnisse über den Lauf von Eisenbahnwagen.
Archiv für Eisenbahntechnik 1956, Folge 7, Seite 8 – 37.
- [10] Gärtner, H.:
Neue Reisezugwagen und Reisezugkonzepte für den IC-Verkehr der
Deutschen Bundesbahn.
ETR 39 (1990), Heft 10, Seite 591 – 597.
- [11] Madeyski, T. v. und K. Möller:
Drehgestell MD 522 und LD 730 für neue Reisezugwagen der DB.
ZEV-Glas. Ann. 105 (1981), Nr. 4 (April), Seite 105 – 119.
- [12] Emil Sperling:
Stand der Erkenntnisse über die Grenzgeschwindigkeit – mögliche
Höchstgeschwindigkeit – auf konventionellem Oberbau.
Leitbau der Verkehrsfahrzeuge, 17. Jahrgang (1973), Heft 2, Seite 36 – 41.
- [13] Bruni, S., Resta, F., Lenti, M. und G. Mancini:
Active Control of the Running Behaviour of a Railway Vehicle: Stability
and Curving Performances.
ERRI Interactive Conference Mechatronics for trains: Essential Technology
for the Future? Paris, 19. und 20. Juni 2002.
- [14] Heumann, H.:
Grundzüge der Führung der Schienenfahrzeuge.
Sonderdruck der „Elektrischen Bahnen“, 1950 – 1953.

- [15] Kalker, J. J.:
On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction.
Dissertation, Delft, 1967.
- [16] Terrasse, R.:
Stabilité des Véhicules à grande Vitesse.
Revue Générale des Chemins de Fer, 91. Jahrgang (1972), Heft 3, Seite 183 – 198.
- [17] Madeyski, T. v.:
Schnellfahrende Reisezugwagen-Drehgestelle in konstruktiver Sicht.
Leitbau der Verkehrsfahrzeuge, 19. Jahrgang (1975), Heft 6, Seite 121 – 124.
- [18] Gierth:
Versuchs- und Betriebserfahrungen mit hydraulischer und
Reibungsdämpfung.
Leitbau der Verkehrsfahrzeuge, 12. Jahrgang (1968), Heft 1, Seite 22 – 24.
- [19] Troche, G.:
Lauftechnische Ergebnisse mit Drehgestellen der Bauart MD36 und LD 70.
Leitbau der Verkehrsfahrzeuge, 19. Jahrgang (1975), Heft 6, Seite 124 – 127.
- [20] Hödel, H.:
SGP 400 – das neue Drehgestell für den ICE 2.
ZEV + DET Glas. Ann. 119 (1995), Nr. 9/10 (September/Oktober), Seite 329 – 334.
- [21] Ferrarotti, G.:
Simulation komplexer mechatronischer Systeme mit MSC ADAMS Rail.
EI – Eisenbahningenieur (53) 2002, Heft 8, Seite 52 – 58.
- [22] Östreicher, G.:
Die Weiterentwicklung des Drehgestells Minden-Deutz 36 über Minden-
Deutz 67 zu Minden-Deutz 52.
Leitbau der Verkehrsfahrzeuge, 19. Jahrgang (1975), Heft 6, Seite 113 – 121.
- [23] Eschenauer, P.:
Zum Entwicklungsstand der Minden-Deutz-Drehgestelle.
ZEV Glas. Ann. 101 (1977), Nr. 2 (Februar), Seite 43 – 48.
- [24] Teichmann, M.:
Neigetechnik im Schienenfahrzeug am Beispiel des Fahrwerks SF600.
EI – Eisenbahningenieur (49) 1998, Heft 3, Seite 60 – 62.
- [25] Kik, W.:
Einfluss konstruktiver Parameter auf die Laufstabilität eines
Eisenbahnwagens mit Drehgestellen.
VDI-Bericht Nr. 269 (1976), Seite 87 – 96.
- [26] Scheffel, H.:
Die Schlinger-Stabilität und die Bogenläufigkeit der Eisenbahnfahrzeuge.
Schienen der Welt April 1974, Seite 309 – 331.
- [27] Müller, C. T.:
Der Anlaufstoß bei plötzlicher Änderung der Gleisrichtung.
AET – Archiv für Eisenbahntechnik, Folge 22, Seite 47 – 58.
- [28] Ihme, J.:
Beitrag zur Querdynamik zweiachsiger Schienenfahrzeuge im geraden Gleis.
Dissertation, Braunschweig, 1982.
- [29] Haigermoser, A.:
Vorlesungsskriptum Schienenfahrzeuge.
Technische Universität Graz.
- [30] Himmelbauer, R. und W. Glawischnig:
Der Waggon 2000 und das Hochleistungsdrehgestell SGP 300 als
Entwicklungen im Hinblick auf eine neue Fahrzeuggeneration.

- ZEV-Glas. Ann. 113 (1989), Nr. 6/7 Juni/Juli, Seite 205 – 214.
- [31] Riechers, D.:
ICE – Neue Züge für Deutschlands Schnellverkehr.
transpress Verlag, Stuttgart, 2001, 1. Auflage.
- [32] Hödel, H. und A. Haigermoser:
Für Hochleistung konzipiert: SGP 300.
Neue Bahn 3/89, Seite 15 – 22.
- [33] Hödel, H. und A. Haigermoser:
Entwicklung einer neuen Lauf- und Triebdrehgestellgeneration der ÖBB für
hohe Fahrgeschwindigkeiten auf bestehendem Gleis bei niedrigem Kraft- und
Verschleißniveau.
VDI Berichte Nr. 820, 1990, Seite 43 – 57.
- [34] Diepen, P.:
Horizontaldynamik von Drehgestellfahrzeugen.
Dissertation, Braunschweig, 1990.
- [35] Schupp, G.:
Überblick über Berechnungsmethoden zur Auslegung von
Schienenfahrzeugen.
VDI-Jahrbuch Fahrzeug- und Antriebstechnik 2002, Seite 298 – 321.
- [36] Nefzger, A.:
Lauftechnische Ergebnisse der Schnellfahrversuche auf der Strecke Gütersloh
– Neubeckum.
Leitbau der Verkehrsfahrzeuge 23 (1979), Heft 1 / 2, Seite 12 – 18.
- [37] Madeyski, T. v.:
Überlegungen zur Weiterentwicklung von Reisezugwagendrehgestellen für
hohe Geschwindigkeiten.
ZEV-Glas. Ann. 104 (1980), Heft 2, Seite 33 – 36.
- [38] Madeyski, T. v.:
Erprobung der Laufdrehgestelle von Reisezugwagen für Geschwindigkeiten
über 160 km/h in Schnellfahrversuchen auf der Strecke Gütersloh –
Neubeckum.
Leitbau der Verkehrsfahrzeuge 23 (1979), Heft 1 / 2, Seite 19 – 21.
- [39] Madeyski, T. v.:
Neue Reisezugwagendrehgestelle der DB für den Fernreiseverkehr –
Parameter, Konstruktion und Betriebserfahrungen.
Leitbau der Verkehrsfahrzeuge (1980), Heft 5, Seite 113 – 117.
- [40] Sperling, E.:
Die Auswertung von Versuchs- und Betriebserfahrungen über die
Abfederung wartungsfreier und überkritisch laufender Drehgestelle
einschließlich hydraulischer Dämpfer und Stabilisatoren.
Leitbau der Verkehrsfahrzeuge 12 (1968), Heft 4, Seite 137 – 153.
- [41] Sperling, E. und A. Nefzger:
Derzeitiger Erkenntnisstand über die Erregung von Fahrzeugschwingungen
durch Zusammenwirken von Fahrzeug und Gleis.
Leitbau der Verkehrsfahrzeuge 10 (1966), Heft 1, Seite 20 – 27.
- [42] Gerhard, T. und B. Rath:
Die Komfort-Neigetechnik des ICE TD – Ein innovatives Konzept im
Serieneinsatz.
ZEVrail Glasers Annalen - 126 Tagungsband SFT Graz 2002, Seite 82 – 93.
- [43] Wickens, A. H.:
The Dynamic Stability of Railway Vehicle Wheelsets and Bogies Having
Profiles Wheels.
International Journal of Solids and Structures (1965), Vol. 1, Seite 319 – 341.
- [44] Wickens, A. H.:

- The Dynamic Stability of a Simplified Four-Wheel Railway Vehicule Having Profiles Wheels.
International Journal of Solids and Structures (1965), Vol. 1, Seite 385 – 406.
- [45] Kortüm, W. und P. Luger:
Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen.
Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1994.
- [46] Popp, K. und W. Schiehlen:
Fahrzeugdynamik.
B.G. Teubner Stuttgart 1993.
- [47] Hillenbrand, U.:
Optimale fahrtechnische Auslegung von Schienenfahrzeugen.
Dissertation, München, 1993.
- [48] Kayserling, U.:
Gedanken zur Konstruktion künftiger Drehgestelle.
MAN Schienenfahrzeuge Werksschrift.
- [49] Lenti, M. und G. Ferrarotti:
Virtuelles Prototyping mechatronischer Drehgestelle mit Neigetechnik.
ZEVrail Glasers Annalen – 126 Tagungsband SFT Graz 2002, Seite 227 – 233.
- [50] Diana, G., Bruni, S., Cheli, F. und F. Resta:
Active control of the running behaviour of a railway vehicule: stability and curving performances.
17th IAVSD symposium: dynamics of vehicles on road and tracks, 2001.
- [51] Madeyski, T. v., Troche, G. und M. Feldt:
Hochgeschwindigkeiten – sind Drehgestelle mit kurzem Radstand brauchbar?
ETR 37 (1988), Heft 5 / 6, Seite 311 – 314.
- [52] Lohmann, A.:
Simulation des Radsatz- und Drehgestelllaufs von Schienenfahrzeugen.
ZEV-Glas Ann. 110 (1986), Heft 9, Seite 345 – 351.
- [53] Schneider, R. und G. Himmelstein:
Das mechatronische Fahrwerk.
ZEVrail Glasers Annalen Jahrgang – 126 Tagungsband SFT Graz 2002, Seite 234 – 243.
- [54] Hödel, H. und A. Haigermoser:
Innovative Technologien in der Fahrwerktechnik.
ZEV + DET Glas. Ann. 118 (1994), Nr. 2 / 3, Seite 89 – 102.
- [55] Bonnepart, R. und J. Raison:
Die Neigetechnik-Erprobungsträger der SNCF – TGV mit Neigetechnik,
AXIS und Triebzug X-TER.
ZEVrail Glasers Annalen Jahrgang – 126 Tagungsband SFT Graz 2002, Seite 50 – 59.
- [56] Maier, M., Rath, B. und V. Kottenhahn:
Dieselelektrischer Schnelltriebzug VT 605 (ICE-TD) für die Deutsche Bahn AG.
Eisenbahn-Revue 2000, Heft 10, Seite 444 – 461.
- [57] Wolf, C. und C. Ernst:
Die Baureihe 103.
EK-Verlag, Freiburg 2002.
- [58] Ostermann, N. und M. Ossberger:
Über den Einsatz von Neigetechnik-Zügen in Österreich.
ZEVrail Glasers Annalen Jahrgang – 126 Tagungsband SFT Graz 2002, Seite 94 – 105.
- [59] Junker, K.:
Forderungen eines Netzbetreibers an moderne Schienenfahrzeuge.

- ZEVrail Glasers Annalen Jahrgang – 126 Tagungsband SFT Graz 2002, Seite 144 – 148.
- [60] Zottman, W.:
Zur Frage der Instabilität beim Radsatzlauf.
ZEV-Glas. Ann 100 (1976), Heft 2 / 3, Seite 46 – 51.
- [61] Andersson, E.:
Die Entwicklung von gleisfreundlichen Drehgestellen.
ZEV-Glas. Ann 109 (1985), Heft 2 / 3, Seite 52 – 60.
- [62] N.N.:
Firmenunterlagen: KONI B.V.
- [63] N.N.:
Firmenunterlagen: ZF Sachs AG.
- [64] Rozin, S.:
Untersuchungen zu verstellbaren Stossdämpfern in Kraftfahrzeugen.
IMKT Bericht B 1024, 2003.
- [65] Kratochwille, R.:
Luftgefederte Fahrwerke für Güterwagen.
Diplomarbeit, Institut für Schienenfahrzeuge, Universität Hannover, 1999.
- [66] N.N.
Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau
20. Auflage
Springer-Verlag, 2001.
- [67] Bußhardt, J.:
Selbsteinstellende Feder-Dämpfer-Systeme für Kraftfahrzeuge.
Fortschritts-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 240, VDI- Verlag, Düsseldorf 1999.
- [68] Causemann, P.:
Kraftfahrzeugstoßdämpfer: Funktion, Bauarten, Anwendungen.
Verlag Moderne Industrie, Landesberg/Lech, 1999.
- [69] N.N.:
Branding Vehicle Dynamics.
Automotive Engineering International, Juli 2003, Seite 53 – 60.
- [70] Alexander, D.:
Cadillac SRX.
Automotive Engineering International, November 2003, Seite 58 – 61.
- [71] N.N.:
Besprechungsnotiz – erweiterte Projektleitersitzung ICE 2, Arbeitsgruppe
Lauftechnik vom 24.11.1994 in München.
- [72] Troche, G. und XX. Draesner:
Bericht 251016 – Fahrtechnische Prüfung und Zulassung von 7 verschiedenen
luftgefederten Prototypdrehgestellen unter ICE 1 – Mittelwagen – SGP 300.
Minden, 26.11 1993.
- [73] Kolbe, T. und XX Draesner:
Bericht 451708 – Lauftechnische Versuche für die Fahrzeugtechnische
Zulassung des Fahrzeugs 802458 mit Drehgestell SGP 400.
Minden, 06.06.1995.
- [74] Kolbe, T. und G. Klein:
Bericht 50587 – ICE 2 – Mittelwagen lauftechnische Optimierungsversuche
2. Serie.
Minden, 09.10.1996.
- [75] Grab, H.:
IC 2000 – Doppelstock-Intercity-Fahrzeuge für Bahn 2000.
Eisenbahn-Revue International 1997, Heft 11, Seite 512 – 525.

- [76] N.N.:
Firmenunterlagen: Deutsche Waggonbau AG (DWA).
- [77] Huesmann, H. und A. Beck:
Das Rad/Schiene-System aus Sicht des Fahrwegs.
ZEVrail Glasers Annalen 127 (2003), Heft 11-12, Seite 524 – 530.
- [78] Knothe, K. und S. Stichel:
Schienenfahrzeugdynamik.
Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2003.
- [79] Uebelacker, H.:
Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen.
Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1903.
- [80] Vogel, R.:
Zeichnerische Untersuchungen der Bogenbeweglichkeit von
Eisenbahnfahrzeugen.
Organ für den Fortschritt des Eisenbahnwesens 81 (1926), Heft 17, Seite 354
– 358.
- [81] Bedijs, L.:
Beitrag zur Ermittlung der Belastung von Schienenfahrzeugen bei stationärer
Bogenfahrt.
Dissertation, Universität Hannover, 1982.
- [82] Fastenrath, F.:
Die Eisenbahnschiene.
Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin München Düsseldorf, 1978.
- [83] Klingel, J.:
Über den Lauf von Eisenbahnwagen auf gerader Bahn
Organ für den Fortschritt des Eisenbahnwesens.
Neue Folge 20:113-123, Tafel XXI, 1883.
- [84] Knothe, K. und B. Bergander:
Spurführungstechnik oder Gleislauftechnik – Anmerkungen zur Kontroverse
zwischen Carl Theodor Müller und Wolfgang Bäseler.
ZEVrail Glasers Annalen 127 (2003), Heft 9, Seite 424 – 427.
- [85] Boedecker, C.:
Die Wirkung zwischen Rad und Schiene und ihre Einflüsse auf den Lauf und
den Bewegungswiderstand der Fahrzeuge in den Eisenbahnzügen.
Hahn'sche Buchhandlung, Hannover, 1887.
- [86] Carter, F. W.:
The electric locomotive.
Proc. Inst. Civil Engn., 201:221-252, 1916.
- [87] Pater, A. D. de:
The approximate determination of the hunting movement of a railway
vehicule by aid of the method of Krylov and Bogoljubov.
Appl. Sci. Res., 10:205-228, 1961.
- [88] Cooperrider, N. K.:
The hunting behaviour of conventional railway trucks.
J. Eng. Ind., 94:752-762, 1976.
- [89] Hedrick, J. K.:
Nonlinear system response: Quasi-linearization methods.
In Hedrick, J. K. and Paynter, H. M. (Eds.): Nonlinear System Analysis and
Synthesis: Volume 1 – Fundamental Principles. Presented at the Winter
Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers; New
York, December 5-10, 1976, pages 97-124, 1978.
- [90] Moelle, D.:
Digitale Grenzykelrechnung zur Untersuchung der Stabilität von
Eisenbahndrehgestellen unter dem Einfluss von Nichtlinearitäten.

- Dissertation, TU Berlin, 1990.
- [91] Bergander, B., Dendl, G., Nefzger, A. und D. Nicklisch:
Die Entwicklung der Rad- und Schienenprofile
ZEVrail Glasers Annalen 127 (2003), Heft 10, Seite 482 – 493.
- [92] Berg, G. und H. Henker:
Weichen
transpress, VEB Verlag für Verkehrswesen, Berlin 1986.
- [93] Kik, W., Menssen, R. und D. Moelle:
Kräfte und Verschleiß in der Wendeschleife und im Abzweig einer Weiche
EI – Eisenbahningenieur (54) 2003, Heft 4, Seite 47 – 53.
- [94] Geschwilm, J., Vaculin, O. und A. Jaschinski:
Möglichkeiten der Fahrdynamik- und Komfortbewertung zukünftiger
virtueller Prototypen mittels Simulation
VDI – Berichte 1745, 2003, Seite 361 – 383.
- [95] Schneider, K.-J.:
Bautabellen für Ingenieure
14. Auflage, Werner Verlag, 2000.
- [96] Matthews, V.:
Bahnbau
4. Auflage, B. G. Teubner, Stuttgart, Leipzig, 1998.
- [97] N. N.:
DS 800 Bahnanlagen entwerfen
Deutsche Bahn AG, Geschäftsbereich Netz, 1999.
- [98] Klein, G.:
Laufftechnische Versuche für die fahrtechnische Zulassung des 4-teiligen
Dieseltriebzuges VT605
Bericht 56034, 23. August 2000, DB Systemtechnik, Minden.
- [99] N.N.:
Herausgeber: Reise&Touristik AG, Konsortium ICE T:
ICE T, BR 411, 415 und 606
Hestra-Verlag, Darmstadt, 2000.
- [100] Beagly, T. M.:
Severe wear of rolling/sliding contacts
Wear 36, Seite 317 – 335, 1976.
- [101] Specht, W.:
Beitrag zur rechnerischen Bestimmung des Rad- und Schienen-Verschleißes
durch Güterwagendrehgestelle
Dissertation, RWTH Aachen, 1985.
- [102] Wischhöfer, U.:
Möglichkeiten zur Verbesserung der Bogenlaufeigenschaften üblicher
Nahverkehrsdrehgestelle
Dissertation, Universität Hannover, 1989.
- [103] Poll, G.:
Der Einfluss der realen Systemeigenschaften auf die Kraftschlussgesetze bei
wälzender Relativbewegung
Dissertation, RWTH Aachen, 1983.
- [104] Weidemann, C.:
Fahrdynamik und Verschleiß starrer und gummigefederter Eisenbahnräder
Dissertation, RWTH Aachen, 2001.
- [105] Krause, H. und G. Poll:
Verschleiß bei gleitender und wälzender Relativbewegung – Vorschlag zur
Berechnung und Versuch einer Synthese des energetischen Ansatzes und der
Grenzflächentemperaturhypothese
Tribologie und Schmierungstechnik 31 (1984), Heft 4/5, Seite 209 – 214 und

- 285 – 289.
- [106] Krause, H. und G. Poll:
Wear of wheel-rail surfaces
Wear 113(1), Seite 103 – 122, 1986.
- [107] Gasemyr, H. und J. Normann:
Beurteilung des Einflusses der Gleislagequalität in Gleisbögen mit kleinen Radien auf die Beanspruchung an Radsatzwellen der Drehgestelle für Neigezüge am Beispiel eines durchgeführten Messprogramms in Norwegen
ZEVrail Glasers Annalen – 126 Tagungsband SFT Graz 2002, Seite 244 – 257.
- [108] N.N.:
Geometrische Gestaltung der Fahrbahn für Normalspur
R 220.46
SBB CFF FFS Baudirektion, 1989.
- [109] N.N.:
B52 Oberbau technische Grundsätze
Österreichische Bundesbahnen, 1976.
- [110] Johnsten, B.:
Acela trains crack under pressure
Trains, November 2002, Seite 12 – 13.
- [111] Ponlet, S. und L. Müller:
Dieselbetrieb im Pregnitztal
Eisenbahn-Kurier 2002, Heft 3, Seite 64 – 67.
- [112] R.B.:
Erneuter ICE-Unfall
Eisenbahn-Revue international 1999, Heft 3, Seite 61.
- [113] Menck, D.
Über das dynamische Verhalten von Schienenfahrzeugen beim Durchfahren enger Gleisbögen mit hohen Geschwindigkeiten
Dissertation, RWTH Aachen, 1979.
- [114] Jaschinski, A. und L. Mauer
Analyse moderner Spurführungskonzepte durch methodische Fortschritte in der Mehrkörpersimulation.
Fachtagung Systemdynamik der Eisenbahn in Hennigsdorf, Seite 267 – 276, Darmstadt, 1994.
- [115] N.N.:
<http://www.simpack.de>
Webseite des MKS-Programmsystems Simpack
intec GmbH, Weßling-Oberpfaffenhofen, 2004.
- [116] Nöthen, J.:
Sinuslauf, Wellenlauf, Zickzacklauf, Ergebnisse einer nichtlinearen Zeitschrittintegration
ZEV-Glas. Ann. 109 (1985), Heft 2/3, Seite 48 – 51.
- [117] Nicolin, J., Nöthen, J. und O. Krettek:
Neue Erkenntnisse zum Radsatz- und Fahrzeuglauf aus der Sicht der nichtlinearen Rechnung
ZEV-Glas. Ann. 108 (1984), Heft 4, Seite 101 – 108.
- [118] Nicolin, J.:
Über den Einfluss von torsionselastischen Radsatzwellen auf das Laufverhalten eines Schienenfahrzeugs
Dissertation, RWTH Aachen, 1983.
- [119] Scharschmidt, K.-H.:
Systematische Stabilitätsuntersuchungen am Beispiel eines ICE2-Fahrwerks
Projektarbeit, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und

- Tribologie, Universität Hannover, 2004
- [120] Köhler, G., Scheunemann, E. und T. Kolbe:
Die sicherheitstechnische Bedeutung des UIC-Merkblattes 518
Eisenbahn Revue international 2003, Heft 5, Seite 236 – 239.
- [121] N.N.:
Firmenunterlagen: Wegmann
- [122] Hochbruck, H., Knothe, K. und P. Meinke:
Systemdynamik der Eisenbahn
Fachtagung in Henningsdorf am 13. und 14, Oktober 1994
Hestra-Verlag, 1994.
- [123] Münchschwander, P.:
Schienenschnellverkehr 1, 150 Jahre Wettlauf mit der Zeit
R. v. Decker's Verlag, G. Schenk GmbH, Heidelberg, 1989.
- [124] Hughes, M.:
Hochgeschwindigkeitsstory
Alba-Verlag.
- [125] Kasteel, R. v.:
Dämpfer für Schienenfahrzeuge
Vortrag im Rahmen des Lehrgangs „Federungs- und Dämpfungssysteme für
Straßen- und Schienenfahrzeuge“ an der Technischen Akademie in Esslingen
am 16. und 17. Oktober 2002.
- [126] Voy, C.:
Vorlesungsskript: Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik II
Institut für Kraftfahrwesen, Universität Hannover, 1996.
- [127] Voß, G.:
Vorlesungsskripte: Fahrwerktechnik, Spurführung und Laufeigenschaften,
Konstruktion von Schienenfahrzeugen
Institut für Schienenfahrzeuge und maschinelle Bahnanlagen, Universität
Hannover, 1996.
- [128] Kretschmer, R.:
Vorlesungsskript: Betrieb und Instandhaltung von Fahrzeugen des
öffentlichen Verkehrs
Institut für Schienenfahrzeuge und maschinelle Bahnanlagen, Universität
Hannover, 1996.
- [129] Siefer, T.:
Vorlesungsskript: Fahrdynamischer Entwurf von Verkehrswegen, Teil
Schienenbahnen
Institut für Verkehrswesen, Eisenbahnbau und –betriebe, Universität
Hannover, 2004.
- [130] N.N.:
System aktiver Drehdämpfer – ADD.
Firmenunterlagen: Siemens AG, 2004.

Anlage

A	Grundlagen	Seite 122
B	Simulationsdaten	Seite 130
C	Messergebnisse	Seite 136
D	Simulationsergebnisse	Seite 138

Anlage A Grundlagen

Bei der fahrtechnischen Prüfung und Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen wird die Instabilität in der Geraden und im Gleisbogen mit großem Radius aufgrund eines der nachfolgenden Parameter bewertet:

Normales Verfahren: Summe Y -Kräfte

Vereinfachtes Verfahren: H -Kräfte oder Querbeschleunigungen am Drehgestellrahmen

Die Messwerte werden folgendermaßen behandelt:

Bandpassfilterung um die Instabilitätsfrequenz $f_0 = + / - 2$ Hz mit einer Abminderung von > 24 dB/Oktave.

Berechnung des gleitenden quadratischen Mittelwertes über eine Länge von 100 m unter Verwendung einer 10 m-Schrittweite.

Alle auf diese Weise berechneten quadratischen Mittelwerte müssen niedriger sein als die folgenden Grenzwerte:

Nach dem normalen Verfahren.

$$\left(s \sum Y \right)_{\text{lim}} = \frac{\sum Y_{\text{lim}}}{2}$$

Nach dem vereinfachten Verfahren (Messung der H -Kräfte und der Beschleunigungen im Fahrzeugkasten).

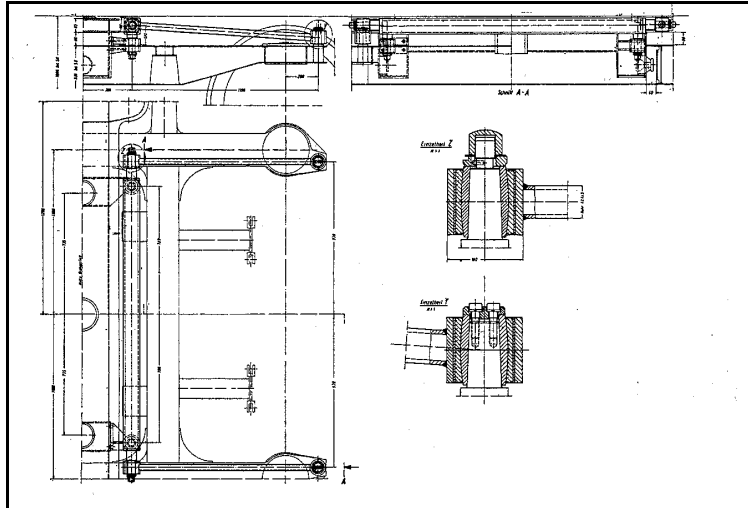
$$(sH)_{\text{lim}} = \frac{H_{\text{lim}}}{2}$$

$$(s\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}} = 5 \text{ m/s}^2$$

Nach dem vereinfachten Verfahren (Beschleunigungsmessung, Fahrzeuge mit Drehgestellen).

$$(s\ddot{y}_s^{++})_{\text{lim}} = \frac{(\ddot{y}_s^{++})_{\text{lim}}}{2}$$

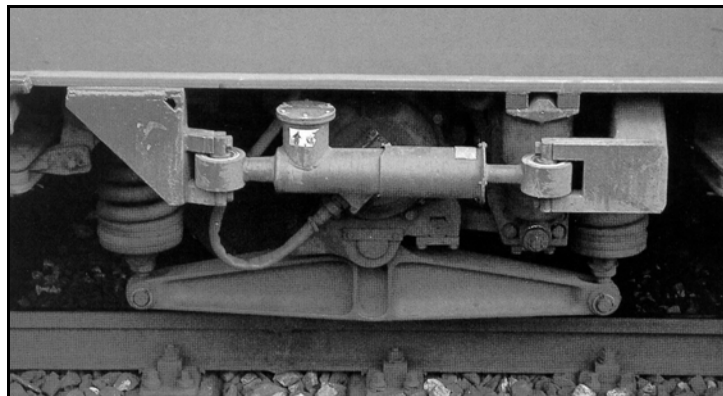
**Anlage 1: Stabilitätskriterien nach UIC-Merkblatt 518 [120]
(zu Kapitel 3.3 Stabilitätsprüfung an realen Fahrzeugen)**



Anlage 4: Konstruktion der Wiegenführung des MD52- bzw. MD522-Fahrwerks [22]
(zu Kapitel 4.6 Voraussetzungen der Drehhemmung)



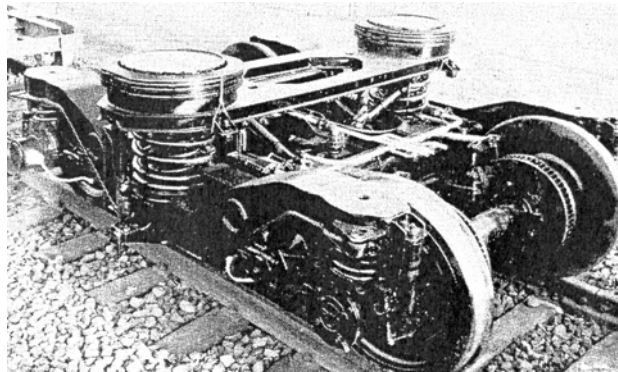
Anlage 5: weltweit erste Serienschlingerdämpfer am Prototyp-TGV 001 [124]
(zu Kapitel 5.1 Entwicklungsgeschichte)



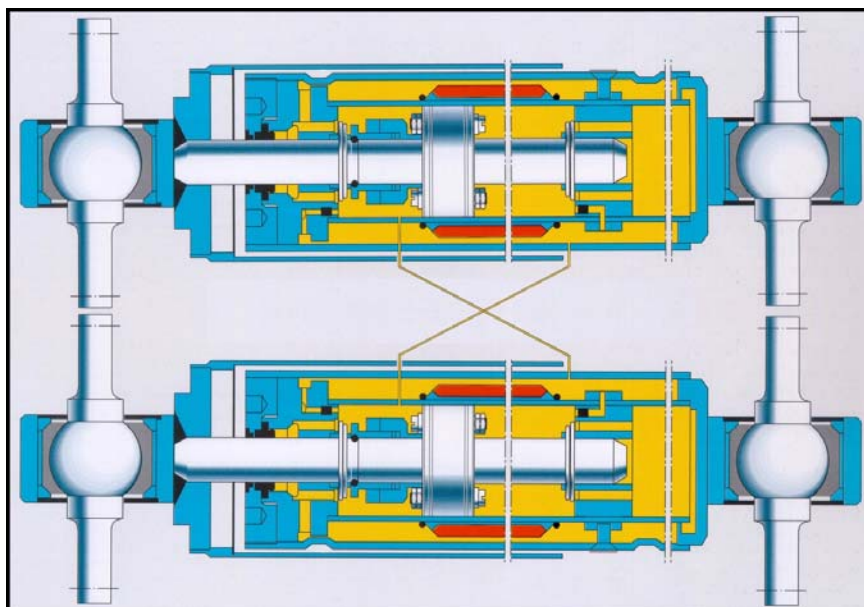
Anlage 6: Nachgerüstete Schlingerdämpfer an der Lokomotive Baureihe 103 [57]
(zu Kapitel 5.1 Entwicklungsgeschichte)



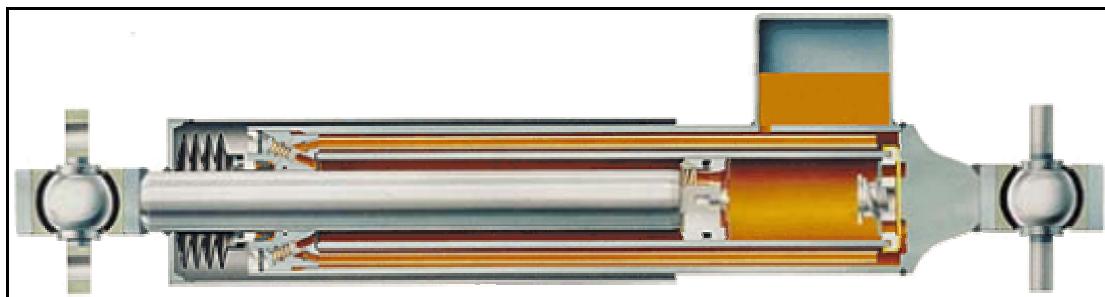
Anlage 7: MD36-Fahrwerk mit Schlingerdämpfern [17]
(zu Kapitel 5.1 Entwicklungsgeschichte)



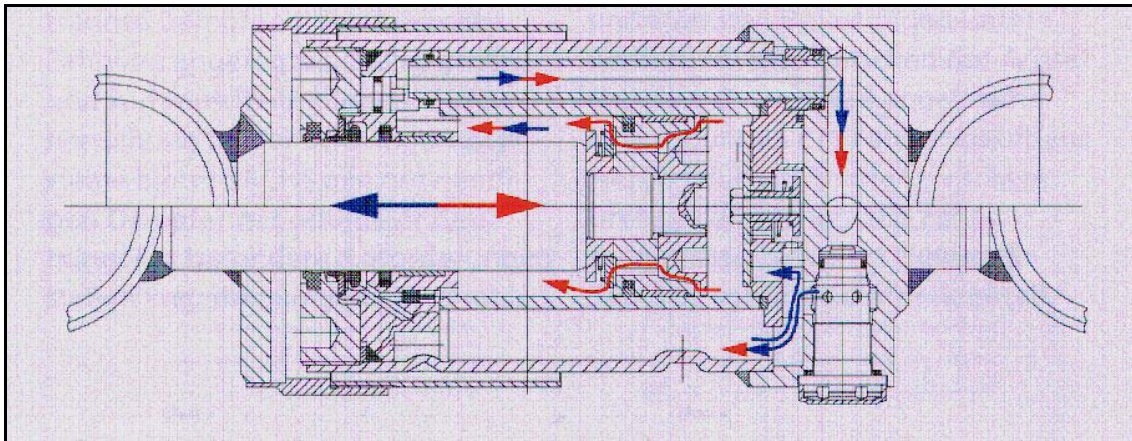
Anlage 8: Y0270 S-Fahrwerk leider ohne Schlingerdämpfer [17]
(zu Kapitel 5.1 Entwicklungsgeschichte)



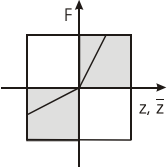
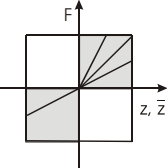
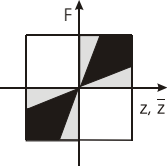
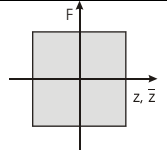
Anlage 9: Kreuzkopplung zweier Schlingerdämpfer zum Längsausgleich
(zu Kapitel 5.3 Bauformen von Schlingerdämpfern)



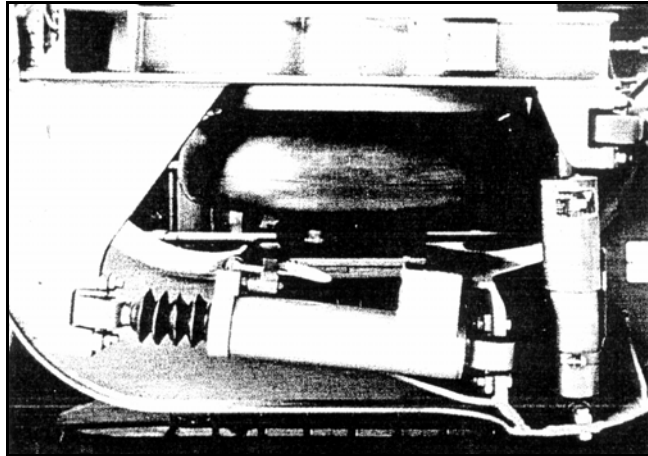
Anlage 10: Darstellung der Konstruktion eines KONI-Schlingerdämpfers [62]
(zu Kapitel 5.3 Bauformen von Schlingerdämpfern)



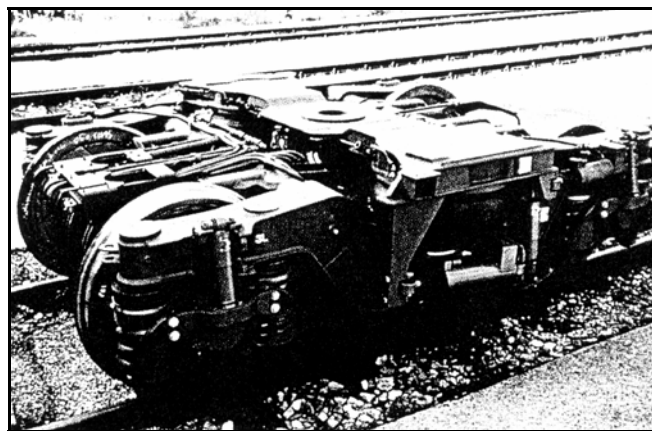
Anlage 11: ZF Sachs Schlingerdämpfer nach dem Umströmprinzip [63]
(zu Kapitel 5.3 Bauformen von Schlingerdämpfern)

Systembeschreibung	Arbeitsbereich im Kraft-Weg- bzw. Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm	Stellzeit	Energiebedarf
passiv		-	-
adaptiv		vom Sekundenbereich bis herab zu 25 ms	gering
semi- oder halbaktiv		unter 10 ms	gering
aktiv		unter 10 ms	hoch

Anlage 12: Klassifizierung der Koppelemente [66]
(zu Kapitel 6 Variable Hydraulikdämpfer)



Anlage 13: adaptiver Schlingerdämpfer „DES“ am SGP 400 [54]
(zu Kapitel 7.1 Erste Versuche)



Anlage 14: Prototypdrehgestell SGP400 mit DES [54]
(zu Kapitel 7.1 Erste Versuche)

Berechnung des Grenzwerts der Summe Y nach Prud'homme:

$$\sum Y = \alpha \cdot \left(10 + \frac{2Q_0}{3} \right) = 56,11 \text{ kN}$$

$$\alpha = 1 \text{ (für Reisezugwagen)}$$

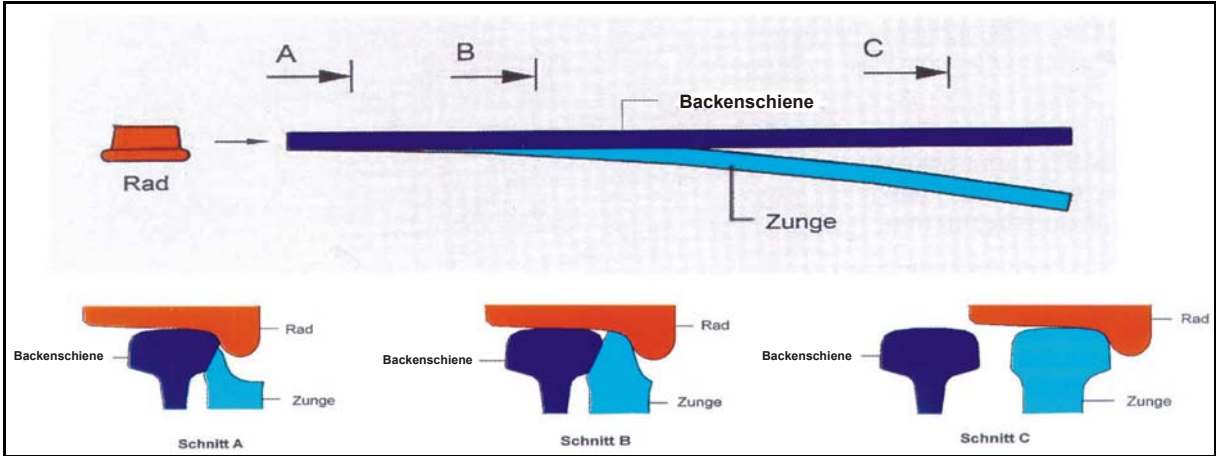
$$m_{\text{Radsatz}} = 1795 \text{ kg}$$

$$m_{\text{Fahrwerk}} = 3570 \text{ kg}$$

$$m_{\text{Wagenkasten}} = 42083 \text{ kg}$$

$$Q_0 = 69,16 \text{ kN}$$

Anlage 15: Berechnung des Grenzwerts Summe Y für das Simulationsmodell
(zu Kapitel 8.3 Auswertungsgrößen)



Anlage 16: Rad/Schiene-Kontakt bei Weichenfahrt
(zu Kapitel 9.6 Weichen)

Anlage B Simulationsdaten

Radsatz

Masse m_{RS}	1795 kg
I_{xx}	862 kgm ²
I_{yy}	188 kgm ²
I_{zz}	862 kgm ²
Schwerpunktlage x	0
Schwerpunktlage y	0
Schwerpunktlage z	-460 mm
Laufkreisabstand $2b_A$	1500 mm
Spurweite s	1435 mm
Raddurchmesser r	920 mm
Wellendurchmesser d_{RW}	200 mm
Wellenlänge l_{RW}	2000 mm

Drehgestell

Masse m_D	3570 kg
I_{xx}	1749 kgm ²
I_{yy}	1509 kgm ²
I_{zz}	2285 kgm ²
Schwerpunktlage x	0
Schwerpunktlage y	0
Schwerpunktlage z	-650 mm
Länge l_D	3520 mm
Abstand der Längsträger $2b_F$	2000 mm
Achsabstand $2a$	2500 mm

Wagenkasten

Masse m_W	42083 kg
I_{xx}	71121 kgm ²
I_{yy}	2603689 kgm ²
I_{zz}	2603689 kgm ²
Schwerpunktlage x	0
Schwerpunktlage y	0
Schwerpunktlage z	-1850 mm
Breite b_W	3000 mm
Länge l_W	26000 mm

Höhe h_W	3856 mm
Drehzapfenabstand $2a_D$	19000 mm

Primärfederung / Primärdämpfung / Anlenkung

(pro Radsatzlager)

c_x	$2 \cdot 10^8$ N/m
c_y	$6,6 \cdot 10^6$ N/m
c_z	$6,4 \cdot 10^5$ N/m
d_x	-
d_y	-
d_z	$8,8 \cdot 10^3$ Ns/m

Sekundärfederung / Sekundärdämpfung / Anlenkung

(pro Drehgestellseite)

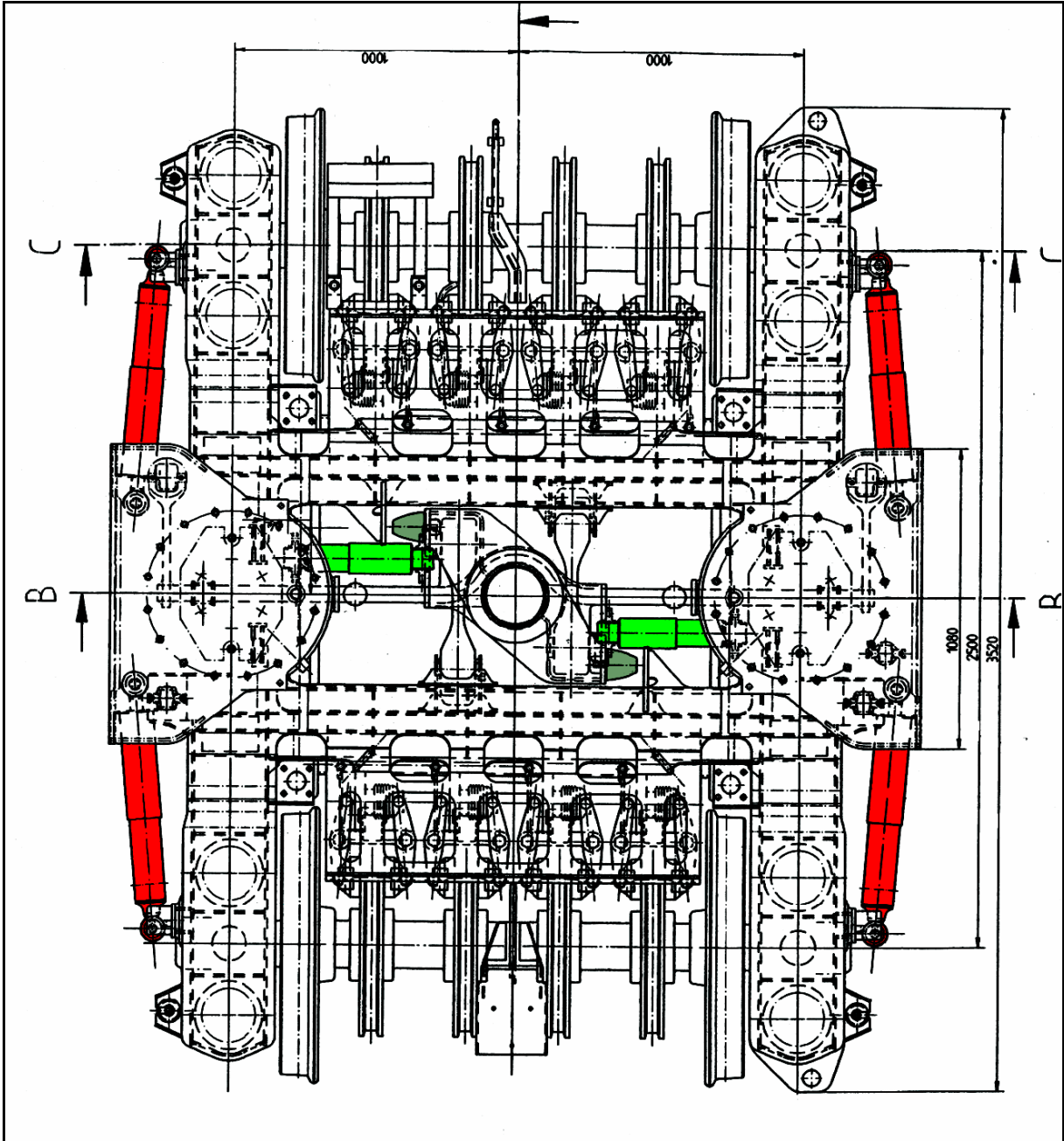
c_x	$1,65 \cdot 10^5$ N/m
c_y	$1,65 \cdot 10^5$ N/m
c_z	$4,5 \cdot 10^5$ N/m
d_x	-
d_y	$2 \cdot 10^4$ Ns/m
d_z	$1,2 \cdot 10^4$ Ns/m
Queranschlag	Prabelfeder-Kennlinie
Drehzapfen	Kennlinie
Schlingerdämpfer c_x	26315790 N/m
Schlingerdämpfer d_x	256667 Ns/m bei 0,039 m/s
Endkraft F_{SD}	10000 N
(vier pro Drehgestell)	
Wankstütze c_φ	5600000 N/rad
(eine pro Drehgestell)	

Steifigkeiten der Dämpferaugen

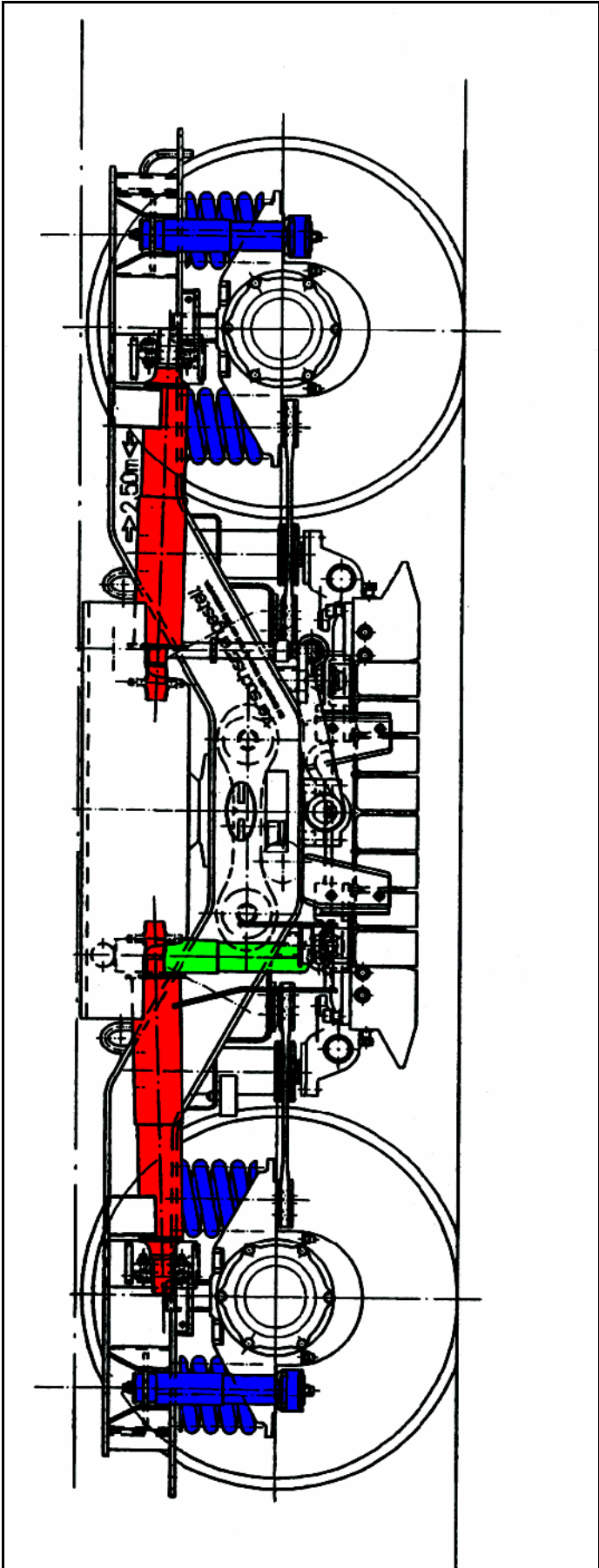
(pro Dämpferauge)

Primärdämpfer d_{PD}	4500 N/mm
Sekundärquerdämpfer d_{SQD}	8000 N/mm
Sekundärdämpfer d_{SD}	20000 N/mm
Schlingerdämpfer d_{SchD}	70000 N/mm

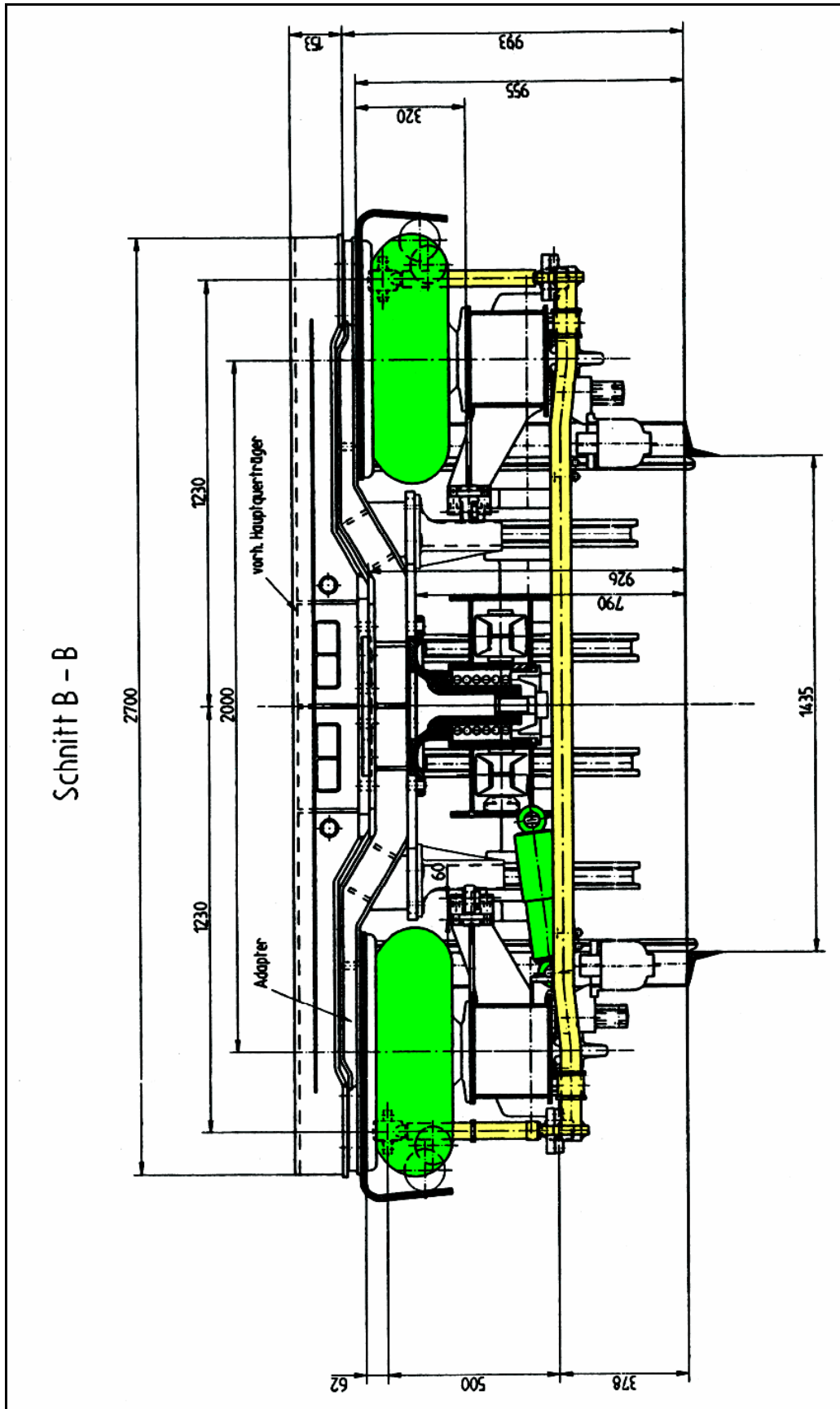
Anlage 17: Modelldaten GDS300 und ICE1-Mittelwagen
(zu Kapitel: 8 Simulationen und Simulationsmodell)



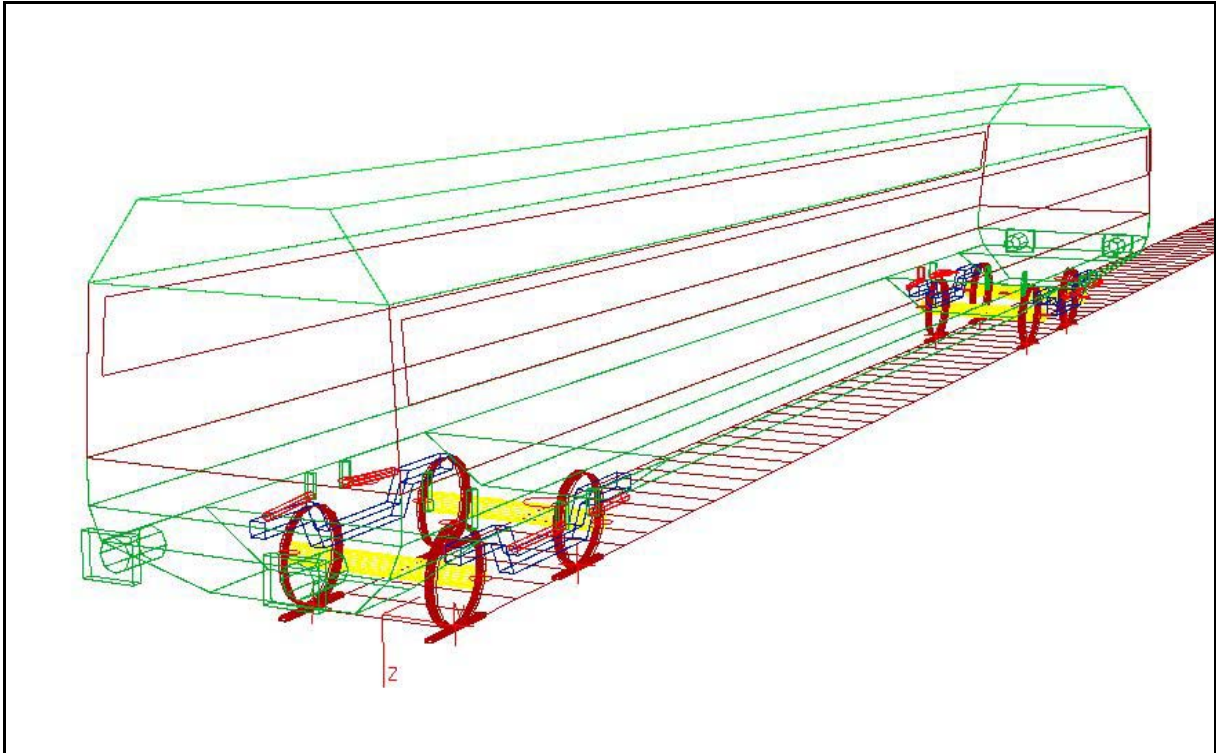
Anlage 18: GDS300 Draufsicht
(zu Kapitel: 8 Simulationen und Simulationsmodell)



Anlage 19: GDS300 Seitenansicht
(zu Kapitel: 8 Simulationen und Simulationsmodell)

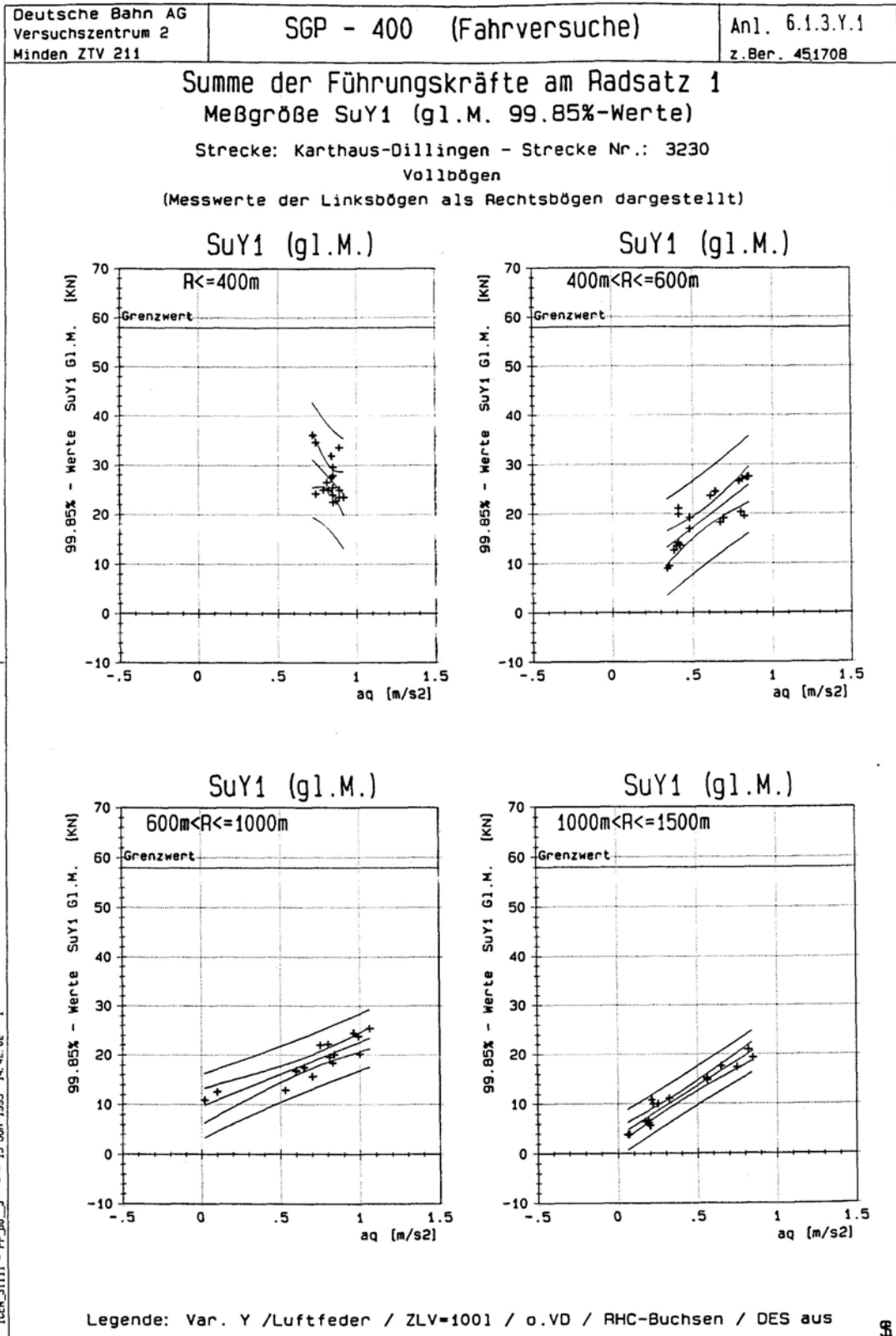


Anlage 20: GDS300 Frontansicht
(zu Kapitel: 8 Simulationen und Simulationsmodell)



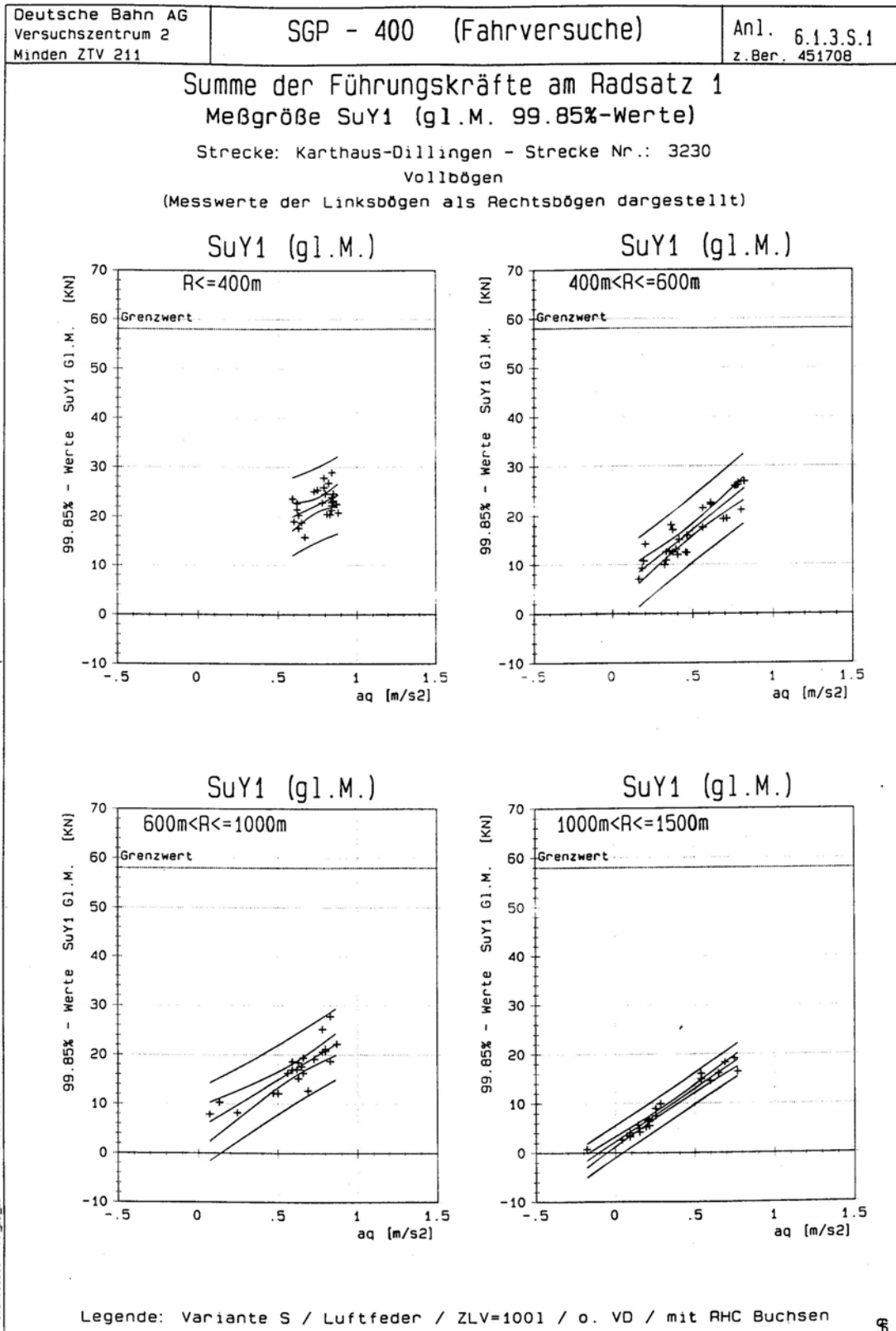
**Anlage 21: Darstellung des Simpack-Modells
(zu Kapitel: 8 Simulationen und Simulationsmodell)**

Anlage C Messergebnisse



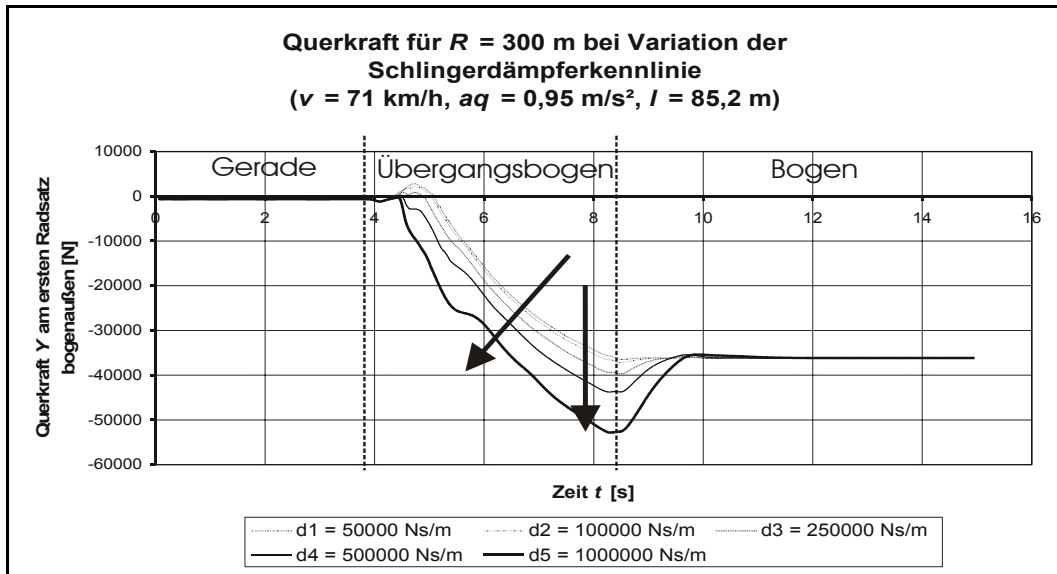
ICEN_31111 - PP_B0_3 - - 13 Jun 1995 14:42:02 - 1

Anlage 22: Statistische Messdaten der Deutschen Bahn AG
Summe der Führungskräfte am Radsatz 1 DES aus
 (zu Kapitel 12.1.2 Vergleich zwischen Messung und Simulation)

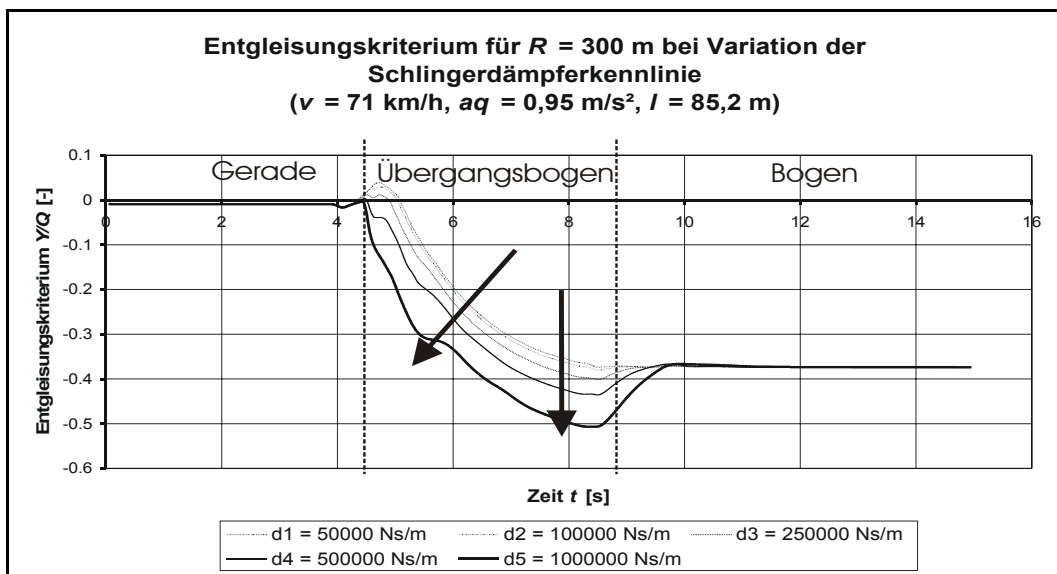


Anlage 23: Statistische Messdaten der Deutschen Bahn AG
Summe der Führungskräfte am Radsatz 1 DES ein
 (zu Kapitel 12.1.2 Vergleich zwischen Messung und Simulation)

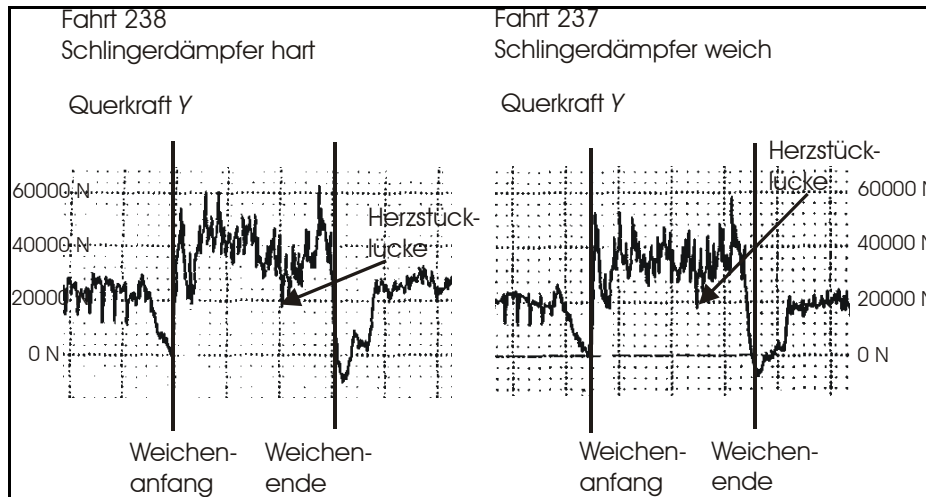
Anlage D Simulationsergebnisse



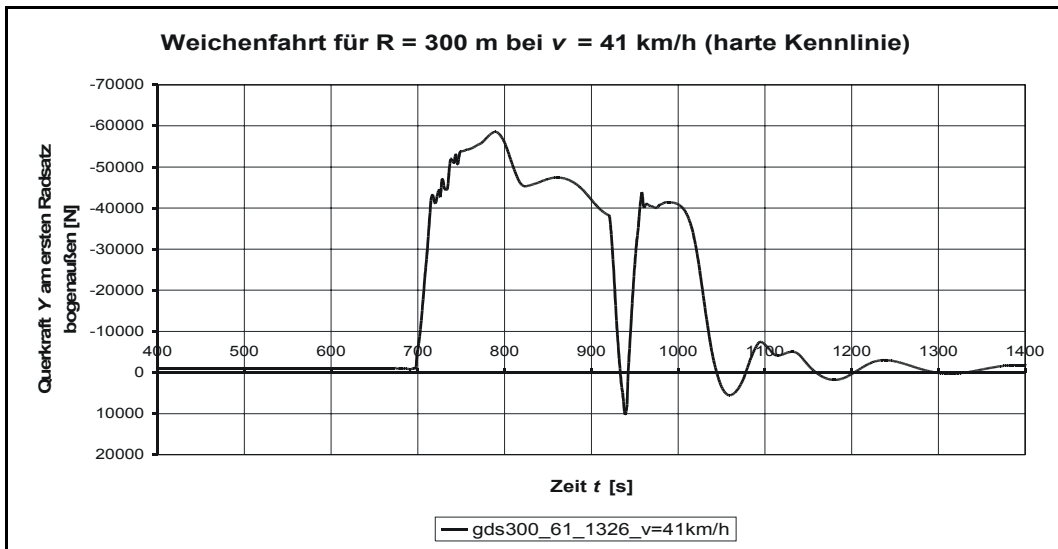
Anlage 24: Darstellung der Querkraft bei Variation der Schlingerdämpferkennlinie
(zu Kapitel 11 Variable Dämpferkennlinien)



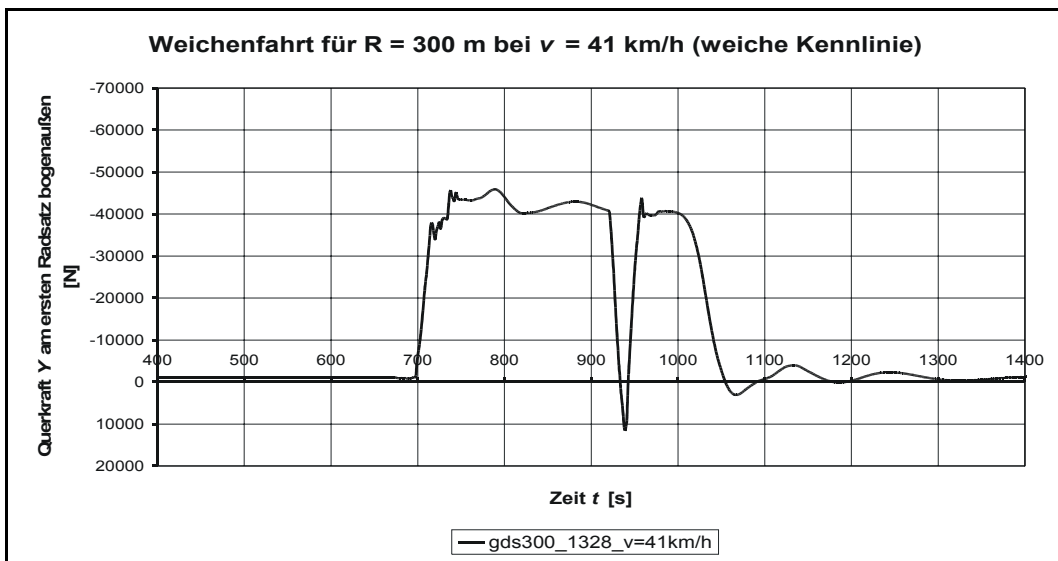
Anlage 25: Darstellung des Entgleisungskriteriums bei Variation der Schlingerdämpferkonstanten
(zu Kapitel 11 Variable Dämpferkennlinien)



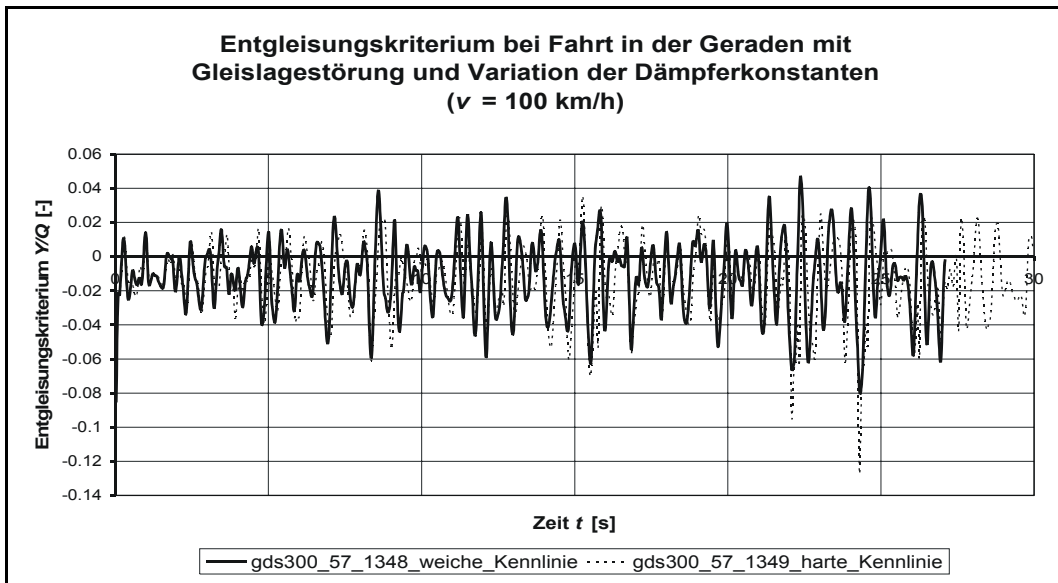
**Anlage 26: Darstellung der Messfahrtergebnisse Querkraft Y [98]
(zu Kapitel 12.2 Weichenfahrt)**



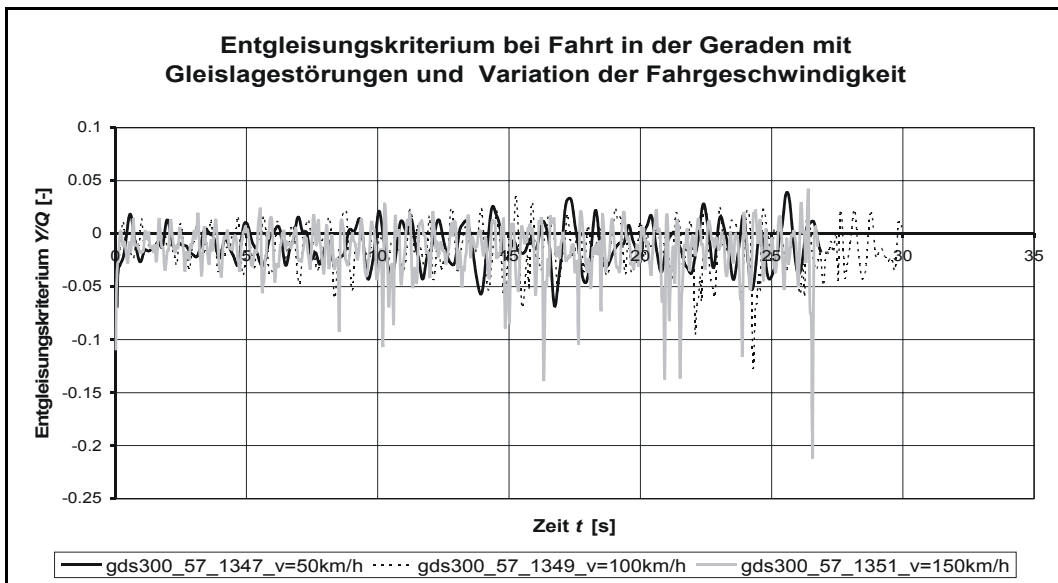
**Anlage 27: Simulation Weichenfahrt zum Messdatenvergleich Querkraft Y harte Kennlinie
(zu Kapitel 12.2 Weichenfahrt)**



**Anlage 28: Simulation Weichenfahrt zum Messdatenvergleich Querkraft Y weiche Kennlinie
(zu Kapitel 12.2 Weichenfahrt)**



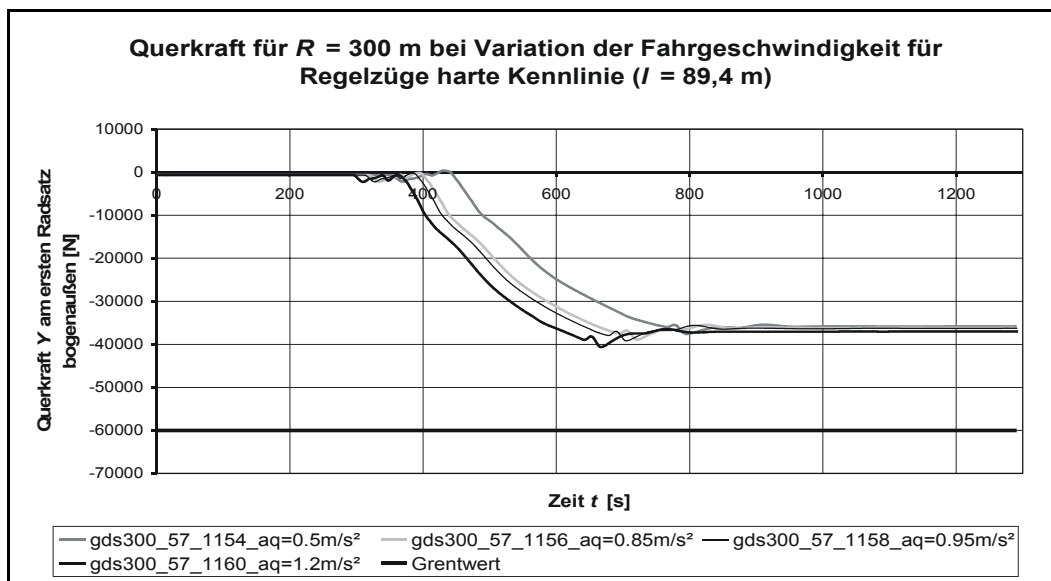
**Anlage 29: Entgleisungskriterium bei Fahrt in der Geraden
(zu Kapitel 13.1.1 Gleislagestörungen)**



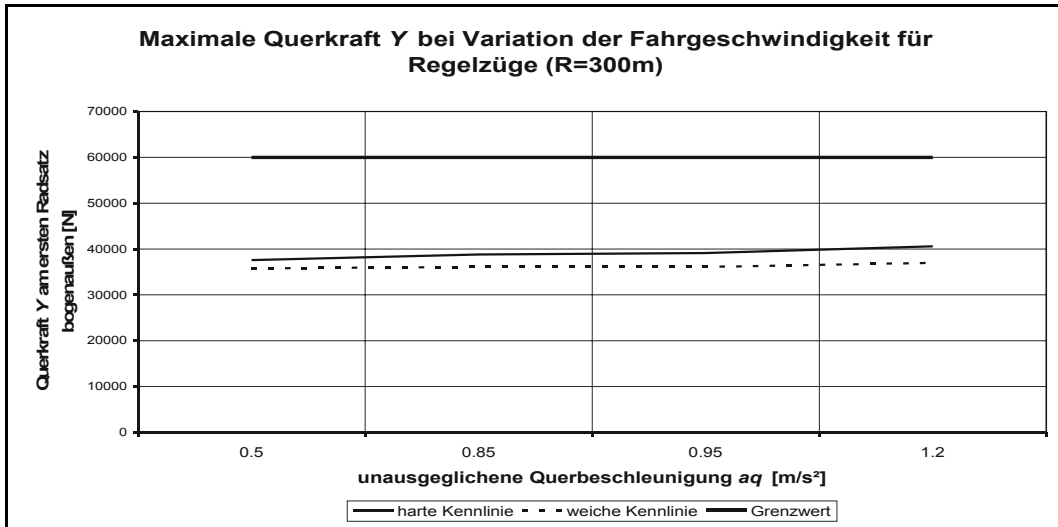
**Anlage 30: Entgleisungskriterium bei Fahrt in der Geraden
(zu Kapitel 13.1.1 Gleislagestörungen)**

Trassierungsdaten und Fahrgeschwindigkeiten				
Bestimmung der Trassierungsdaten				
Radius	Überhöhung	unausgeglichene Querbeschleunigung	Übergangsbogenlänge	Fahrgeschwindigkeit
150 m	160 mm	0.85 m/s ² ~ 130 mm	62.4 m	60 km/h
200 m	160 mm	0.85 m/s ² ~ 130 mm	72.8 m	70 km/h
300 m	160 mm	0.85 m/s ² ~ 130 mm	89.4 m	86 km/h
400 m	160 mm	0.85 m/s ² ~ 130 mm	102.9 m	99 km/h
500 m	160 mm	0.85 m/s ² ~ 130 mm	114 m	111 km/h
Berechnung der Fahrgeschwindigkeiten				
Radius	unausgeglichene Querbeschleunigung			
	0.5 m/s ²	0.85 m/s ²	0.95 m/s ²	1.2 m/s ²
150 m	55 km/h	60 km/h	62 km/h	66 km/h
200 m	63 km/h	70 km/h	72 km/h	76 km/h
300 m	78 km/h	86 km/h	88 km/h	93 km/h
400 m	90 km/h	99 km/h	102 km/h	108 km/h
500 m	100 km/h	111 km/h	114 km/h	121 km/h

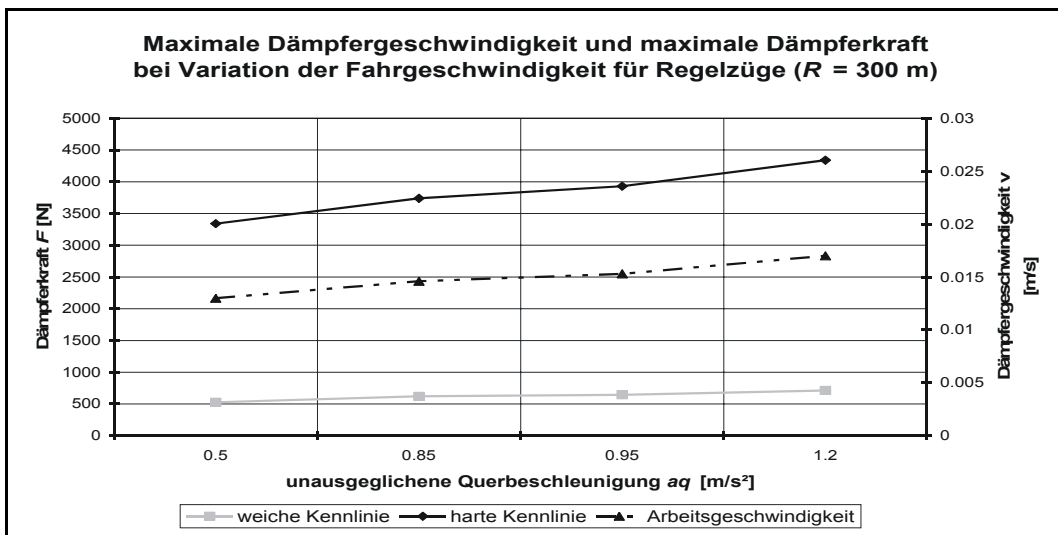
Anlage 31: Simulationsdaten
(zu Kapitel 13.2.1 Variationsrechnungen bei konstanter Übergangsbogenlänge)



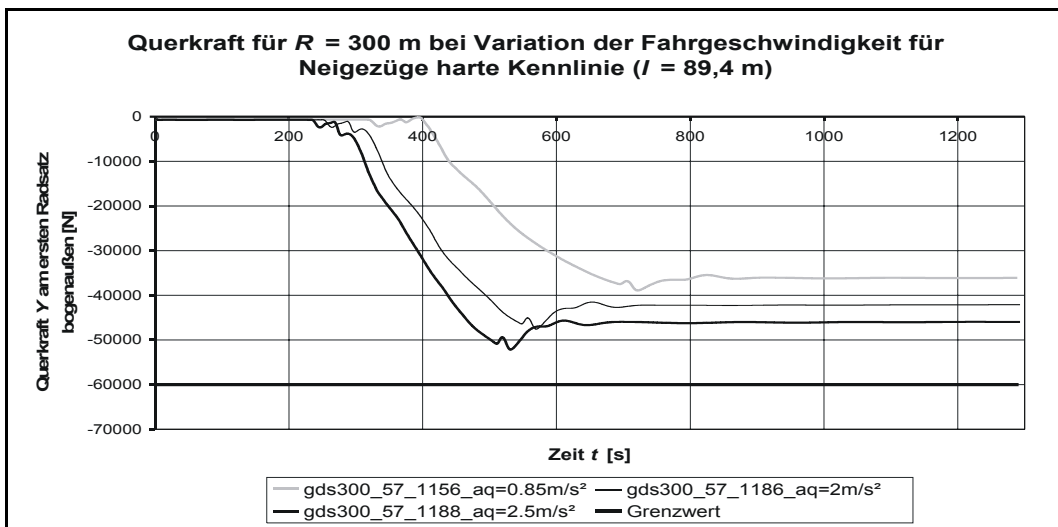
Anlage 32: Querkraft Y für $R = 300$ m bei Variation der Fahrgeschwindigkeit für Regelzüge
(zu Kapitel 13.2.1.1 Variation der Fahrgeschwindigkeit)



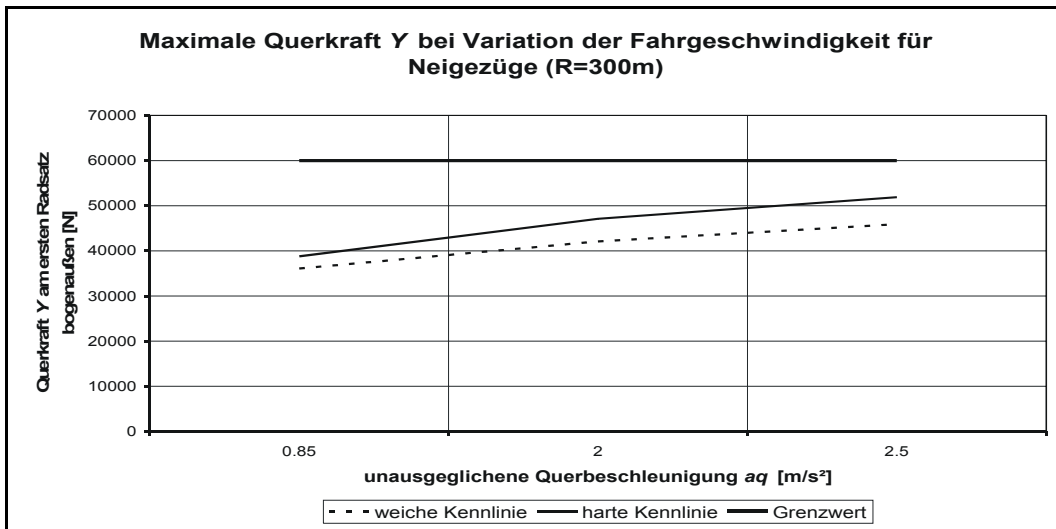
Anlage 33: Maximale Querkraft Y für R = 300 m bei Variation der Fahrgeschwindigkeit für Regelzüge (zu Kapitel 13.2.1.1 Variation der Fahrgeschwindigkeit)



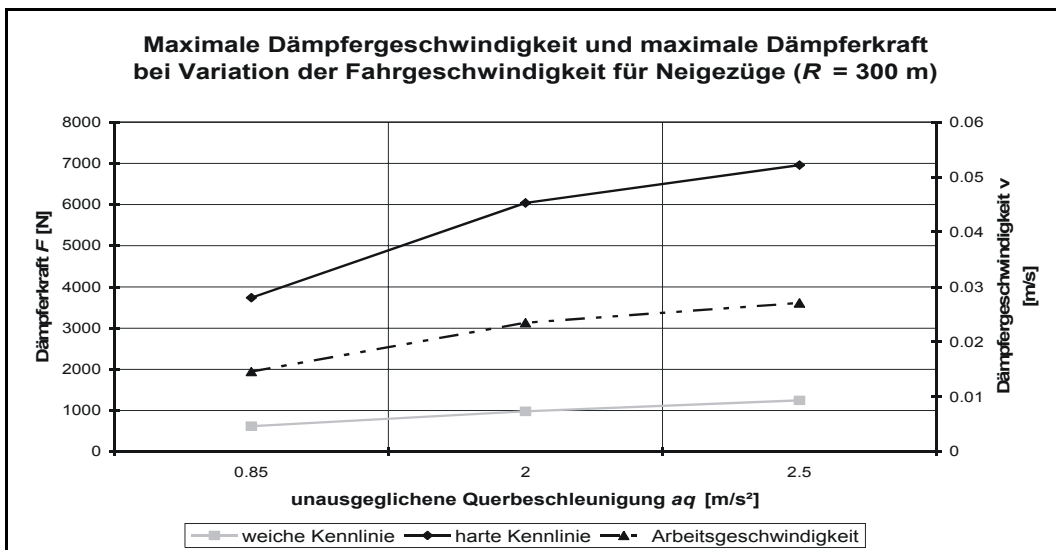
Anlage 34: Dämpfungskraft und Arbeitsgeschwindigkeit für R = 300 m bei Variation der Fahrgeschwindigkeit für Regelzüge (zu Kapitel: 13.2.1.1 Variation der Fahrgeschwindigkeit)



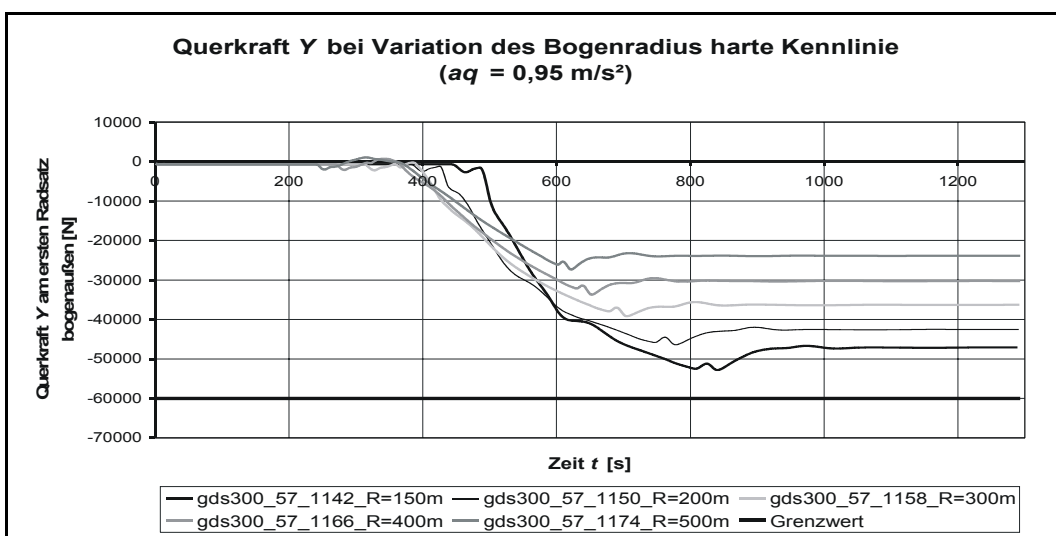
Anlage 35: Querkraft Y für R = 300 m bei Variation der Fahrgeschwindigkeit für Neigezüge (zu Kapitel 13.2.1.1 Variation der Fahrgeschwindigkeit)



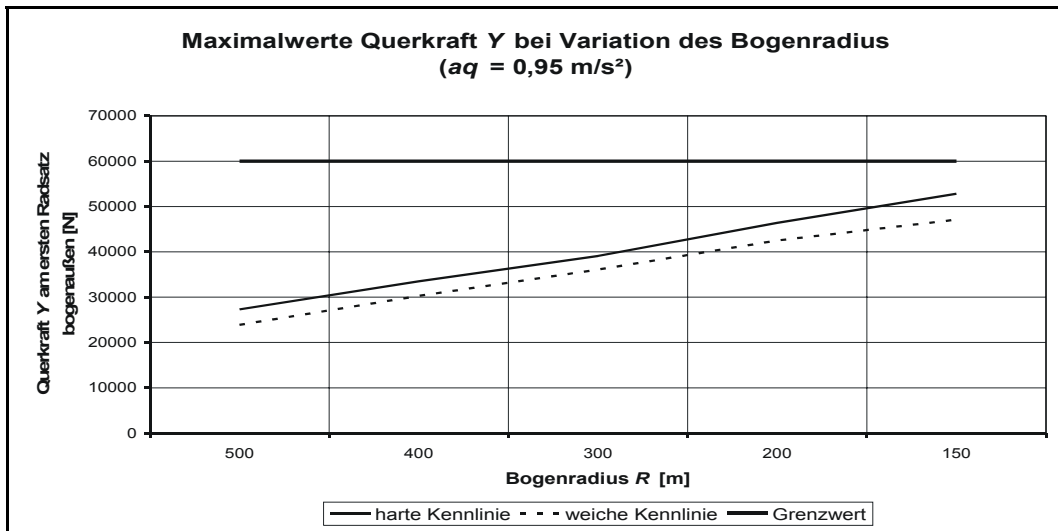
Anlage 36: Maximale Querkraft Y bei Variation der Fahrgeschwindigkeit für Neigezüge (zu Kapitel 13.2.1.1 Variation der Fahrgeschwindigkeit)



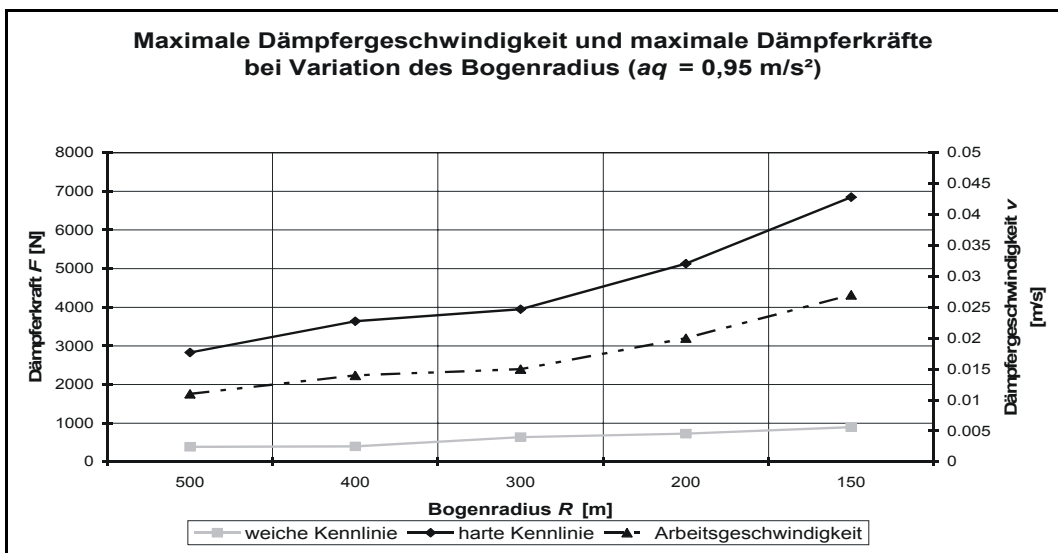
Anlage 37: Dämpferkraft und Arbeitsgeschwindigkeit für R = 300 m bei Variation der Fahrgeschwindigkeit für Neigezüge (zu Kapitel: 13.2.1.1 Variation der Fahrgeschwindigkeit)



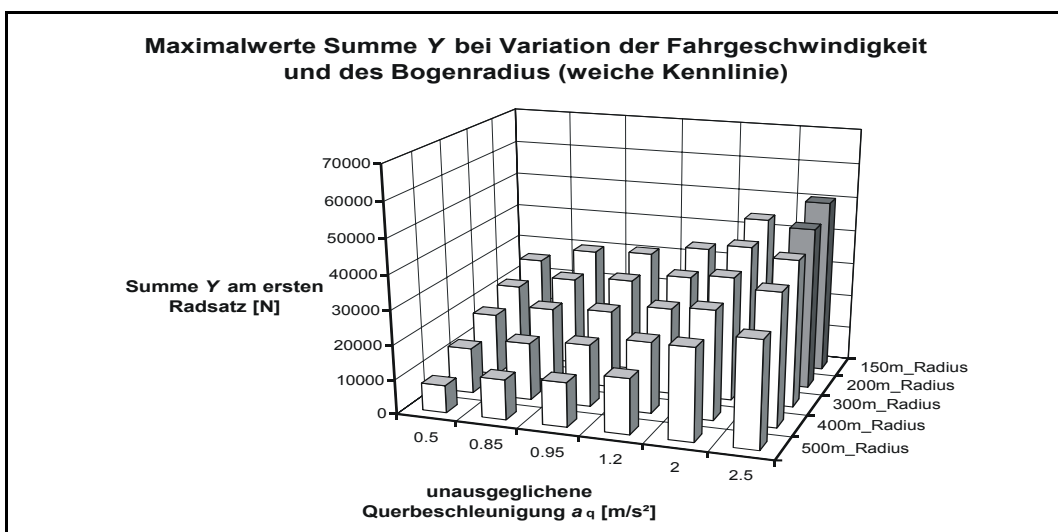
Anlage 38: Querkraft Y bei Variation des Bogenradius (zu Kapitel 13.2.1.2 Variation des Bogenradius)



Anlage 39: Maximalwerte der Querkraft Y bei Variation des Bogenradius (zu Kapitel 13.2.1.2 Variation des Bogenradius)



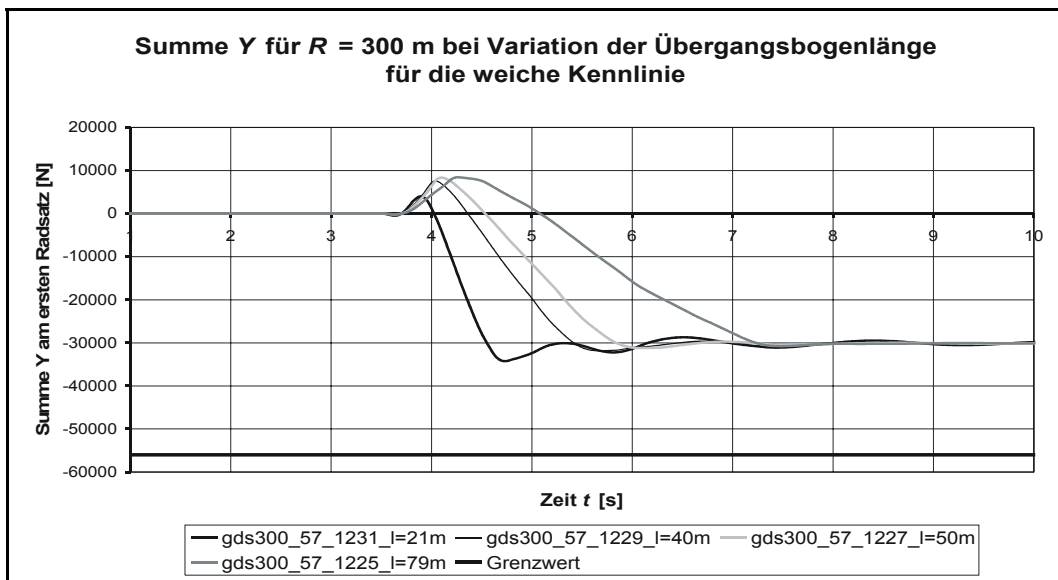
Anlage 40: Dämpferkraft und Arbeitsgeschwindigkeit bei Variation des Bogenradius (zu Kapitel: 13.2.1.2 Variation des Bogenradius)



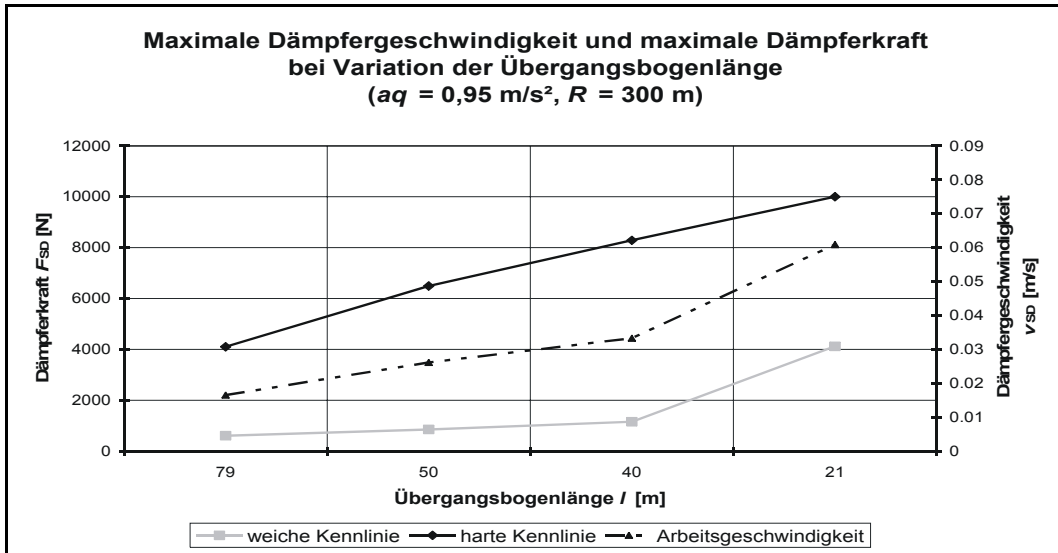
Anlage 41: Maximalwerte Summe Y bei Variation von Fahrgeschwindigkeit und Bogenradius bei weicher Kennlinie (zu Kapitel 13.2.1.3 Gemeinsame Darstellung)

Simulationsdaten zur Variation der Übergangsbogenlänge						
	Radius R [m]	Überhöhung u [mm]	Auslegungsgeschwindigkeit v [km/h] (aq=0,85 m/s ²)	Übergangsbogenlänge l	Simulationsgeschwindigkeit v [km/h] (aq=0,95 m/s ²)	Dämpfereinstellung
Simulation 1215	150	100	54	15	56	weich
Simulation 1216	150	100	54	15	56	hart
Simulation 1213	150	100	54	28	56	weich
Simulation 1214	150	100	54	28	56	hart
Simulation 1211	150	100	54	35	56	weich
Simulation 1212	150	100	54	35	56	hart
Simulation 1209	150	100	54	56	56	weich
Simulation 1210	150	100	54	56	56	hart
Simulation 1223	200	100	62,5	17	64,5	weich
Simulation 1224	200	100	62,5	17	64,5	hart
Simulation 1221	200	100	62,5	32	64,5	weich
Simulation 1222	200	100	62,5	32	64,5	hart
Simulation 1219	200	100	62,5	41	64,5	weich
Simulation 1220	200	100	62,5	41	64,5	hart
Simulation 1217	200	100	62,5	65	64,5	weich
Simulation 1218	200	100	62,5	65	64,5	hart
Simulation 1231	300	100	76,5	21	79	weich
Simulation 1232	300	100	76,5	21	79	hart
Simulation 1229	300	100	76,5	40	79	weich
Simulation 1230	300	100	76,5	40	79	hart
Simulation 1227	300	100	76,5	50	79	weich
Simulation 1228	300	100	76,5	50	79	hart
Simulation 1225	300	100	76,5	79	79	weich
Simulation 1226	300	100	76,5	79	79	hart
Simulation 1239	400	100	88	24	91	weich
Simulation 1240	400	100	88	24	91	hart
Simulation 1237	400	100	88	46	91	weich
Simulation 1238	400	100	88	46	91	hart
Simulation 1235	400	100	88	57	91	weich
Simulation 1236	400	100	88	57	91	hart
Simulation 1233	400	100	88	92	91	weich
Simulation 1234	400	100	88	92	91	hart
Simulation 1247	500	100	99,5	27	102	weich
Simulation 1248	500	100	99,5	27	102	hart
Simulation 1245	500	100	99,5	51	102	weich
Simulation 1246	500	100	99,5	51	102	hart
Simulation 1243	500	100	99,5	64	102	weich
Simulation 1244	500	100	99,5	64	102	hart
Simulation 1241	500	100	99,5	103	102	weich
Simulation 1242	500	100	99,5	103	102	hart

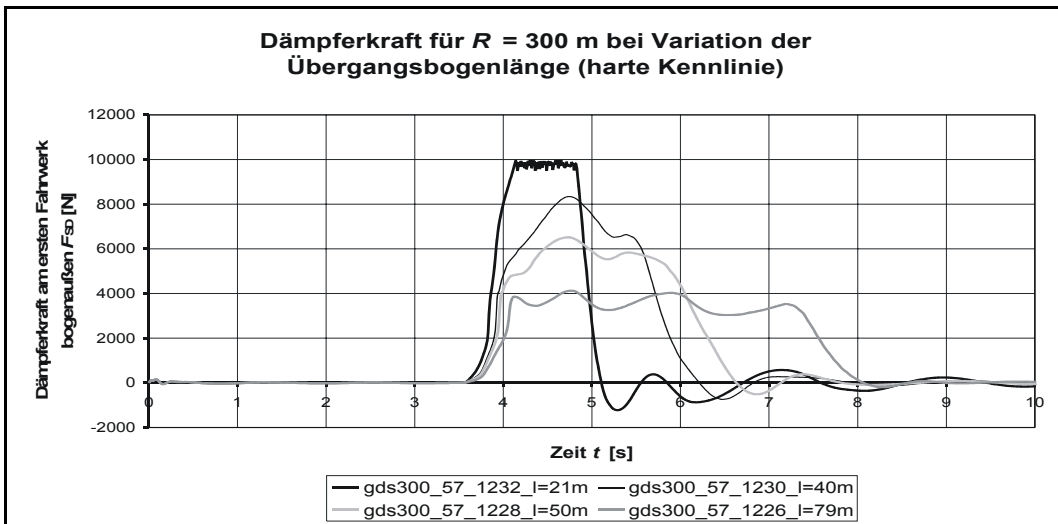
Anlage 42: Simulationsdaten zur Variation der Übergangsbogenlänge
(zu Kapitel 13.2.2 Variation der Übergangsbogenlänge)



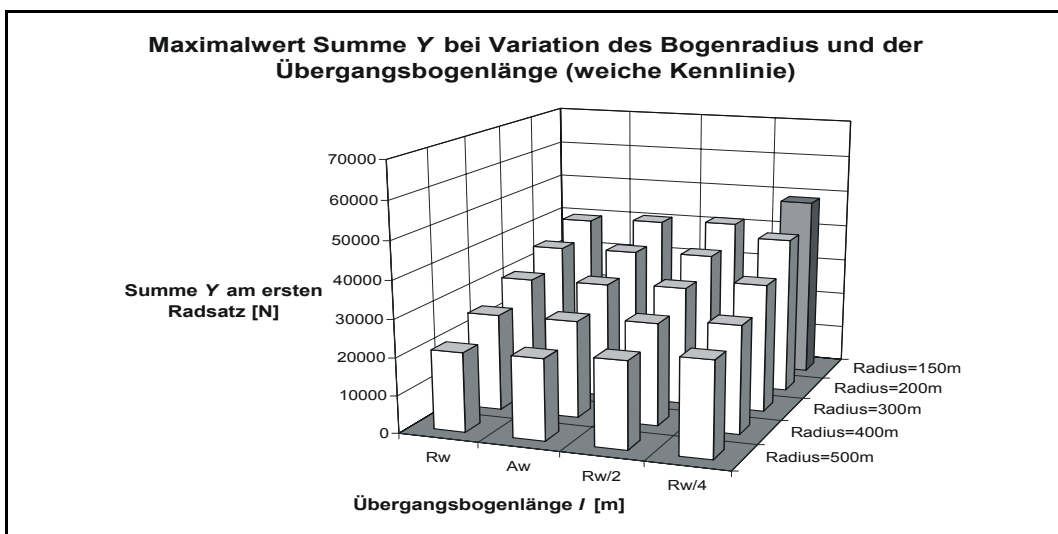
Anlage 43: Summe Y bei weicher Kennlinie und Variation der Übergangsbogenlänge
(zu Kapitel 13.2.2.1 Untersuchungen für einen 300 m-Bogen)



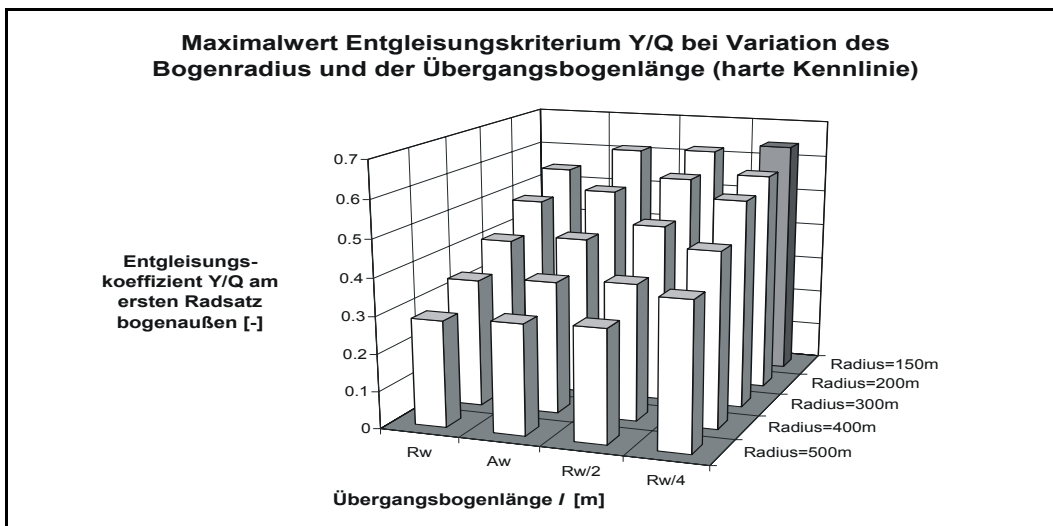
Anlage 44: Maximale Dämpfergeschwindigkeit und Dämpferkraft bei Variation der Übergangsbogenlänge (zu Kapitel 13.2.2.1 Untersuchungen für einen 300 m-Bogen)



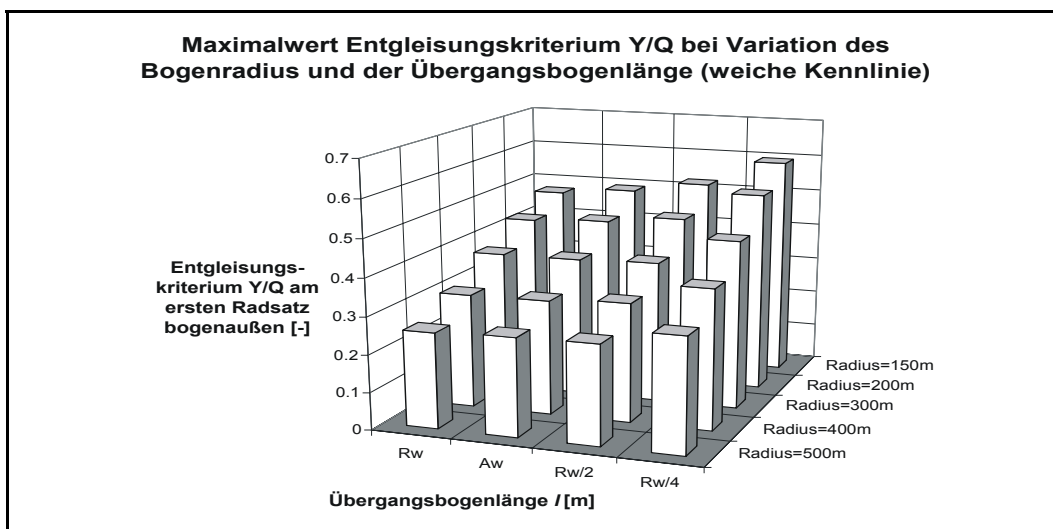
Anlage 45: Schlingerdämpferkraftverlauf bei Variation der Übergangsbogenlänge (zu Kapitel 13.2.2.1 Untersuchungen für einen 300 m-Bogen)



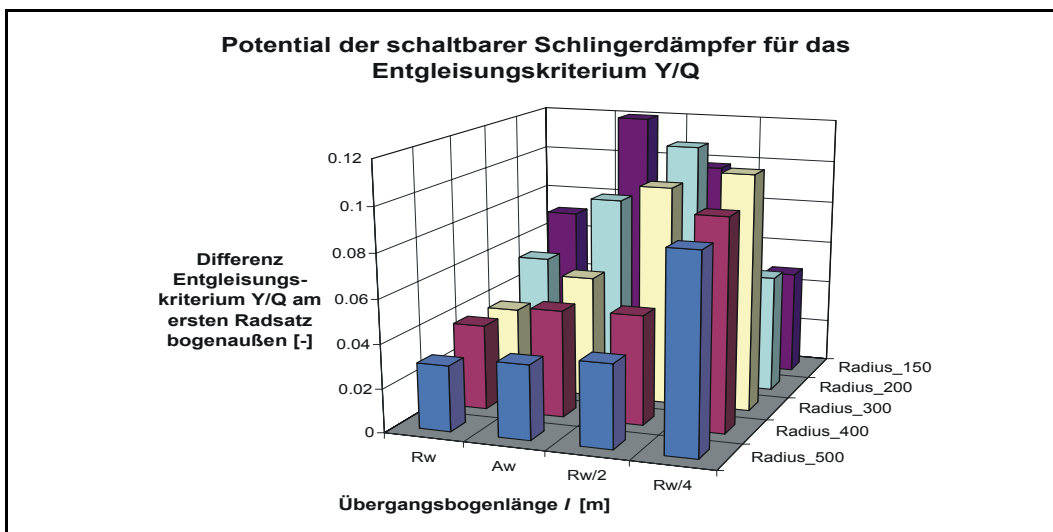
Anlage 46: Maximalwerte Summe Y für die weiche Kennlinie (zu Kapitel 13.2.2.2 Bögen zwischen 150 m und 500 m Radius)



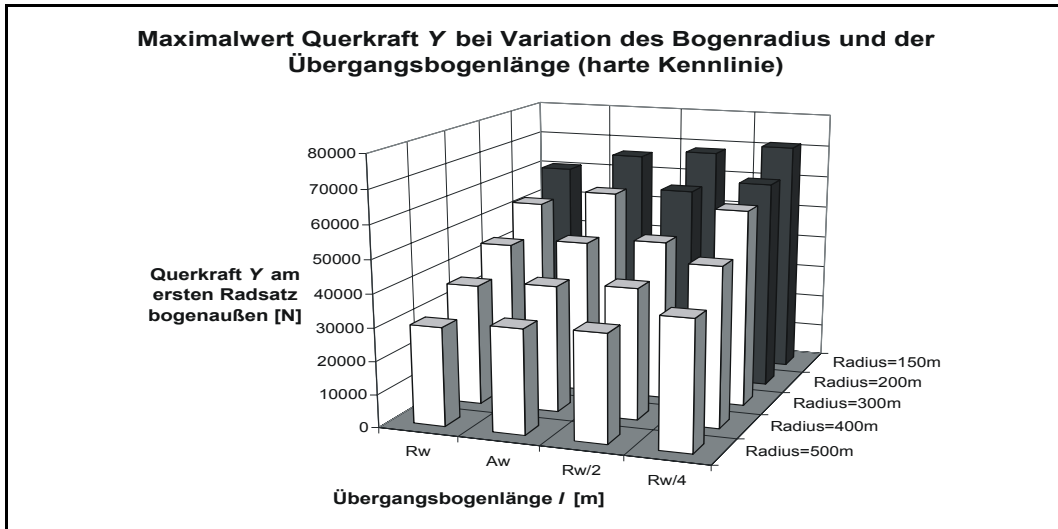
Anlage 47: Maximalwerte Entgleisungskriterium bei Variation des Bogenradius und der Übergangsbogenlänge (zu Kapitel 13.2.2.2 Bögen zwischen 150 m und 500 m Radius)



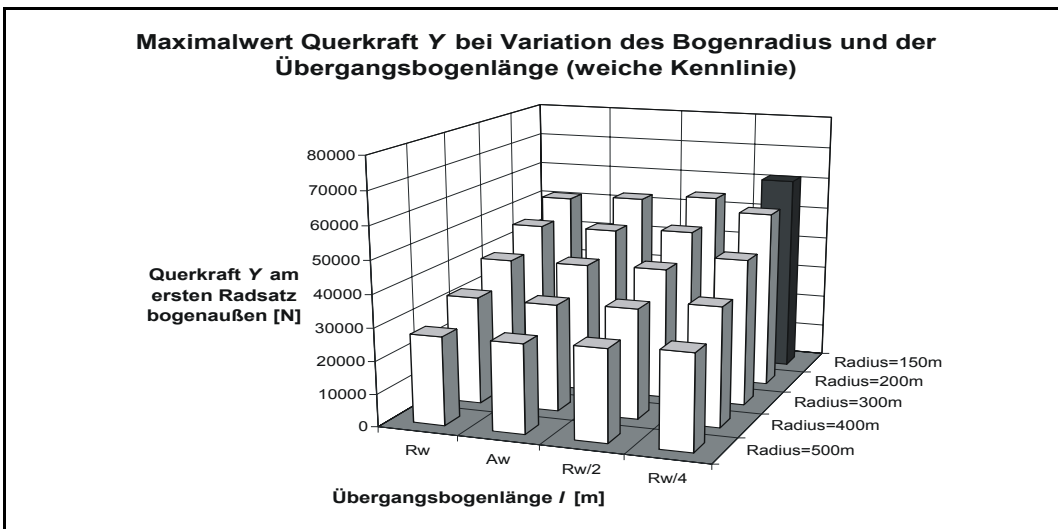
Anlage 48: Maximalwerte Entgleisungskriterium bei Variation des Bogenradius und der Übergangsbogenlänge (zu Kapitel 13.2.2.2 Bögen zwischen 150 m und 500 m Radius)



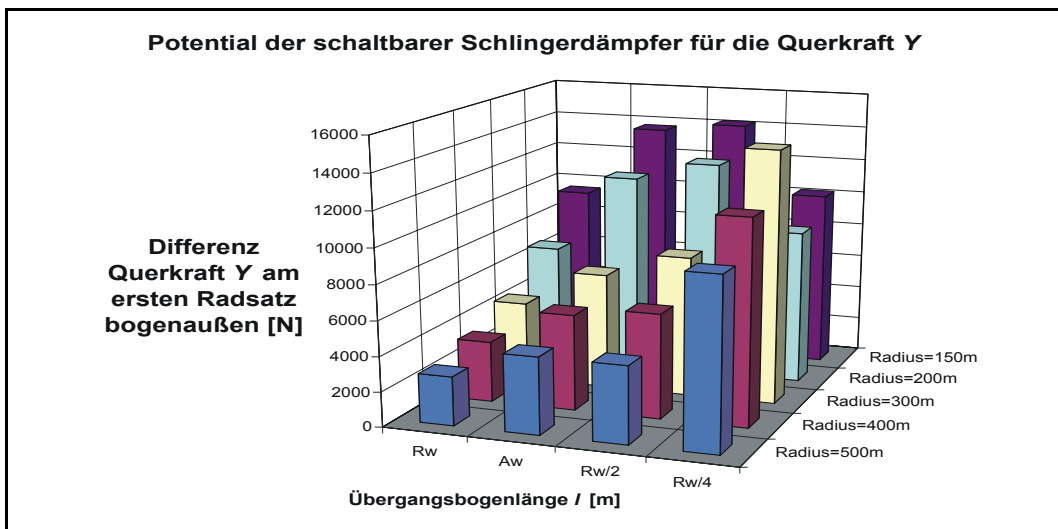
Anlage 49: Potential schaltbarer Schlingerdämpfer für das Entgleisungskriterium (zu Kapitel 13.2.2.2 Bögen zwischen 150 m und 500 m Radius)



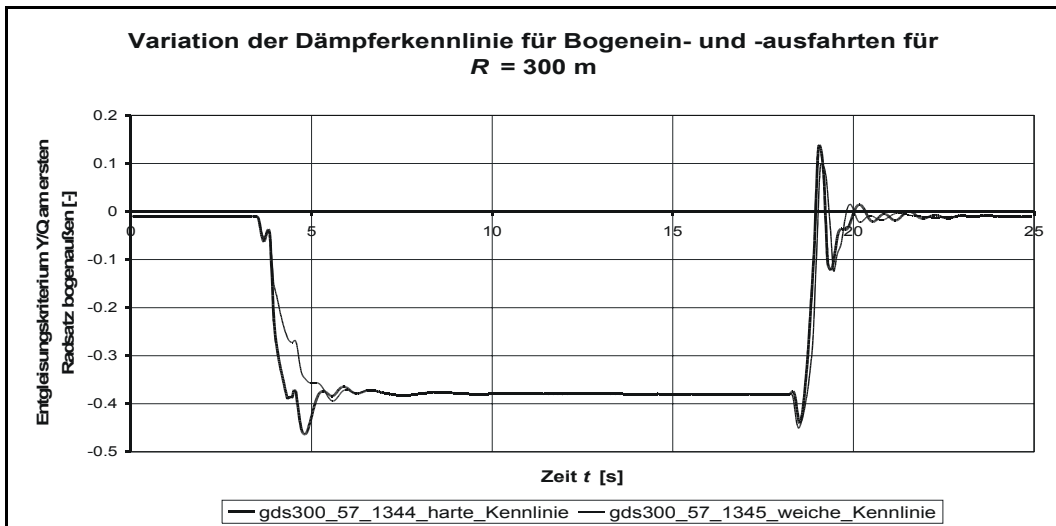
Anlage 50: Maximalwerte Querkraft bei Variation des Bogenradius und der Übergangsbogenlänge (zu Kapitel 13.2.2.2 Bögen zwischen 150 m und 500 m Radius)



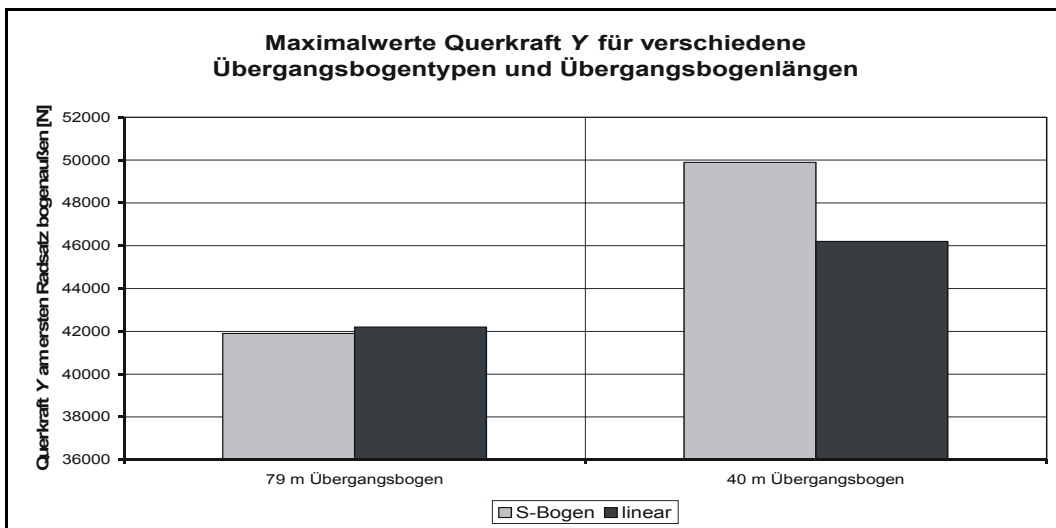
Anlage 51: Maximalwerte Querkraft bei Variation des Bogenradius und der Übergangsbogenlänge (zu Kapitel 13.2.2.2 Bögen zwischen 150 m und 500 m Radius)



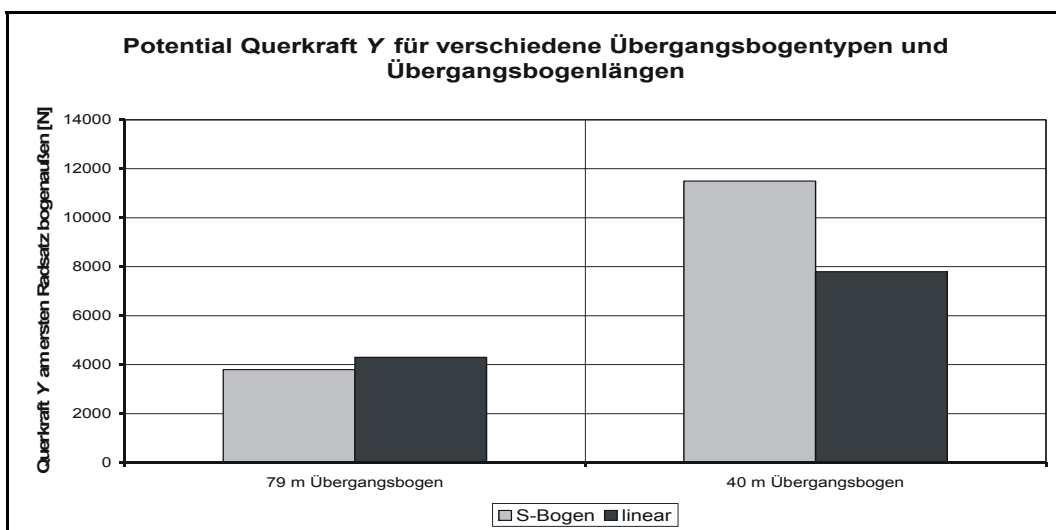
Anlage 52: Potential schaltbarer Schlingerdämpfer für die Querkraft (zu Kapitel 13.2.2.2 Bögen zwischen 150 m und 500 m Radius)



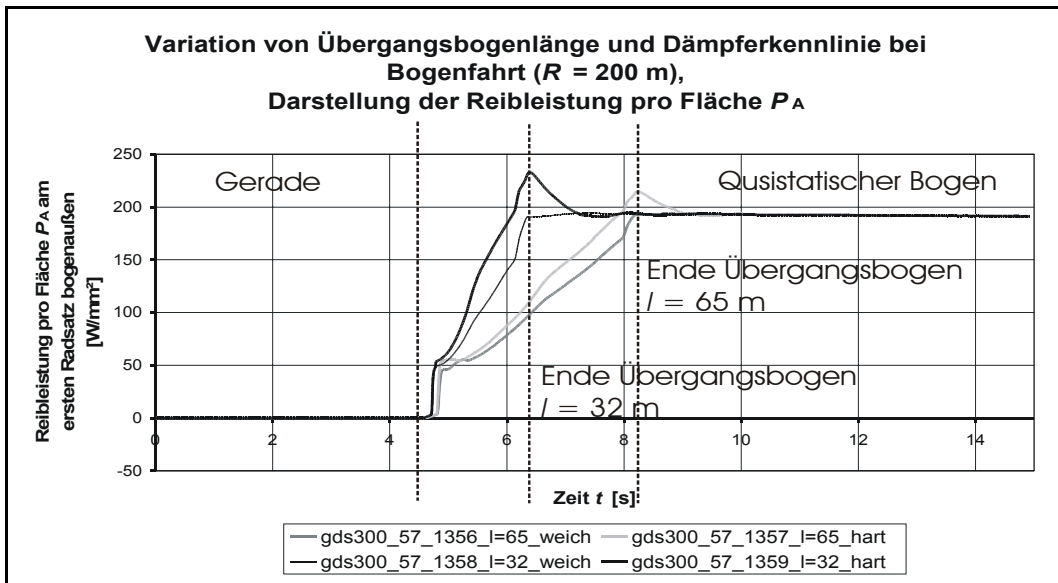
Anlage 53: Entgleisungskriterium bei Bogenein- und -ausfahrt R = 300 m
(zu Kapitel 13.2.3 Bogenausfahrt)



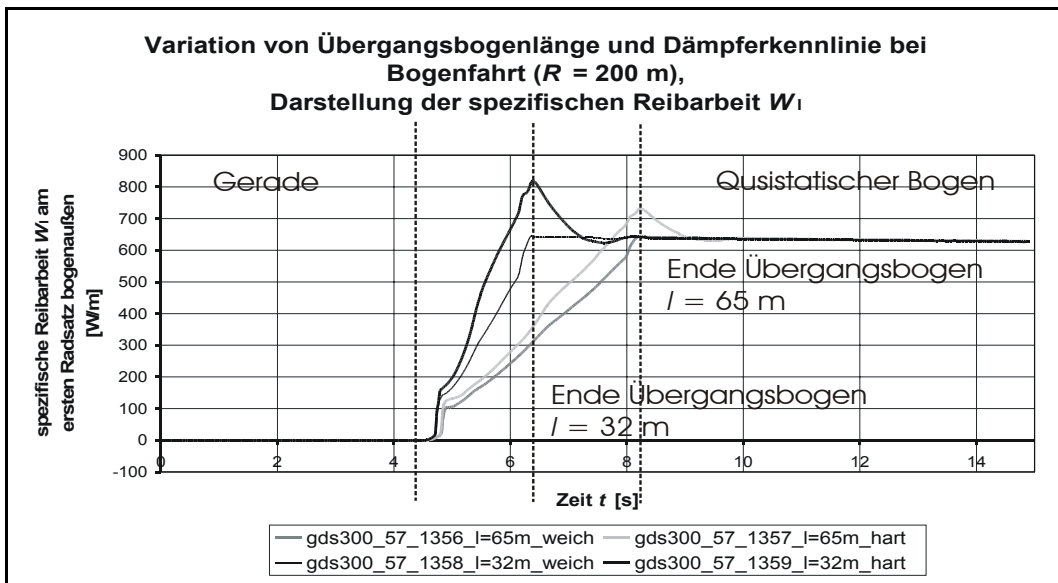
Anlage 54: Maximalwerte Querkraft für verschiedene Übergangsbogentypen
(zu Kapitel 13.2.4 Vergleich von Übergangsbogenformen)



Anlage 55: Potential schaltbarer Schlingerdämpfer für verschiedene Übergangsbogentypen
(zu Kapitel 13.2.4 Vergleich von Übergangsbogenformen)



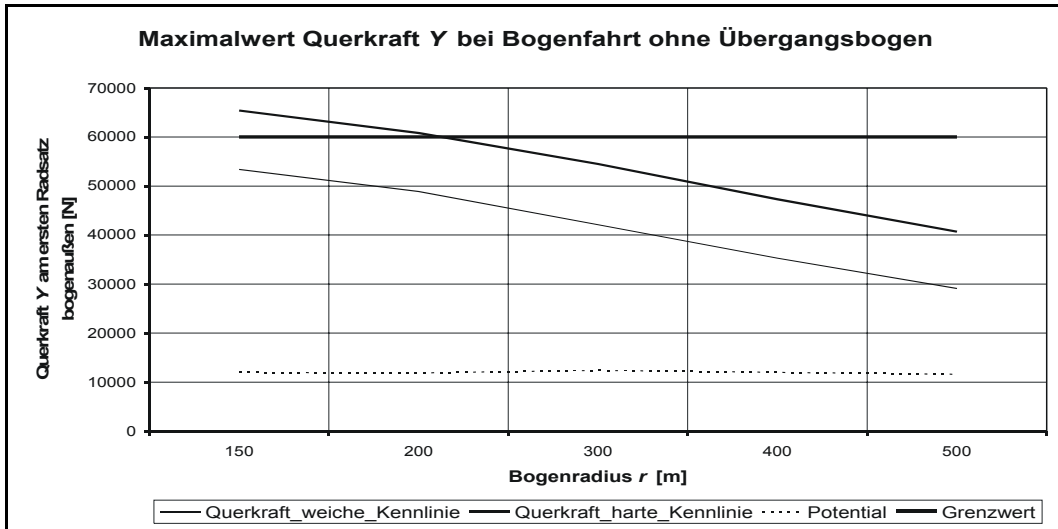
Anlage 56: Reibleistung pro Fläche im 200 m-Bogen
(zu Kapitel 13.2.5 Verschleißuntersuchungen für Übergangsbögen)



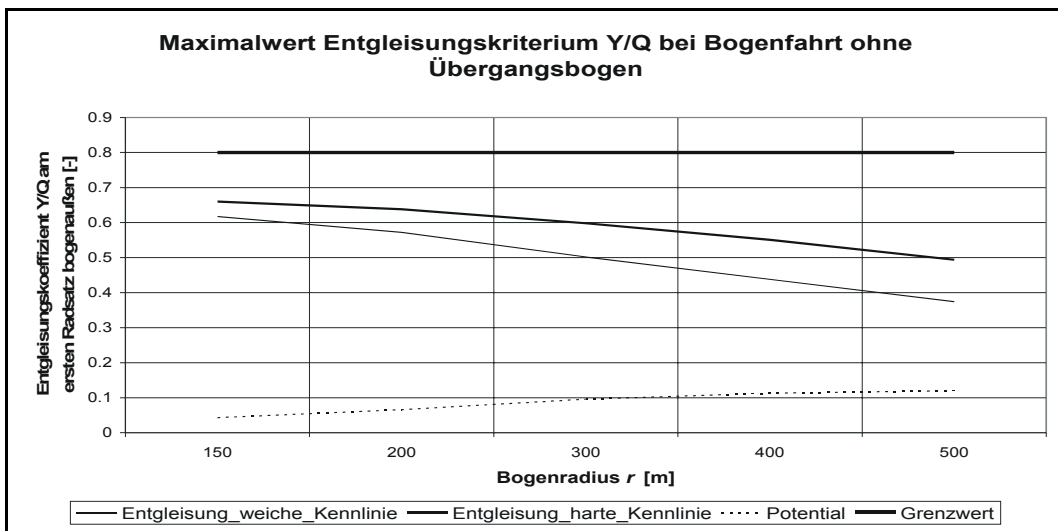
Anlage 57: spezifische Reibarbeit im 200 m-Bogen
(zu Kapitel 13.2.5 Verschleißuntersuchungen für Übergangsbögen)

Simulationsdaten zur Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen				
	Radius R [m]	Überhöhung u [mm]	Auslegungsgeschwindigkeit v [km/h]	Übergangsbogenlänge l
Simulation 1249	150	0	37	0
Simulation 1250	150	0	37	0
Simulation 1251	200	0	42	0
Simulation 1252	200	0	42	0
Simulation 1253	300	0	52	0
Simulation 1254	300	0	52	0
Simulation 1255	400	0	60	0
Simulation 1256	400	0	60	0
Simulation 1257	500	0	67	0
Simulation 1258	500	0	67	0

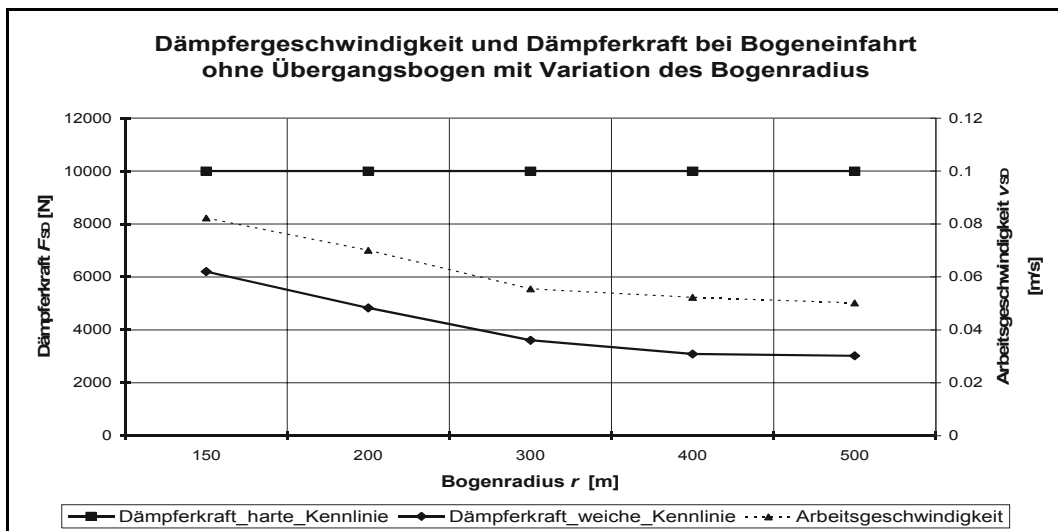
Anlage 58: Simulationsdaten Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen
(zu Kapitel 13.3.1 Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen)



Anlage 59: Maximalwert Querkraft bei Bogenfahrt ohne Übergangsbogen
(zu Kapitel 13.3.1 Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen)



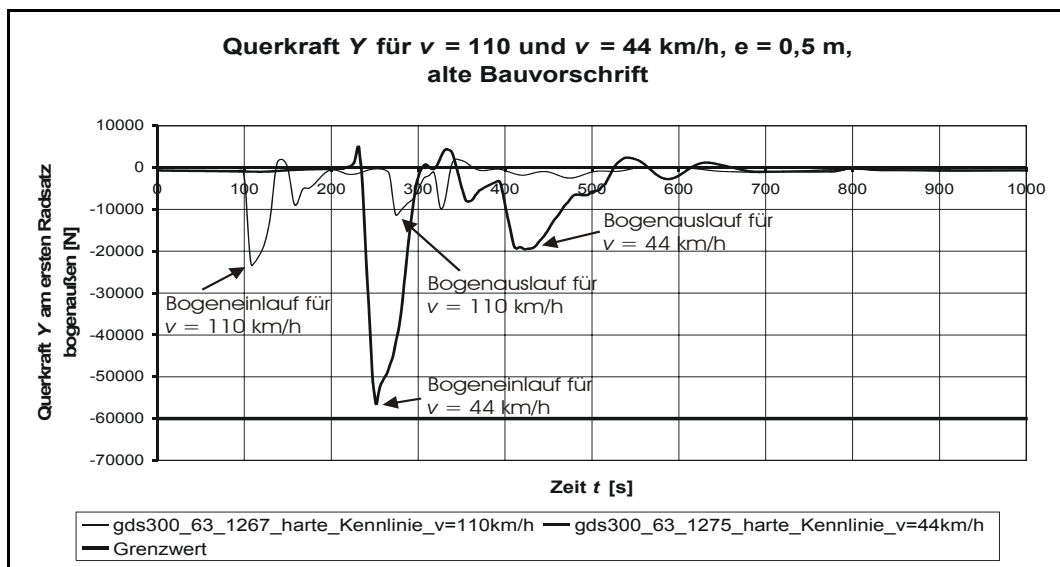
Anlage 60: Maximalwert Entgleisungskriterium bei Bogenfahrt ohne Übergangsbogen
(zu Kapitel 13.3.1 Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen)



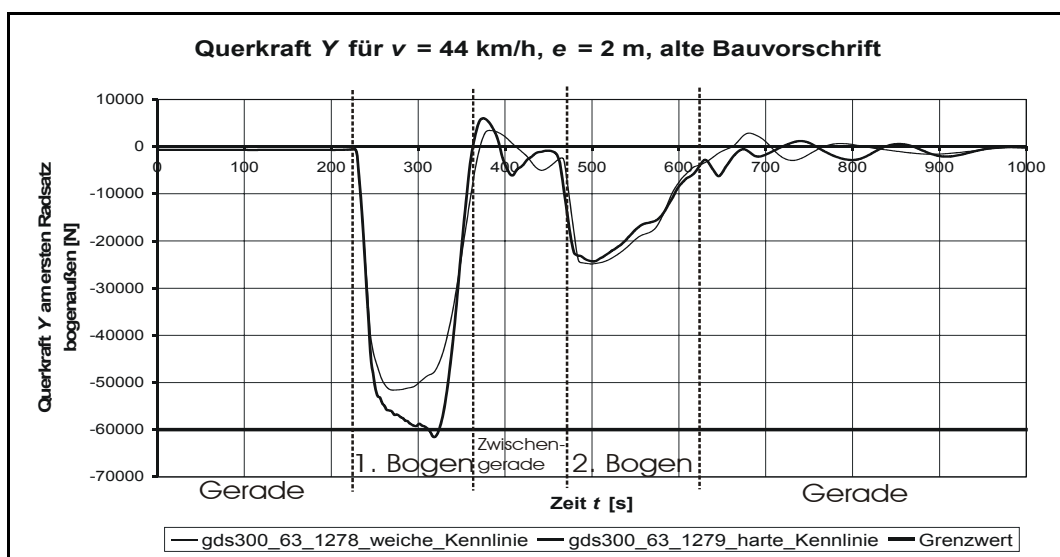
Anlage 61: Maximale Dämpfergeschwindigkeit und Dämpferkraft bei Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen
(zu Kapitel 13.3.1 Bogeneinfahrt ohne Übergangsbogen)

Simulationsdaten zu Gleisverzierungen					
	Radius R [m]	Auslegungsgeschwindigkeit v [km/h]	Verzierungsmaß e [m]	Länge der Zwischengerade l _g	Gesamtlänge der Gleisverziehung l _{vz}
1264	5000	100	0.5	40	107.7
1265	5000	100	0.5	40	107.7
1266	1180	100	0.5	40	63
1267	1180	100	0.5	40	63
1268	5000	100	2	40	203
1269	5000	100	2	40	203
1270	1180	100	2	40	105
1271	1180	100	2	40	105
1272	800	40	0.5	16	43
1273	800	40	0.5	16	43
1274	188	40	0.5	16	25
1275	188	40	0.5	16	25
1276	800	40	2	16	82
1277	800	40	2	16	82
1278	188	40	2	16	42
1279	188	40	2	16	42

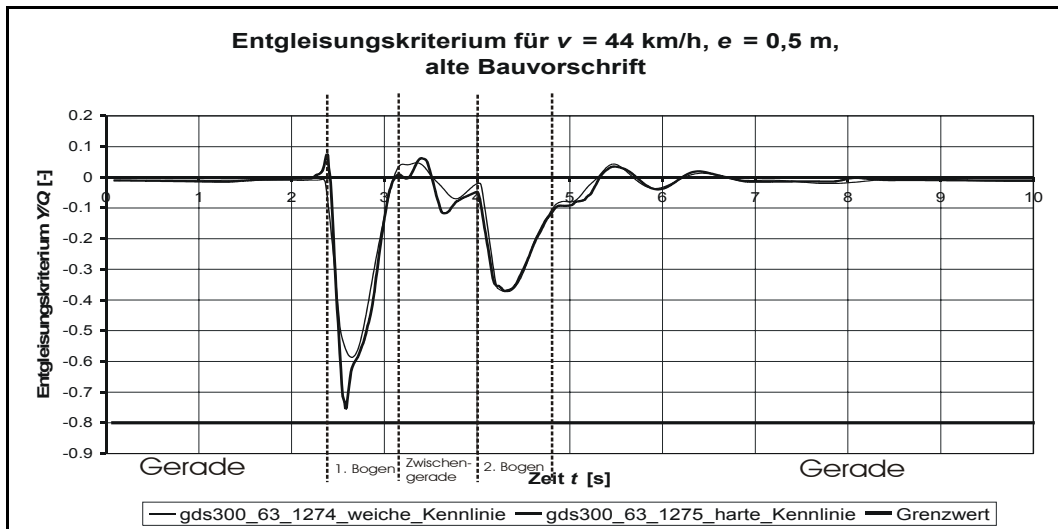
Anlage 62: Simulationsdaten zu Gleisverzierungen
(zu Kapitel 13.3.2 Gleisverzierungen)



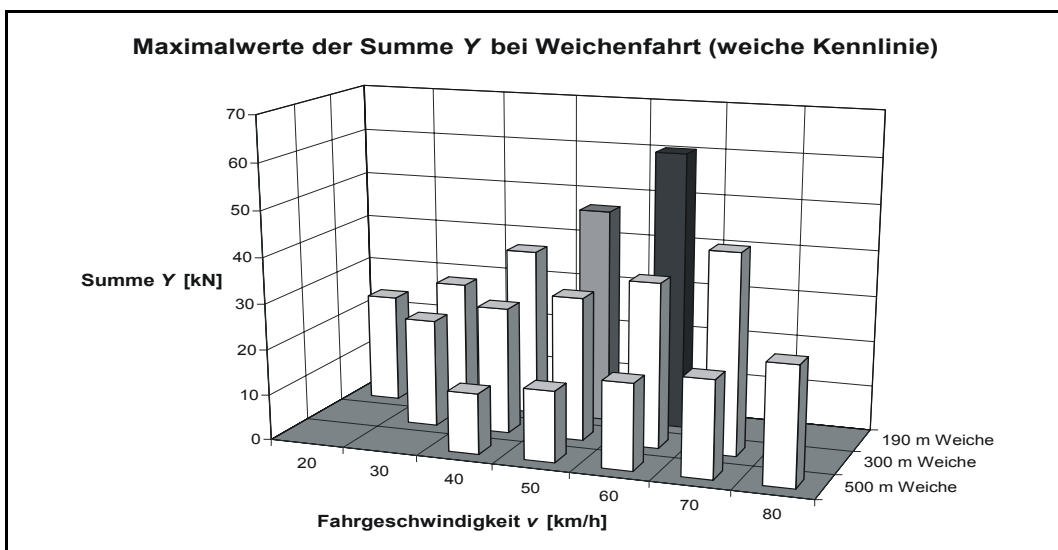
Anlage 63: Fahrgeschwindigkeitsvergleich
(zu Kapitel 13.3.2.1 Vergleich der Trassierungsvorschriften)



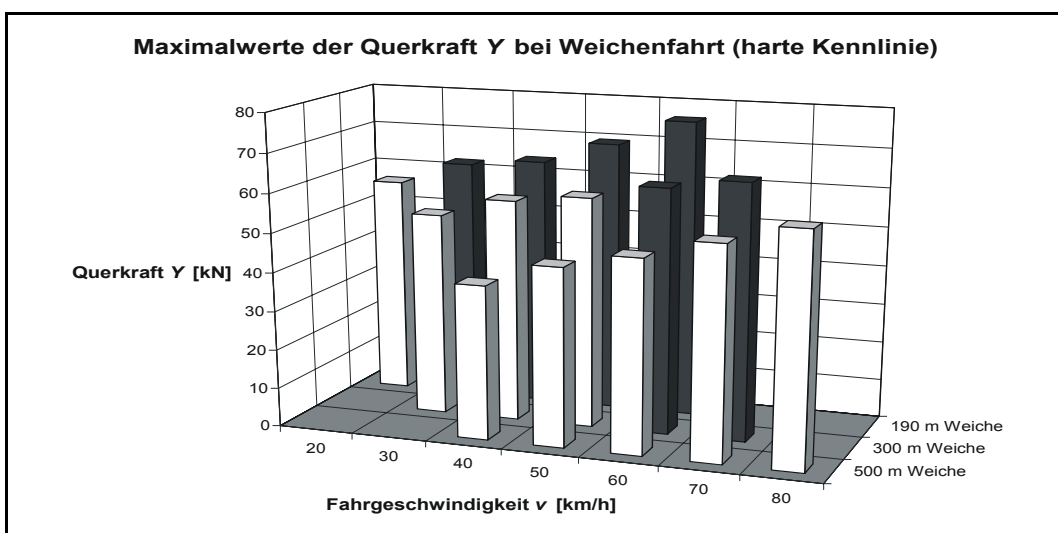
Anlage 64: Querkraft für weiche und harte Kennlinie
(zu Kapitel 13.3.2.2 Variation der Dämpferkennlinie)



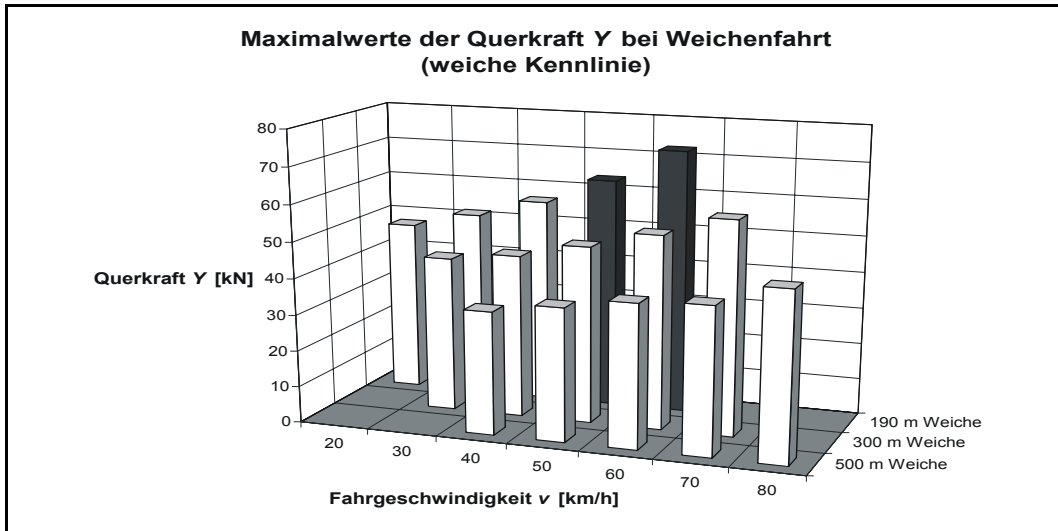
**Anlage 65: Entgleisungskriterium für weiche und harte Kennlinie
(zu Kapitel 13.3.2 Variation der Dämpferkennlinie)**



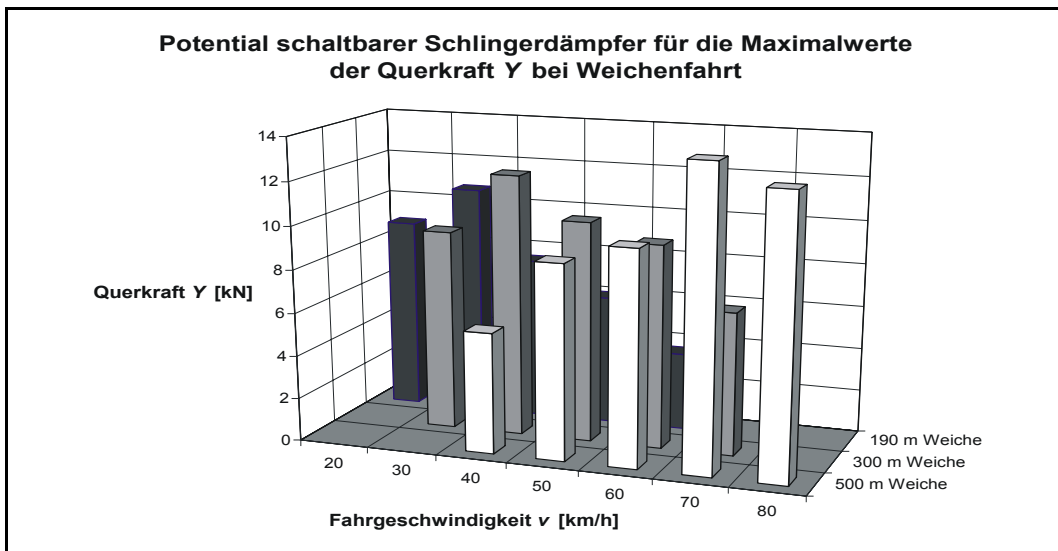
**Anlage 66: Maximalwerte der Summe Y (weiche Kennlinie)
(zu Kapitel 13.3.3 Weichenfahrt auf Zweiggleis)**



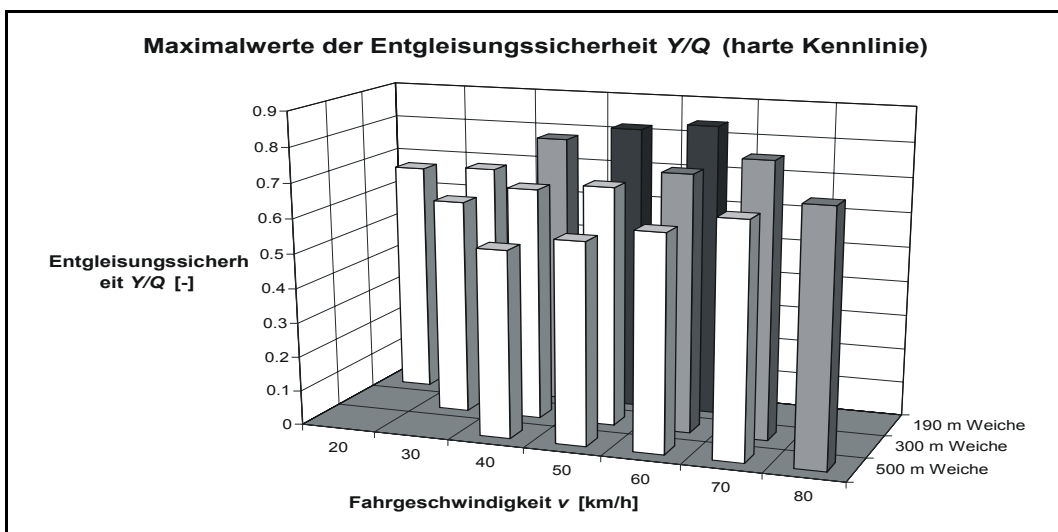
**Anlage 67: Maximalwerte der Querkraft bei Weichenfahrt (harte Kennlinie)
(zu Kapitel 13.3.3 Weichenfahrt auf Zweiggleis)**



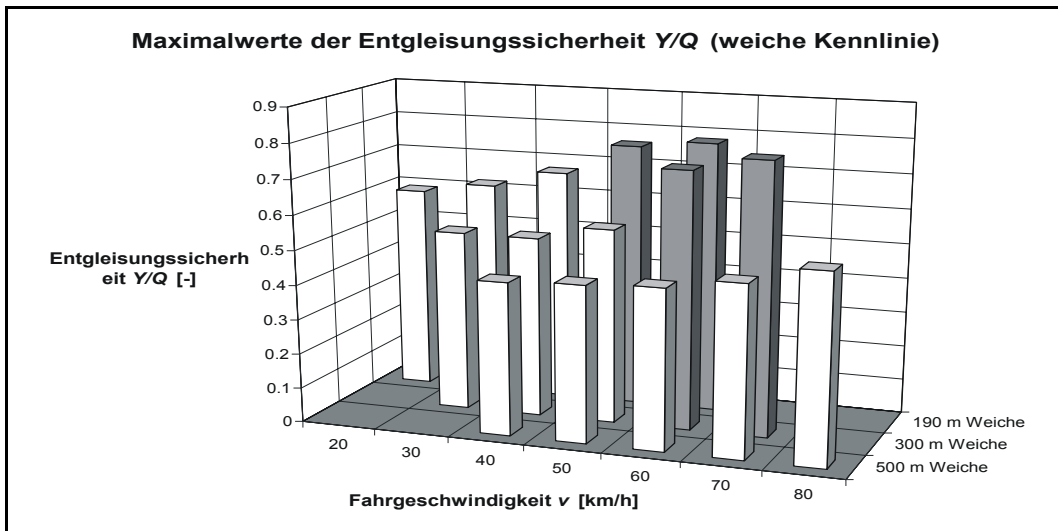
**Anlage 68: Maximalkräfte der Querkraft bei Weichenfahrt (weiche Kennlinie)
(zu Kapitel 13.3.3 Weichenfahrt auf Zweiggleis)**



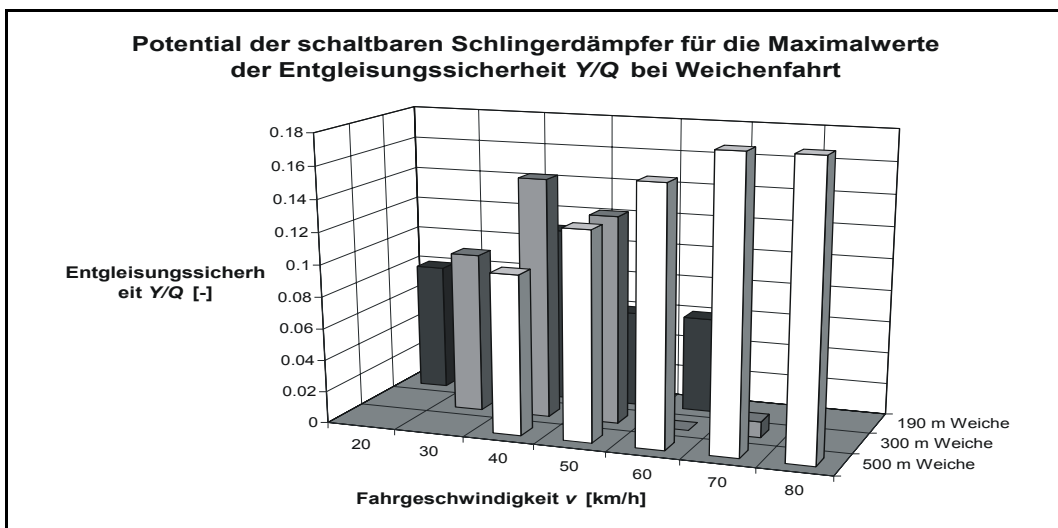
**Anlage 69: Potential schaltbarer Schlingerdämpfer für die Querkraft bei Weichenfahrt
(zu Kapitel 13.3.3 Weichenfahrt auf Zweiggleis)**



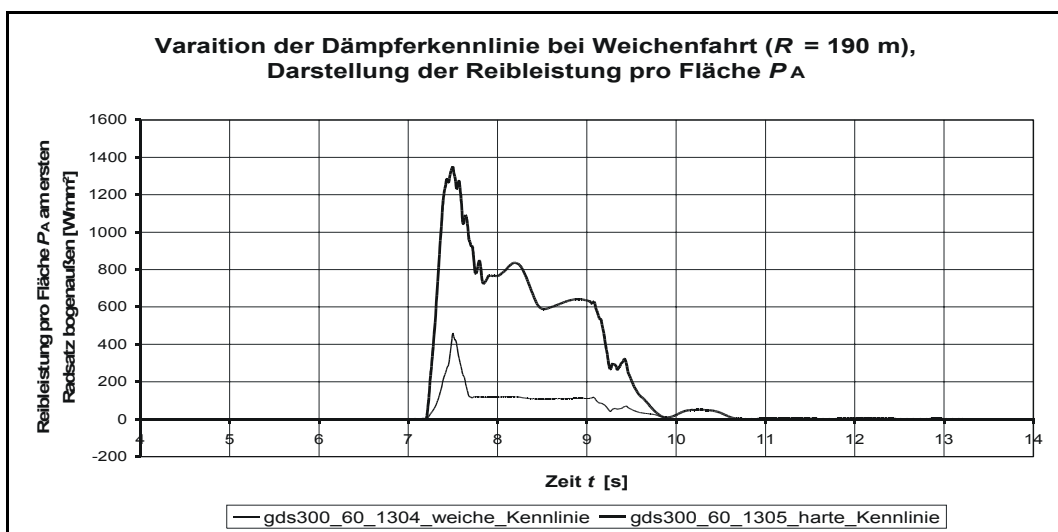
**Anlage 70: Maximalwert des Entgleisungskriteriums bei Weichenfahrt (harte Kennlinie)
(zu Kapitel 13.3.3 Weichenfahrt auf Zweiggleis)**



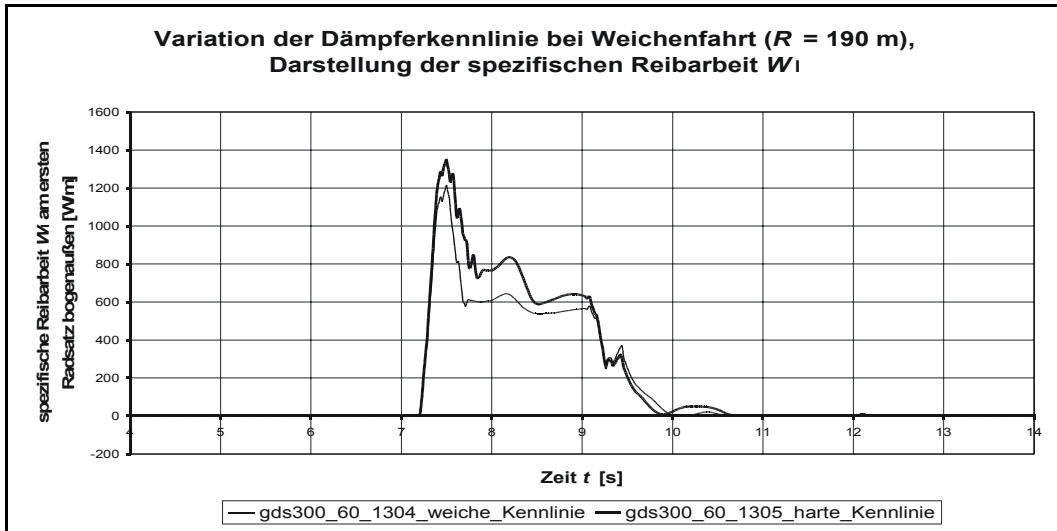
Anlage 71: Maximalwert des Entgleisungskriteriums bei Weichenfahrt (weiche Kennlinie)
(zu Kapitel 13.3.3 Weichenfahrt auf Zweiggleis)



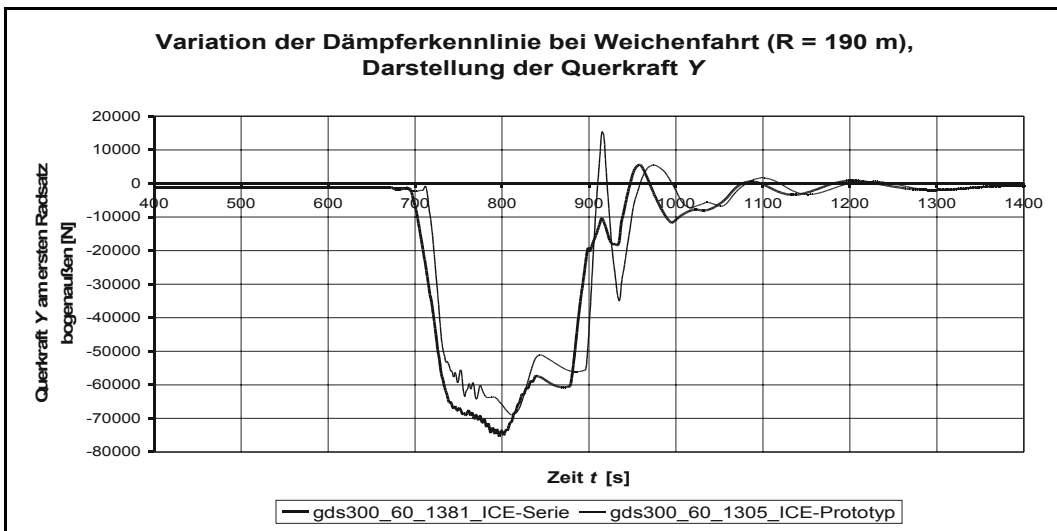
Anlage 72: Potential schaltbarer Schlingerdämpfer für das Entgleisungskriterium bei Weichenfahrt
(zu Kapitel 13.3.3 Weichenfahrt auf Zweiggleis)



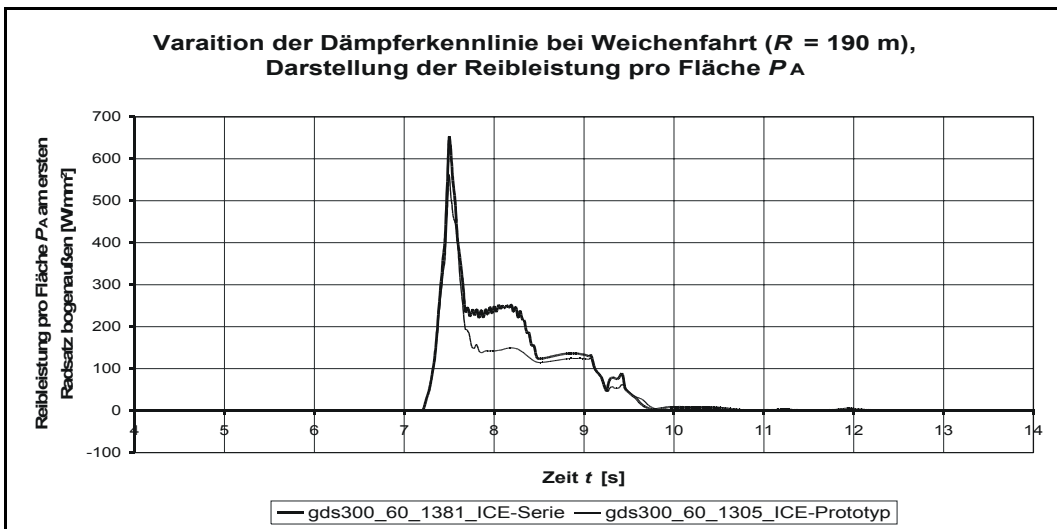
Anlage 73: Reibleistung pro Fläche in einer 190 m-Weiche
(zu Kapitel 13.3.3.1 Verschleißuntersuchungen für Weichenfahrten)



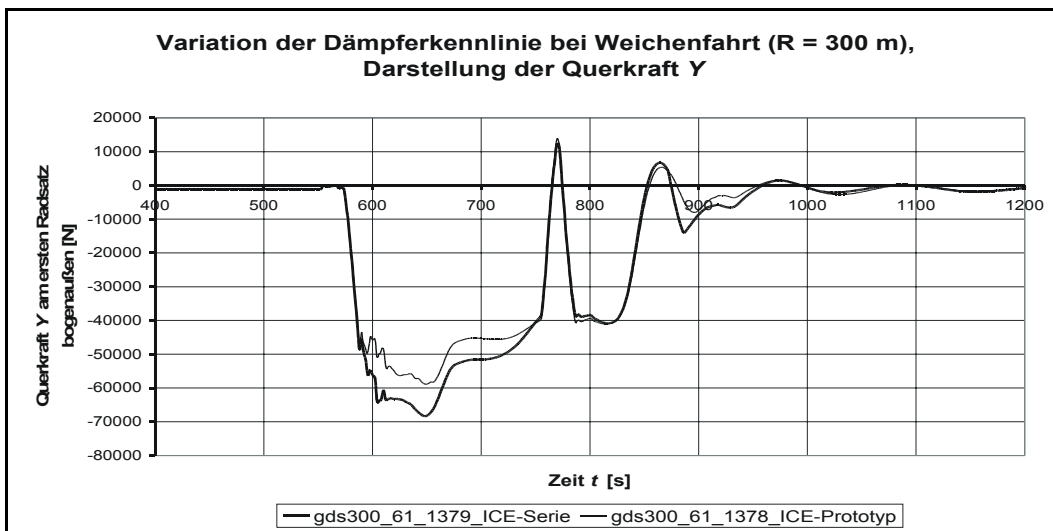
**Anlage 74: spezifische Reibarbeit in einer 190 m-Weiche
(zu Kapitel 13.3.3.1 Verschleißuntersuchungen für Weichenfahrten)**



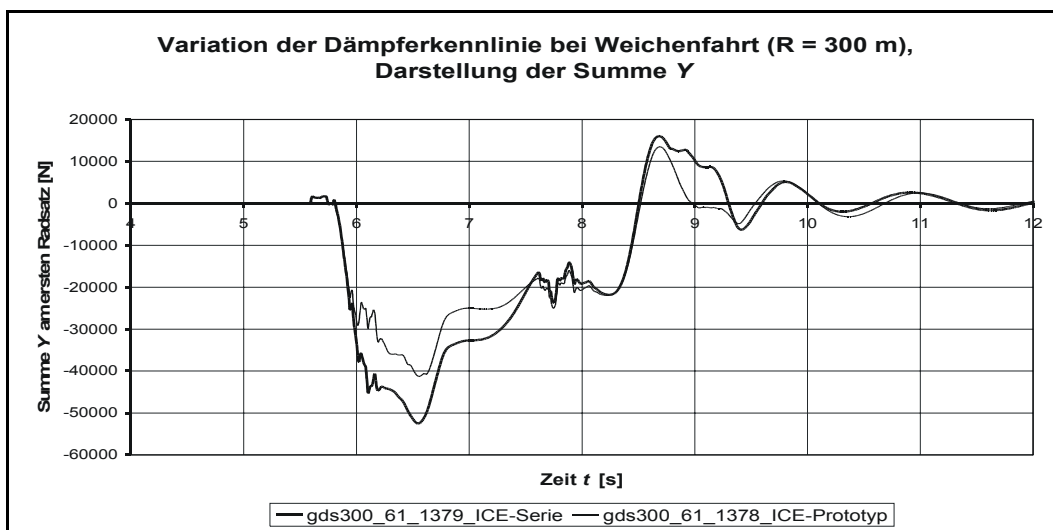
**Anlage 75: Querkraft Y bei Weichenfahrt ($R = 190$ m)
(zu Kapitel 14.1 Vergleich zwischen Prototyp- und Serienfahrwerk)**



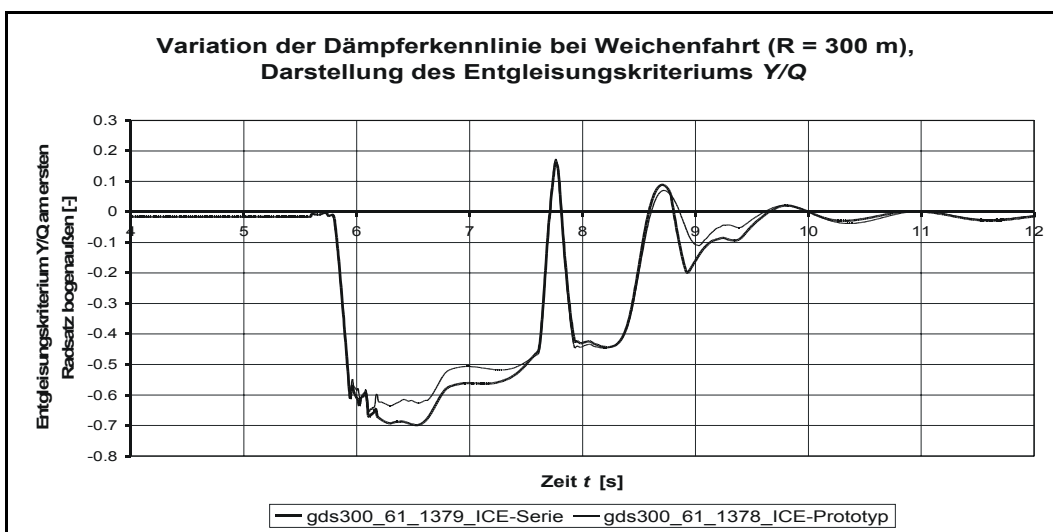
**Anlage 76: Reibleistung pro Fläche P_A bei Weichenfahrt ($R = 190$ m)
(zu Kapitel 14.1 Vergleich zwischen Prototyp- und Serienfahrwerk)**



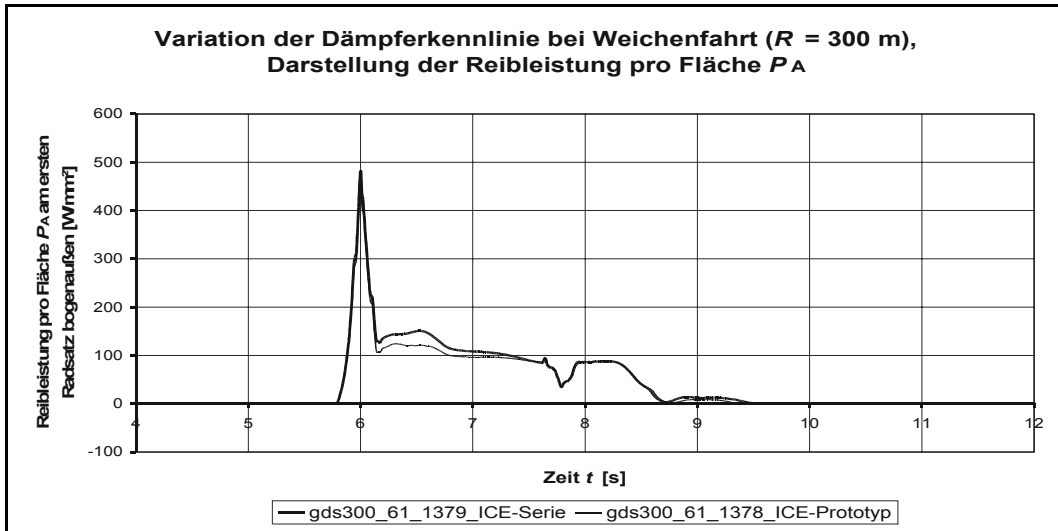
Anlage 77: Querkraft Y bei Weichenfahrt (R = 300 m)
(zu Kapitel 14.1 Vergleich zwischen Prototyp- und Serienfahrwerk)



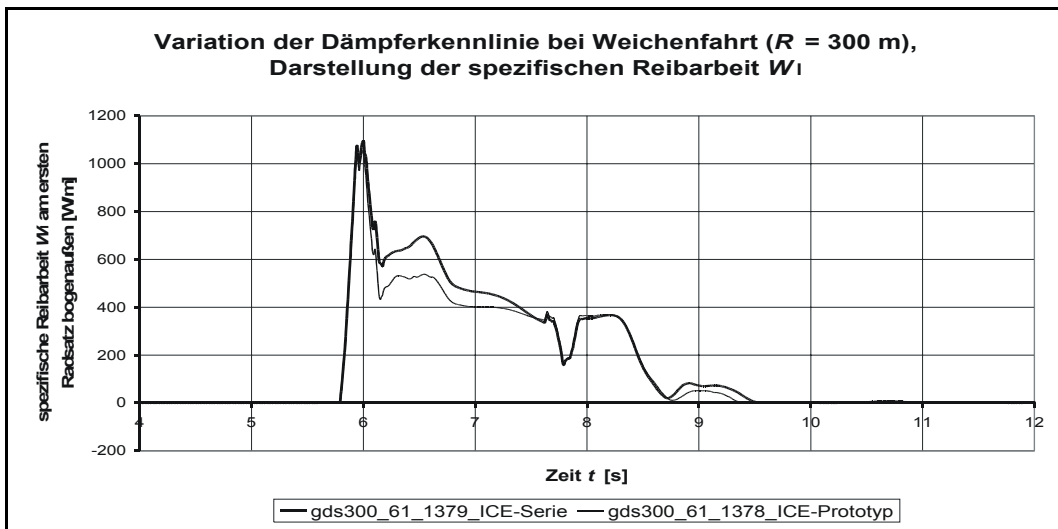
Anlage 78: Summe Y bei Weichenfahrt (R = 300 m)
(zu Kapitel 14.1 Vergleich zwischen Prototyp- und Serienfahrwerk)



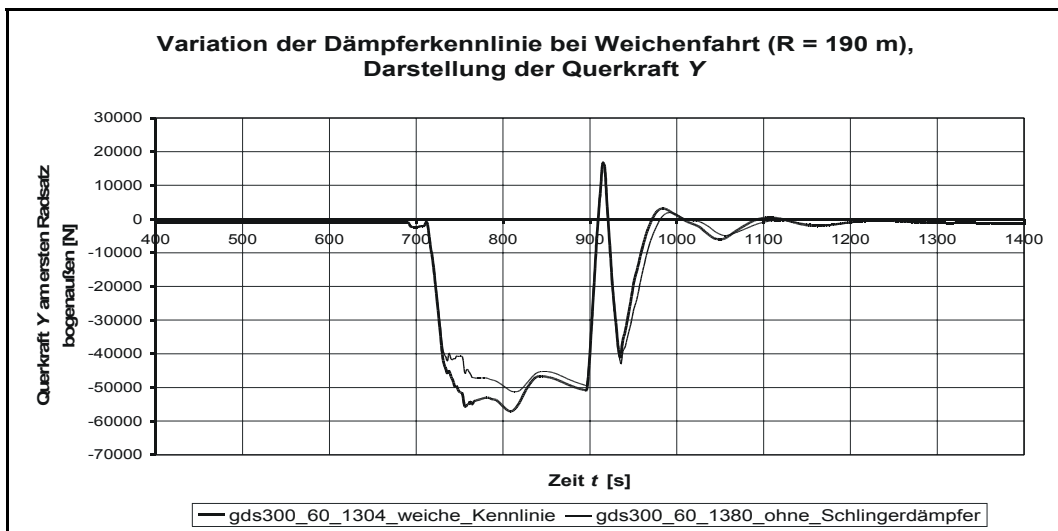
Anlage 79: Entgleisungskriterium Y/Q bei Weichenfahrt (R = 300 m)
(zu Kapitel 14.1 Vergleich zwischen Prototyp- und Serienfahrwerk)



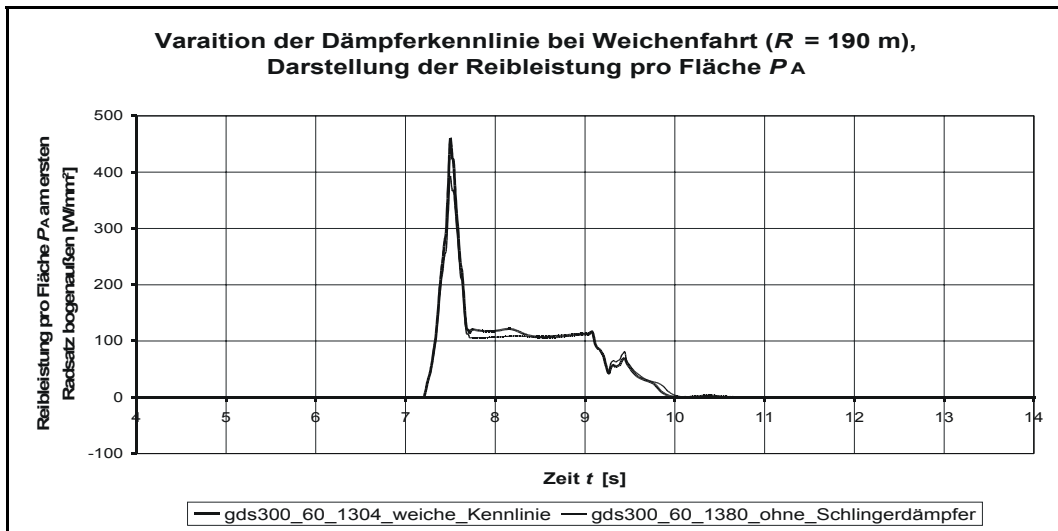
**Anlage 80: Reibleistung pro Fläche P_A bei Weichenfahrt ($R = 300$ m)
(zu Kapitel 14.1 Vergleich zwischen Prototyp- und Serienfahrwerk)**



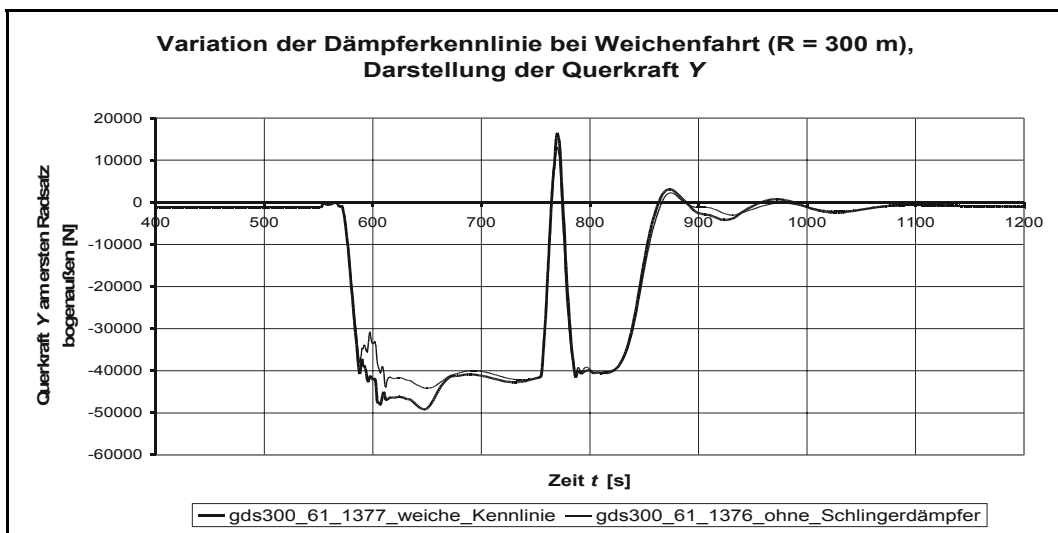
**Anlage 81: spezifische Reibarbeit W_I bei Weichenfahrt ($R = 300$ m)
(zu Kapitel 14.1 Vergleich zwischen Prototyp- und Serienfahrwerk)**



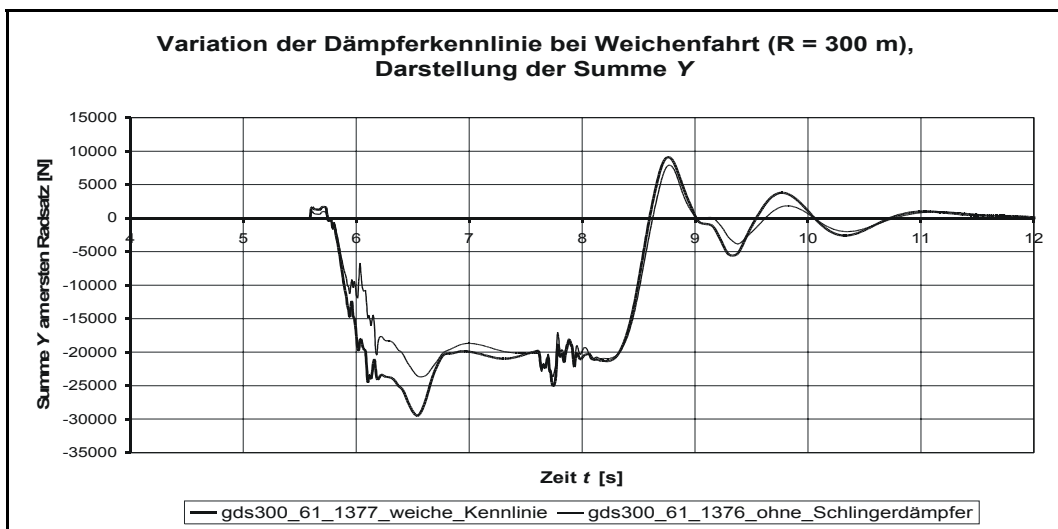
**Anlage 82: Querkraft Y bei Weichenfahrt ($R = 190$ m)
(zu Kapitel 14.2 Optimierung der weichen Schlingerdämpferkennlinie)**



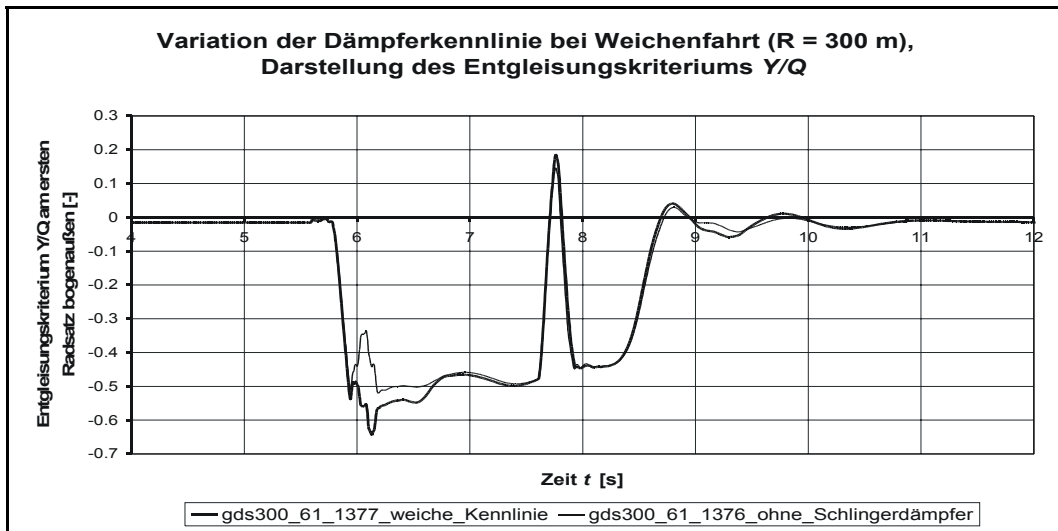
**Anlage 83: Reibleistung pro Fläche P_A bei Weichenfahrt ($R = 190$ m)
(zu Kapitel 14.2 Optimierung der weichen Schlingerdämpferkennlinie)**



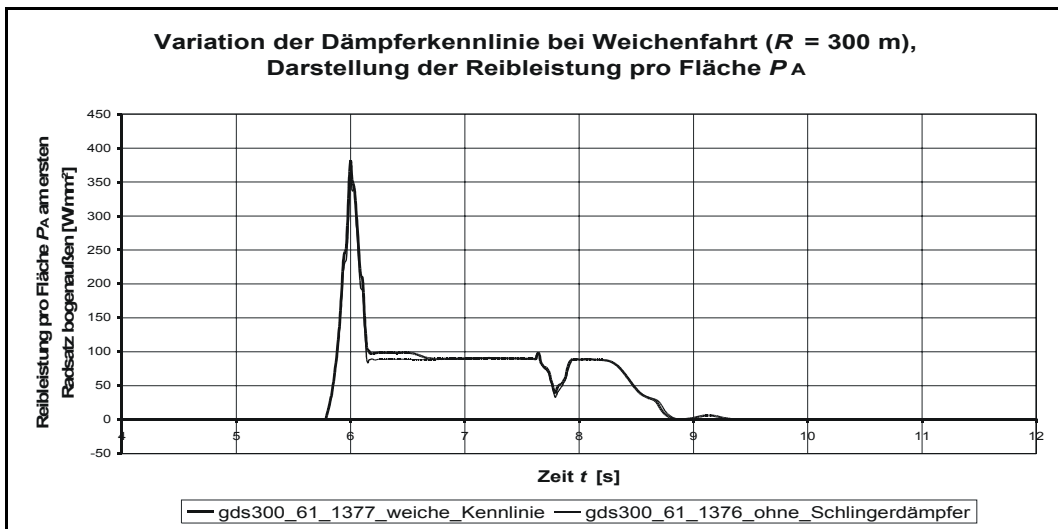
**Anlage 84: Querkraft Y bei Weichenfahrt ($R = 300$ m)
(zu Kapitel 14.2 Optimierung der weichen Schlingerdämpferkennlinie)**



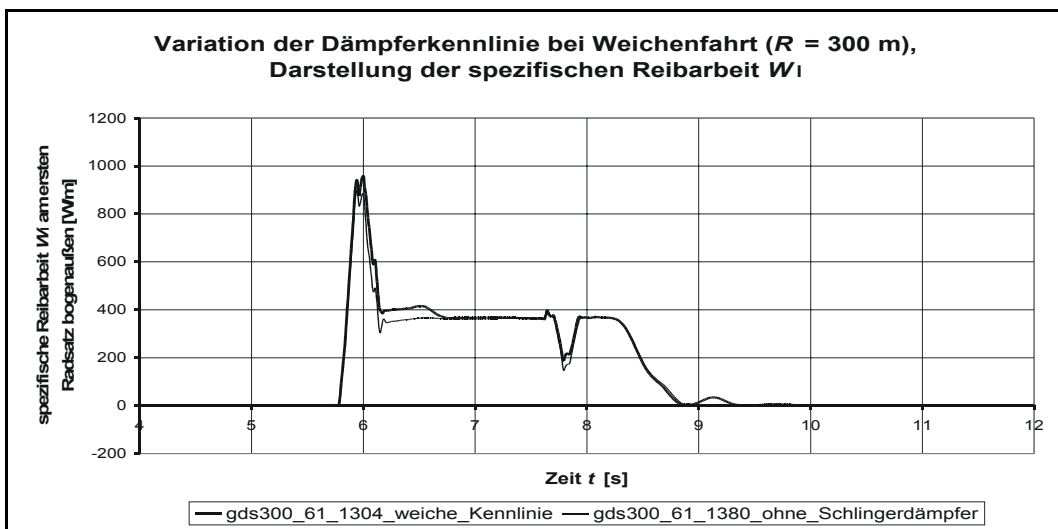
**Anlage 85: Summe Y bei Weichenfahrt ($R = 300$ m)
(zu Kapitel 14.2 Optimierung der weichen Schlingerdämpferkennlinie)**



**Anlage 86: Entgleisungskriterium Y/Q bei Weichenfahrt ($R = 300$ m)
(zu Kapitel 14.2 Optimierung der weichen Schlingerdämpferkennlinie)**



**Anlage 87: Reibleistung pro Fläche P_A bei Weichenfahrt ($R = 300$ m)
(zu Kapitel 14.2 Optimierung der weichen Schlingerdämpferkennlinie)**



**Anlage 88: spezifische Reibarbeit W_f bei Weichenfahrt ($R = 300$ m)
(zu Kapitel 14.2 Optimierung der weichen Schlingerdämpferkennlinie)**

Lebenslauf

Rainer Kratochwille

geb. am 20. Februar 1972 in Gehrden

Eltern

Rudi Kratochwille

Erika Kratochwille, geb. Sohn

Familie

verheiratet mit Susann Kratochwille, geb. Robotta

Schulbildung

1978 – 1982 Grundschule Arnum

1982 – 1984 Orientierungsstufe Hemmingen (Carl-Friedrich-Gauss-Schule)

1984 – 1991 Gymnasium Leibnizschule Hannover

Wehrdienst

1991 – 1992 Feldartilleriebataillon 11 in Hannover - Bothfeld

Studium

1992 – 1999 Universität Hannover, Maschinenbau

Abschluss: Diplom-Ingenieur

Praktika

1992 Deutsche Bundesbahn Ausbesserungswerk, Hannover – Leinhausen

1993 Deutsche Bundesbahn Ausbesserungswerk, Hannover – Leinhausen

1997 – 1998 GEC Alsthom ACR, Le Creusot

Berufstätigkeit

1995 – 1998 Wissenschaftliche Hilfskraft, Institut für Schienenfahrzeuge und maschinelle Bahnanlagen, Universität Hannover

1999 Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Institut für Schienenfahrzeuge und maschinelle Bahnanlagen, Universität Hannover

1999 - 2004 Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie, Universität Hannover

seit 2004 Mitarbeiter bei T.TZF24 Verifikation und Versuche Fahr- und Schwingungstechnik, Deutsche Bahn AG, Minden