

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Verkehrswegebau

Untersuchungen zum Schwingungsverhalten und der daraus resultierenden Beanspruchung von Spannklemmen für Schienenbefestigungen unter Berücksichtigung von hochfrequenten Anregungen

Maximilian Veit Steger

Vollständiger Abdruck der von der Ingenieurfacultät Bau Geo Umwelt der Technischen
Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Prof. Dr.-Ing. Rolf Moeckel

Prüfer der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Stephan Freudenstein
2. Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Fengler

Die Dissertation wurde am 25.04.2017 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Ingenieurfacultät Bau Geo Umwelt am 28.08.2017 angenommen.

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung.....	1
1.1	Forschungsanlass	1
1.2	Bekannte Schäden an Spannklemmen infolge von Schienenunebenheiten.....	2
1.3	Untersuchungsprogramm.....	4
2	Grundlagen dynamischer Effekte im Rad-Schiene-System	6
2.1	Einführung.....	6
2.2	Dynamische Radlastschwankung infolge Schienenunebenheiten.....	6
2.3	Schwingungsanregungen im Rad-Schiene-System.....	8
3	Wellenförmige Schienenunebenheiten	11
3.1	Definitionen	11
3.2	Aussagen über die Geometrie von Riffeln	13
3.2.1	Aussagen über die Wellenlänge von Riffeln	13
3.2.2	Aussagen über die Tiefe von Riffeln	15
4	Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von Spannklemmen.....	16
4.1	Einführung.....	16
4.2	Rechnergestützte Voruntersuchungen.....	16
4.2.1	Allgemeines und Untersuchungsrahmen	16
4.2.2	Geometrische Modelle	17
4.2.3	Materialparameter und Randbedingungen.....	19
4.2.4	Einfluss der Vorspannung der Spannklemme.....	20
4.2.5	Qualität der Modellvernetzung	21
4.2.6	Ergebnisse der Voruntersuchung.....	22
4.2.7	Grenzen des Modells - Diskussion der Voruntersuchung	25
4.3	Experimentelle Modalanalysen	26
4.3.1	Allgemeines.....	26
4.3.2	Material	26

4.3.3	Messtechnik und Versuchsaufbau	27
4.3.4	Durchführung der Messungen und Datenaufbereitung	29
4.3.5	Ergebnisse	30
4.3.5.1	Frequenzspektren bei einer Anregung an der Spannklemme	30
4.3.5.2	Frequenzspektren bei einer Anregung an der Schiene	32
4.3.5.3	Qualitative Ermittlung der Eigenform	32
4.3.5.4	Einfluss zusätzlicher Massen	33
4.3.5.5	Wiederholgenauigkeit	33
4.4	Kalibriertes Modell	34
4.4.1	Allgemeines	34
4.4.2	Idealisierung der Reibkontakte zwischen Spannklemme und Schienenfuß ...	34
4.4.3	Alternative Idealisierung der Kontakte	36
4.4.4	Veränderung der Einspannung der Mittelschlaufe	36
4.4.5	Ergebnisse des kalibrierten Modells	37
4.5	Zusammenfassung	38
5	Mechanische Beanspruchung von Spannklemmen auf Strecken mit Riffeln .	40
5.1	Einführung in das Berechnungskonzept	40
5.2	Mehrkörperdynamische Untersuchungen zur auftretenden Fußpunkterregung	41
5.2.1	Einführung	41
5.2.2	Modellbildung	42
5.2.2.1	Fahrzeugmodell	42
5.2.2.2	Fahrweg	43
5.2.2.3	Schienenfehler	43
5.2.3	Ergebnisse	44
5.2.4	Bewertung der gefundenen Lösung	48
5.3	Frequenzganganalysen von Spannklemmen	52
5.3.1	Definition der einwirkenden Fußpunkterregung	52
5.3.2	Dämpfungseigenschaften des Modells	55
5.3.3	Weitere Randbedingungen	56
5.3.4	Ergebnisse	56
5.4	Integration der Verschiebungsfelder in nichtlineare Berechnungen	60
5.4.1	Einführung in die Kombination quasi-statischer und dynamischer Beanspruchung	60
5.4.2	Modellansatz zur Berücksichtigung eines nichtlinearen Materialverhaltens...	62

5.4.2.1	Einführung.....	62
5.4.2.2	Laborversuche	62
5.4.2.3	FE Modell.....	63
5.4.2.4	Ergebnisse	64
5.4.2.5	Bewertung der Lösung.....	65
5.4.3	Spannungen bei Kombination der Verschiebungsfelder	65
5.5	Kritische Auseinandersetzung mit den Ergebnissen und der Methodik	69
6	Schwingungstechnische Optimierung von Spannklemmen	74
6.1	Allgemeine Strategien für eine schwingungstechnische Auslegung	74
6.2	Veränderung der Massenbelegung von Spannklemmen	76
6.2.1	Anhaften zusätzlicher Massen	76
6.2.2	Veränderung des Drahtdurchmessers	79
6.3	Applikation schwingungstilgender Zusatzelemente	80
6.3.1	Vorüberlegung.....	80
6.3.2	Dimensionierung ringförmiger Schwingungstilger.....	81
6.3.3	Dimensionierung schlauchförmiger Schwingungstilger.....	84
6.3.4	Verifikation der Wirksamkeit in Simulationsrechnungen	86
6.3.5	Experimentelle Untersuchung der Wirksamkeit in Laborversuchen.....	88
6.3.5.1	Herstellung von Prototypen.....	88
6.3.5.2	Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung.....	89
6.3.5.3	Referenzmessung ohne Schwingungstilger.....	91
6.3.5.4	Ergebnisse mit Schwingungstilgern	92
6.3.6	Bewertung der Maßnahme.....	96
6.4	Veränderte Auflagerung der Spannklemme auf der Winkelführungsplatte	97
6.4.1	Vorüberlegungen.....	97
6.4.2	Simulation in ANSYS Workbench	97
6.4.3	Experimentelle Untersuchung an einem Prototypen.....	98
6.4.4	Bewertung der Maßnahme.....	101
6.5	Verwendung von Isolatoren	101
6.6	Formmodifizierung der Spannklemmen	102
6.6.1	Vorgehen bei der Formmodifizierung.....	102
6.6.2	Änderung des Drahtdurchmessers	103
6.6.3	Verringerung der Bogenhöhe.....	104
6.6.4	Rotation der Federarme	111
6.6.5	Stauchung der Spannklemme in lateraler Richtung.....	111

6.6.6	Veränderung der Rotationsachse der Kippbewegung.....	115
6.7	Zusammenfassung der Ergebnisse.....	120
6.7.1	Übersicht über untersuchte Maßnahmen und deren Wirksamkeit	120
6.7.2	Zielkonflikt zwischen einer schwingungstechnischen Optimierung von Spannklemmen und deren lateralen Steifigkeit.....	125
7	Simulation der Rissinitiierung an Spannklemmen	131
7.1	Einführung	131
7.2	Modellierung	131
7.3	Ergebnisse	133
7.3.1	Vertikale Beanspruchung	133
7.3.2	Laterale Beanspruchung	134
7.3.3	Longitudinale Beanspruchung.....	135
7.3.4	Resonanz	136
7.3.5	Zusammenfassung.....	137
7.4	Fazit.....	138
8	In-Situ Untersuchungen im Tauerntunnel.....	139
8.1	Vorstellung des Tauerntunnels und der Ausgangslage.....	139
8.2	Konzept des Versuchsabschnittes	140
8.2.1	Messprogramm	140
8.2.2	Segmente innerhalb des Versuchsabschnittes	140
8.2.3	Zeitlicher Ablauf der In-situ Untersuchungen	142
8.3	Phänomenologische Beschreibung der Schäden an den Spannklemmen ..	143
8.3.1	Statistische Auswertung der Spannklemmenbrüche innerhalb des Versuchsabschnittes	143
8.3.2	Augenscheinliche Longitudinalbewegung und –verformung der Federarme	143
8.3.3	Beschreibung der Bruchflächen	145
8.4	Messung des Schienenlängsprofils	146
8.5	Bestimmung der Gleislagequalität.....	150
8.6	Messung der Schieneneinsenkung	154
8.6.1	Ausgangslage und Messaufbau	154
8.6.2	Gemessene Einsenkungen	155
8.6.3	Vergleich mit der Theorie nach Zimmermann	159
8.6.4	Diskussion der Ergebnisse.....	161

8.6.5	Wiederholungsmessung nach dem Wechsel elastischer Zwischenlagen und Zwischenplatten	164
8.6.6	Mögliche Folgen für den Oberbau.....	165
8.7	Schwingungsverhalten der Spannklemmen.....	166
8.8	Zusammenfassung und Handlungsempfehlungen.....	166
9	Fazit	169
	Literaturverzeichnis	173
	Abbildungsverzeichnis	179
	Tabellenverzeichnis	187
	Anlagenverzeichnis	189
	Anlagen	191

Verwendete Formelzeichen

Zusammenstellung der Formelzeichen für Kapitel 2

Zeichen	Erklärung	Einheit
α	Winkel der resultierenden Bewegungsrichtung	grad
f_{err}	Erregerfrequenz	Hz
L	Abstand periodischer Unebenheiten zueinander	mm
m	Masse	kg
P	Stoßkraft in vertikaler Richtung	kN
R	Radius des Eisenbahnrades	mm
t	Zeit	s
T	Tiefe von Unebenheiten auf der Schienenfahrfläche	mm
V	Resultierende Bewegungsgeschwindigkeit des Rades	km/h
V_h	Horizontale Bewegungsgeschwindigkeit des Rades	km/h
V_v	Vertikale Bewegungsgeschwindigkeit des Rades	km/h
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

Zusammenstellung der Formelzeichen für Kapitel 3

Zeichen	Erklärung	Einheit
f_{err}	Erregerfrequenz	Hz
$f_{\text{min}}, f_{\text{max}}$	Minimale bzw. maximale Erregerfrequenz	Hz
L, λ	Abstand periodischer Unebenheiten zueinander	mm
$\lambda_{\text{min}}, \lambda_{\text{max}}$	Minimale bzw. maximale Wellenlänge	mm
Q	Allg. Radlast	kN
T	Tiefe von Unebenheiten auf der Schienenfahrfläche	mm
V_h	Horizontale Bewegungsgeschwindigkeit des Rades	km/h

Zusammenstellung der Formelzeichen für Kapitel 4

Zeichen	Erklärung	Einheit
A	Luftspalt zwischen Mittelschlaufe und Winkelführungsplatte	mm
D_3	Elastische Längsverschiebung	mm
E	E-Modul	Pa
F	Längszugkraft	kN
G	Schubmodul	N/mm ²
H	Angreifende Horizontallast	kN
k_{Ers}	Federsteifigkeit zur Idealisierung der Reibung	kN/mm
$k_{ges,durchs}$	Durchschubwiderstand idealisiert als Feder	kN/mm
k_{Grp}	Widerstand der Schubverformung der Grundplatte	kN/mm
k_{reib}	Reibungswiderstand zwischen Federarmen und Schiene	kN/mm
$k_{Schraube}$	Federsteifigkeit zur Idealisierung der Schwellenschraube	kN/mm
k_{Skl}	Mechanischer Widerstand gegen ein Aufbiegen der Federarme	kN/mm
k_{Zw}	Widerstand der Schubverformung der Zwischenlage	kN/mm
k_{Zwp}	Widerstand der Schubverformung der Zwischenplatte	kN/mm
$k_{Zwp,vert}$	Federziffer der Zwischenplatte in vertikaler Richtung	kN/mm
l_0	Ursprüngliche Höhe des Elastomers	mm
Δx	Horizontale Auslenkung des Elastomers	mm
γ	Winkel der Auslenkung	°
ν, μ	Querdehnzahl	-
ρ	Dichte	kg/m ³
τ	Schubspannung	N/mm ²

Zusammenstellung der Formelzeichen für Kapitel 5

Zeichen	Erklärung	Einheit
\vec{v}	Verschiebungsfeld	-
α', β', γ'	Dim.lose Parameter zur Berechnung der Radlasterhöhung	-
a	Schwellenabstand	mm
c_{stat}	Nennsteifigkeit der Spannelemente der Schienenbefestigung	kN/mm
d	Überhöhungsfehlbetrag	mm
D	Dämpfungsgrad	%
e	Gemessene Einsenkung	mm
E	E-Modul	N/mm ²
f	Federweg (der Vorspannung der Spannklemmen)	mm
f_{eig}	Ungedämpfte (Eigen-)frequenz	Hz
$f_{eig,d}$	Gedämpfte (Eigen-)frequenz	Hz

f_{err}	Erregerfrequenz	Hz
h	Höhe des Fahrzeugschwerpunktes	mm
k	Vertikale Gleissteifigkeit	N/mm ²
L	Abstand der Schienenunebenheiten	mm
n	Faktor zur Beschreibung der Gleislage	-
Q_{dyn}	Dynamische Radlast	kN
Q_{stat}	Statische Radlast	kN
r	Radradius	mm
R	Streckgrenze	N/mm ²
s	Spurweite	mm
t	Faktor zur Beschreibung der statistischen Sicherheit	-
t	Zeit	s
T_1, T_2	Parameter für die Tiefe von Schienenunebenheiten	mm
V	Fahrgeschwindigkeit	km/h
y_0	Schwingungsamplitude zu Beginn	mm
y_N	Schwingungsamplitude des n-ten Zyklus	mm
$y_{Q=Q_{max}}$	Schieneneinsenkung infolge maximaler Radlast	mm
$y_{Q=Q_{min}}$	Schieneneinsenkung infolge minimaler Radlast	mm
$y_{Q=Q_{stat}}$	Schieneneinsenkung infolge statischer Radlast	mm
$\Delta y_I, \Delta y_{II}$	Schwingungsamplitude während Zustand I bzw. II	mm
Δx	Resultierende Auslenkung des Federarmes in Längsrichtung	mm
Δy	allg. Schwingungsamplitude der Fußpunkterregung	mm
Λ	Logarithmisches Dekrement	-
α, β	Rayleigh-Koeffizienten	-
φ	Faktor zur Beschreibung des Einflusses der Geschwindigkeit	-
ϕ, Φ	Faktor der dynamischen Radlasterhöhung	-

Zusammenstellung der Formelzeichen für Kapitel 6

Zeichen	Erklärung	Einheit
α_A, α_B	Winkelbeschleunigung in A bzw. B	rad/s ²
Δk_{lat}	Änderung der lateralen Steifigkeit der Spannklemme	-
A, B	Positionen zur Befestigung zusätzlicher Massen am Federarm	-
b	Breite der ringförmigen Tilger	mm
b*	Zusätzlicher Hebelarm der Federarme bei Formmodifikation	mm
d ₁ , d ₂ , d ₃	Abmessungen der ringförmigen Tilger	mm
dx	Maß der Verbreiterung von Skl in der hinteren Schlaufe	mm
dz	Parameter zur Definition der eingespannten Fläche der Skl	mm
e	Stich einer zusätzlichen Ausrundung der Federarme	mm
e _A , e _B	Hebelarme zusätzlicher Massen in Position A bzw. B	mm
F	Auflagefläche der Skl auf der Wfp	mm ²
f ₁ , f ₂ , f ₃	Erste, zweite und dritte Eigenfrequenz	Hz
G	Schubmodul	N/mm ²
h*	Formfaktor zur Definition der Bogenhöhe von Spannklemmen	-
J _A , J _B	Massenträgheitsmomente in A bzw. B	kgm ²
k	Federsteifigkeit der Lagerung des Einmassenschwingers	N/mm
k ₁ , k ₂	Federsteifigkeiten des Zweimassenschwingers	N/mm
k _{lat}	Laterale Steifigkeit der Spannklemme	N/mm
l*	Formfaktor zur Definition der lateralen Stauchung von Skl	-
m	Masse des Einmassenschwingers	kg
m ₁	Masse des zu bedämpfenden Objekts	kg
m ₂	Masse des zusätzlich angekoppelten Objekts	kg
M _A , M _B	Drehmomente ausgelöst durch zusätzliche Massen in A und B	Nmm
w _A , w _B	Auslenkung der Massen in A bzw. B	mm
z*	Auslenkung des Federarmes in vertikaler Richtung	mm
γ	Gleitung	°
τ	Schubspannung	N/mm ²
φ	Verdrehwinkel der Torsionsbeanspruchung der Skl	°

Zusammenstellung der Formelzeichen für Kapitel 8

Zeichen	Erklärung	Einheit
a	Stützpunktastand	mm
c, c _{dyn}	(dynamische) Federziffer des Stützpunktes	kN/mm
E	E-Modul	N/mm ²
I	Flächenträgheitsmoment	mm ⁴

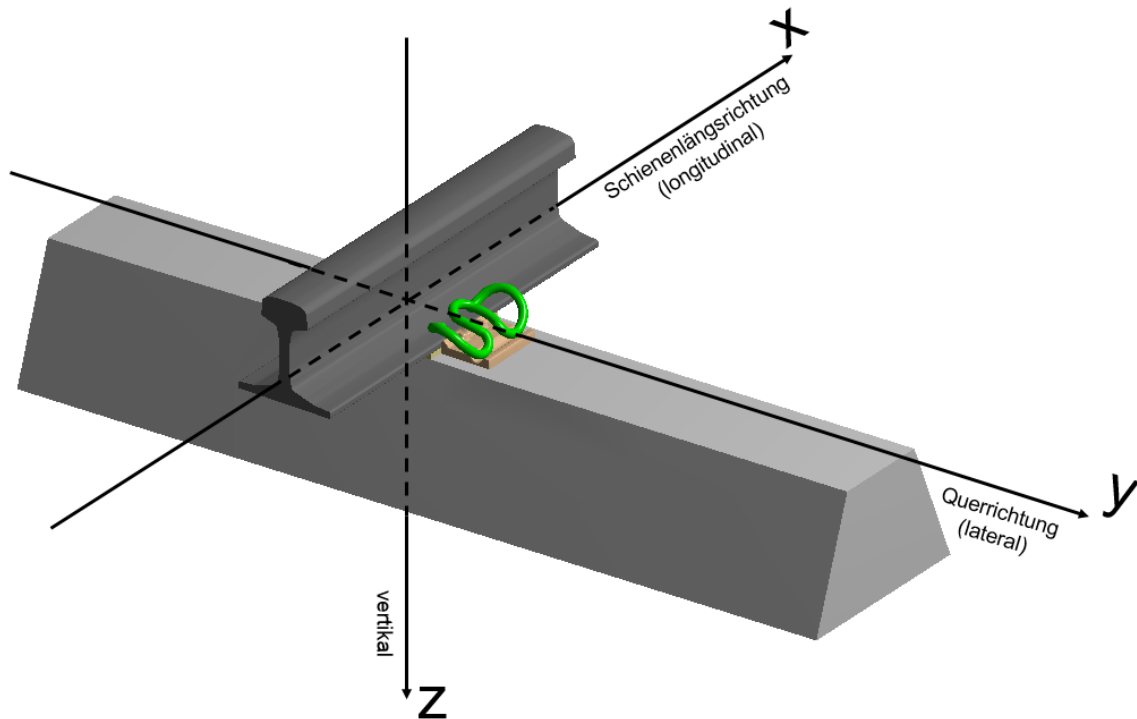
k_{Skl}	Steifigkeit einer Feder, die die Niederhaltung der SkI idealisiert	kN/mm
k_{Zw}	Statische Federsteifigkeit der Zwischenlage	kN/mm
k_{Zwp}	Statische Federsteifigkeit der Zwischenplatte	kN/mm
$k_{Zwp,dyn}$	dynamische Federsteifigkeit der Zwischenlage	kN/mm
L, L_{dyn}	(dynamische) Elastische Länge	mm
L_1, L_2	Abstände von Schienenunebenheiten	mm
n	Anzahl ausgewerteter Überfahrten bzw. Stichprobengröße	-
Q	Allg. Radlast	kN
V	Fahrgeschwindigkeit	km/h
x	Drehgestellachsabstand	mm
y, y_{dyn}	(dynamische) Schieneneinsenkung	mm
σ	Standardabweichung der Schieneneinsenkung	mm

Verwendete Abkürzungen

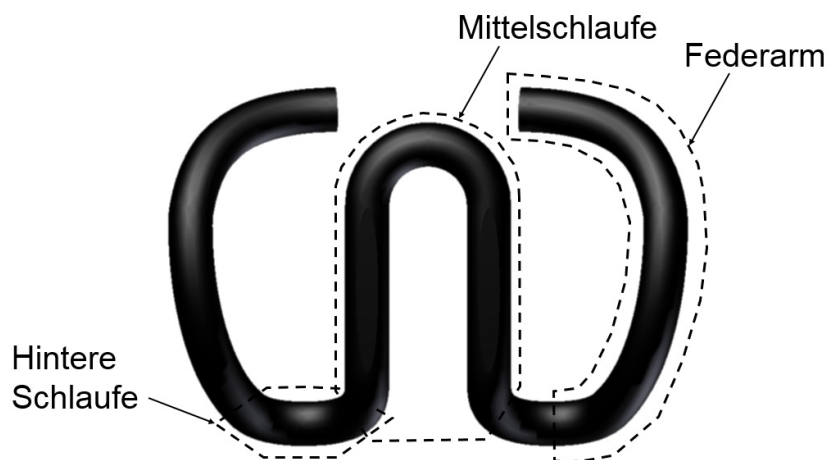
Abkürzung	Erklärung
CAD	Computer-aided design
DB	Deutsche Bahn
DMS	Dehnungsmessstreifen
DV	Dauerversuch
EF	Eigenfrequenz
FEM, FE, FEA	Finite Elemente Methode
FF	Feste Fahrbahn
FFT	Fast fourier transformation
FG	Freiheitsgrad
GLQK	Gleislagequalitätsklasse
Grp	Grundplatte
IS	Isolator
KTL	Kathodische Tauchlackierung
Lt	Lasttonnen
MKS	Mehrkörpersimulation
MO	Messort
ÖBB	Österreichische Bundesbahnen
ORE	Office of Research and Experiments of the International Union of Railways
Pt	Point/Punkt
R1, R2, R3	Ringförmige Tilger Varianten

RCF	Rolling contact fatigue (Rollkontaktermüdung)
S1, S2	Schlauchförmige Tilger der Varianten 1 und 2
Sdü	Kunststoffschraubdübel
SFS	Schnellfahrstrecke
SkI	Spannklemme
Ss	Schwellenschraube
TUM	Technische Universität München
UIC	Union internationale de chemins de fer
Wfp	Winkelführungsplatte
Zw	Zwischenlage
Zwp	Zwischenplatte

Verwendetes Koordinatensystem



Verwendete Begriffe zur Beschreibung der Geometrie der Spannklemmen



Verwendete Begriffe der Strukturdynamik

Eigenfrequenzen sind die Frequenzen, mit denen schwingfähige Systeme nach einmaliger Anregung schwingen. Erfolgt eine Anregung des schwingfähigen Systems mit einer Frequenz, die nahe einer Eigenfrequenz liegt, kommt es zur **Resonanz** mit besonders großen Schwingungsamplituden.

Die **Eigenform** beschreibt die Verformungsfigur, die sich einstellt, wenn ein Körper in einer Eigenfrequenz schwingt. Unterschiedliche Eigenfrequenzen führen zu unterschiedlichen Eigenformen. Die Eigenformen werden auch als **Eigenmoden** bzw. Moden bezeichnet.

Modalanalyse bezeichnet das Verfahren zur Bestimmung der Eigenfrequenzen. Die Modalanalyse kann experimentell im Labor oder numerisch mithilfe der Finiten Element Methode (FEM) erfolgen.

Unter **Frequenzganganalysen** werden in der FEM-Software ANSYS Berechnungen verstanden, die die Schwingungsreaktion eines Systems unter einer periodischen Schwingungsanregung bestimmen. Im Unterschied zu Modalanalysen kann bei der Frequenzganganalyse die Anregung hinsichtlich der Größe, Richtung und Frequenz der Belastung vorgegeben werden.

Kurzfassung

Die vorliegende Forschungsarbeit untersucht die hochfrequente Anregung von Schienenbefestigungen als Folge von Imperfektionen im Rad-Schiene-Kontakt und die damit einhergehende Schädigung von Spannklemmen.

In einer deskriptiven Darstellung fasst die Forschungsarbeit die Grundlagen dynamischer Effekte bei Störung des Rad-Schiene-Kontaktes zusammen und beschreibt die gängigsten Schienenfehler, die diese Effekte auslösen können. Ein Überblick zeigt, dass vor allem Riffel, die als periodische, kurzweilige Schienenunebenheiten auftreten, zu hochfrequenten Anregungen führen können.

Ein zentrales Ergebnis der Forschungsarbeit ist die Modellierung des Schwingungsverhaltens gängiger Spannklemmen. Mit Hilfe der Finiten Element Methode werden numerische Modalanalysen durchgeführt, die das dynamische Verhalten von Spannklemmen charakterisieren. Ergebnisse der numerischen Untersuchung sind Eigenfrequenzen und Eigenformen der Spannklemme. Eine Kalibrierung der Modelle erfolgt über Laborversuche bei denen an Einzelstützpunkten Beschleunigungsmessungen vorgenommen wurden. Aus den Eigenformen lässt sich der Ort der maximalen Spannung und somit der Ort einer möglichen Rissinitiierung ableiten. Dieser kann mit bekannten Schadensfällen verglichen werden.

Aufbauend auf dem kalibrierten Modell werden Frequenzganganalysen durchgeführt, die die Spannungen bei Resonanz berechnen. Hierzu wird das Modell um Dämpfungseigenschaften erweitert und mit einer Fußpunkterregung belastet, welche vorher über mehrkörperdynamische Berechnungen abgeschätzt wird. Die Ergebnisse der Frequenzganganalyse werden dann in ein weiteres Berechnungsmodell integriert, das nichtlineare Materialeigenschaften besitzt. In der Simulation resultieren aus der eingeleiteten Fußpunkterregung plastische Verformungen an den Federarmen der Spannklemmen.

Mit Hilfe des entwickelten numerischen Modells werden verschiedene konstruktive Maßnahmen zur schwingungstechnischen Optimierung der Schienenbefestigung untersucht. Die Untersuchungen zeigen, dass eine über ein Elastomer zusätzlich angekoppelte Masse die Schwingungsamplituden im relevanten Bereich tilgen kann. Die Ergebnisse führten zur Entwicklung von Prototypen, die in Laborversuchen ihre Wirksamkeit bewiesen. Die Untersuchung einer formmodifizierten Winkelführungsplatte zeigte, dass durch eine veränderte Auflagerung der Spannklemme an den hinteren

Schlaufen die erste Eigenfrequenz erhöht und die Schwingungsintensität verringert werden kann. Weitere untersuchte Maßnahmen konzentrieren sich auf die Formmodifikation der Spannklemme selbst. Die Modifikationen bezwecken eine Verringerung des Massenträgheitsmoments der Kippbewegung der ersten Eigenform und erhöhen dadurch die erste Eigenfrequenz der Spannklemmen.

Abschließend diskutiert die vorliegende Arbeit mit welchen Methoden vor Ort festgestellt werden kann, ob die Schadensursache gebrochener Spannklemmen auf eine Resonanzkatastrophe zurückzuführen ist. Zudem wird in-situ die Schadensursache gebrochener Spannklemmen einer Versuchsstrecke im Tauerntunnel untersucht. Neben einer Beurteilung der Gleislage- und Spurqualität werden das Schienenlängsprofil und die Schieneneinsenkung im Betrieb gemessen. Danach werden die Messwerte der Schieneneinsenkung mit theoretischen Rechenwerten verglichen.

Abstract

This research project aims on revealing how corrugation on the surface of railheads causes high-frequency vibrations in fastening systems and damages its clamps.

The study starts with a basic description of the dynamic effects caused by geometrical discontinuities in the rail/wheel-contact and shows which rail defects lead to these effects. This overview suggests that especially short-pitch corrugation leads to the disadvantageous vibrations at a high frequency.

One of the key findings of the research is the simulation of the dynamic behavior of railway fastening clamps in finite element analyses (FEA). The results of the numeric modalanalyses show the eigenfrequencies and eigenmodes of the clamps and indicate possible failure modes due to resonance phenomena. Experimental testing with accelerometers on single-support points in the laboratory calibrated the simulation models. The eigenmodes indicate the location with the highest stress which is also the location of crack initiation. This helps to analyse cases of damaged fastening clamps with unknown cause of damage.

Analyses of the harmonic response of clamps were made based on the calibrated model in FEA. For this purpose, material damping and an excitation function was integrated in the model. The magnitude of the excitation was derived from multi-body simulation. Results of this simulation were imported in another model with nonlinear material characteristics. The findings of the study show that the excitation may lead to plastic deformations of clamps.

To avoid such scenario in the future, the project proposes different measures that influence the dynamic behavior of railway fastening clamps. An additional damper-element, which is applied on the surface of the clamp, was designed in FEA and is able to extinguish the vibrations of the clamp. This concept was successfully realized in first prototypes, which show a good efficacy in laboratory tests. Changes to the geometry of the angle-guiding-plate increase the eigenfrequencies of the clamps and also lower the amplitude of the vibrations. Based on the findings of the modalanalyses, a parametric version of the geometry of the fastening clamp was created. Changing different aspects of the geometry allows optimizing the performance of the clamps concerning their eigenfrequencies. The modifications aim on a decrease of the mass moment of inertia of the first eigenmode, which increases the first eigenfrequency of the clamp.

The report concludes with considerations on how to detect if fastening clamps were damaged due to resonance phenomena while trains pass corrugated rails. Using the example of the Tauern tunnel, the report investigates the causation of deteriorated fastening clamps. The in-situ testing contains measurements of track geometry and rail deflection under load. The measured values of rail deflection are compared to theoretical calculated values.

1 Einführung

1.1 Forschungsanlass

Die Erhaltung einer ebenen Schienenfahrfläche ist Bestandteil der Instandhaltungsmaßnahmen vieler Betreiber von Eisenbahnnetzen. Gründe für das Streben nach einer ebenen Schienenfahrfläche liegen zum einen im Komfort: Durch eine glatte Oberfläche des Schienenkopfes können störende Vibrationen im Fahrzeug vermieden werden. Zudem reduzieren ebene Fahrflächen die Lärmbelastung innerhalb und außerhalb des Fahrzeuges. Zum anderen sind ebene Schienenfahrflächen Voraussetzung für einen ruhigen Fahrzeuglauf. Wird dieser nicht gewährleistet, kann es zur Erhöhung der dynamischen Radlast kommen, welche zu höherem Verschleiß an Rad und Schiene führt und die Lebensdauer von Komponenten des Eisenbahnoberbaus reduzieren kann.

Bekannt ist, dass periodische Schienenunebenheiten im Fahrspiegel neben einer dynamischen Radlasterrhöhung zu einem Schwingungseintrag in den Oberbau führen. Fällt die Erregerfrequenz der Schwingung mit einer Eigenfrequenz eines Bauteils des Oberbaus zusammen, kommt es zur Resonanz mit überhöhten Schwingwegen und gesteigerter mechanischer Beanspruchung. Vor Beginn der vorliegenden Forschungsarbeit bestand bereits die Vermutung, dass diese Schwingungsanregung zu Schäden an Spannklemmen von Schienenbefestigungen führen kann. Diese These wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit erörtert. Die vorliegende Arbeit grenzt sich damit von bestehenden Publikationen ab, welche zumeist eine Charakterisierung und Klassifizierung von Schienenfehlern behandeln (bspw. Heyder, 2002) oder die Ursachen und Entstehung der Schienenfehler beleuchten (bspw. (Grassie, 1995; Grassie, 2008; Sato et al. 2002)), nicht aber die Wirkung und Folgen für den Oberbau untersuchen.

Der praktische Nutzen, der sich aus einer genaueren Kenntnis der Wirkung von Schienenunebenheiten ergibt, ist vielseitig. Bestätigt sich die These, dass Spannklemmenbrüche als Folge der Schwingungsanregung durch Schienenunebenheiten auftreten, unterstreicht dies die Bedeutung ebener Schienenfahrflächen und des präventiven Schienenschleifens. Treten Schäden an Spannklemmen auf, ist für ein zielgerichtetes Instandhaltungsmanagement die Schadensursache von Bedeutung. Hierfür ist wichtig den Schadensmechanismus zu kennen, welcher sich durch die

Verformung der Spannklemmen bei Resonanz und den Ort der Rissinitiierung charakterisieren lässt. Daneben kann die Untersuchung eine Grundlage dafür darstellen, die bestehende Gestaltung von Schienenbefestigungen zu überdenken und hinsichtlich hochfrequenter Schwingungen zu optimieren.

1.2 Bekannte Schäden an Spannklemmen infolge von Schienenunebenheiten

Auf der Schnellfahrstrecke (SFS) Hannover-Würzburg wurden 1999 im Bereich des Betriebsstandortes Kassel örtlich begrenzte Brüche an Spannklemmen des Typs Skl 1 festgestellt, nachdem die dort verwendeten, konventionellen Zwischenlagen (Zw) auf Zw 700 mit niedrigerer Federziffer umgestellt wurden. Eine genauere Ursachenanalyse und Schadbildnachstellung der Brüche im Labor erfolgte durch das Prüfamt für den Bau von Landverkehrswegen (heute Prüfamt für Verkehrswegebau) an Abschnitten des Rauheberg Tunnels und Mündener Tunnels. Der SFS-typische Oberbau bestand aus Schienen des Profils UIC60 mit Spannbetonschwellen B70. Die Schienenbefestigungen mit Skl 1 waren teils auf Kunststoff- teils auf Stahl-Winkelführungsplatten (Wfp) befestigt. Die Streckenbelastung lag bei etwa 50.000 Lt pro Tag und Richtung (Leykauf et al. 1999; Leykauf et al. 2000).

Nach der Umstellung von konventionellen Zwischenlagen auf Zw 700 im April 1999 wurden nach etwa einem Monat unter Betrieb Brüche der Spannklemmen festgestellt. Bei den Untersuchungen zeigte sich, dass sich die Brüche auf Bereiche konzentrieren an denen die Schienen Riffel aufweisen und die Triebköpfe des ICE bei hohen Geschwindigkeiten noch beschleunigen müssen oder bei hohen Längsneigungen hohe Geschwindigkeiten halten sollten und daher nahe der Reibgrenze fahren. Die Riffelabstände lagen in allen untersuchten Abschnitten bei etwa 40 mm, die Riffeltiefe unter der Eingriffsschwelle von 0,05 mm. Da die Brüche an Spannklemmen unterschiedlicher Hersteller und Produktionsjahren auftraten, wurde ein herstellungsbedingter Einfluss ausgeschlossen. Auffällig war, dass sich am Aufstandspunkt der Spannklemmen auf dem Schienenfuß blanke Flächen gebildet hatten, die auf eine Relativbewegung zwischen Schiene und Federarm der Spannklemme in Längsrichtung schließen lassen (vgl. Abbildung 1.1) (Leykauf et al., 1999; Leykauf et al., 2000).



Abbildung 1.1 Links: Verriffelte Schienenoberfläche im Rauheberg-Tunnel der SFS Hannover-Würzburg; rechts: Gebrochene Spannklemme Skl 1 (Leykauf et al., 1999; Leykauf et al., 2000)

Die Bruchflächen an den Spannklemmen befinden sich im Bereich der Auflagerung auf der Winkelführungsplatte. Im Rahmen der Untersuchung wurden mehrere Messstellen eingerichtet, an denen die Riffelbildung unterschiedlich stark ausgeprägt war. An den verschiedenen Messstellen wurden mit Hilfe von Induktivwegaufnehmern die Bewegung der Federarme der Spannklemmen und die Bewegung der Schiene aufgezeichnet. Dabei wurde festgestellt, dass die Bewegung der Federarme in vertikaler und longitudinaler Richtung mit der Riffeltiefe ansteigt. An den Messstellen mit den größten Riffeltiefen war zudem die Bewegung der Federarme in vertikaler und longitudinaler Richtung größer als die Bewegung der Schiene in diesen Richtungen. An Messstellen mit geringer Riffelbildung wurden dagegen deutlich geringere Bewegungen der Federarme gemessen. Die Untersuchung kam daher zu dem Schluss, dass die Spannklemmen durch die Riffelbildung zu Schwingungen angeregt werden, die eine schädigende Wirkung auf die Spannklemmen haben (Leykauf et al., 2000).

Ferner wurden Spannklemmen ohne äußerlich sichtbare Schäden aus den Messorten entnommen und am Prüfamts für Bau von Landverkehrswegen Dauerschwingversuchen unterzogen. Bei einer Oberlast $P_o = 10 \text{ kN}$ und einem Schwingweg von 1,4 mm trat in den meisten Fällen ein Versagen der Spannklemmen deutlich vor Erreichen der geforderten 5 Mio. Lastwechsel auf, was auf eine Vorschädigung oder Überbeanspruchung der Spannklemmen infolge der hochfrequenten vertikalen und longitudinalen Schwingwege schließen lässt (Leykauf et al., 1999).

Die Untersuchungsergebnisse deuten auf einen Zusammenhang zwischen einer vorzeitigen Ermüdung von Spannklemmen und einer Riffelbildung im

Schienenfahrspiegel hin. Zudem ergab die Messung der Bewegungen von Federarmen und Schiene eine deutliche Relativbewegung, welche auf eine Schwingungsanregung der Spannklemme zurückgeführt wird. Schädigung und Schwingungsanregung von Spannklemmen durch Riffeln werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit näher untersucht, wie das nachfolgende Untersuchungsprogramm zeigt.

1.3 Untersuchungsprogramm

Das Untersuchungsprogramm der Arbeit ist derart gestaltet, dass drei Kernfragen bearbeitet werden:

- I. Wann kommt es zu einer hochfrequenten Anregung des Eisenbahnoberbaus und welche Schienenfehler können die Ursache dafür sein?
- II. Welche Folgen hat die Schwingungsanregung für die Spannklemmen der Schienenbefestigung?
- III. Welche konstruktiven Möglichkeiten einer schwingungstechnischen Optimierung der Schienenbefestigungen bestehen?

Zur Beantwortung der ersten Frage stellt Kapitel 2 die Grundlagen dynamischer Effekte im Rad-Schiene-System vor und konzentriert sich dabei auf die Wirkung von (periodischen) Störstellen im Kontaktbereich zwischen Rad und Schiene. In einer deskriptiven Darstellung werden die beiden typischen Schienenunebenheiten Schlupfwellen und Riffel gezeigt und deren Form und Gestalt vorgestellt (Kapitel 3.2). Die Arbeit legt dabei besonderen Wert auf Riffel, da insbesondere diese periodischen Schienenunebenheiten mit kurzer Wellenlänge als Ursache für hochfrequente Anregungen in Frage kommen.

Der Beantwortung der zweiten Frage wird sich theoretisch und experimentell genähert. Kapitel 4 charakterisiert das dynamische Verhalten von gängigen Spannklemmen, insbesondere des Typs Skl 15. Ziel dabei ist es die Eigenfrequenzen und Eigenformen der Spannklemmen zu ermitteln. Ist die Höhe der Eigenfrequenzen der Spannklemme bekannt, lässt sich abschätzen, ob diese durch ein Überfahren periodischer Unebenheiten angeregt werden können. Die Eigenform gibt Aufschluss, wie sich die Spannklemmen verformen, wenn sie in einer Eigenfrequenz schwingen. Zwar lassen sich daraus nicht unmittelbar Spannungen ermitteln, jedoch zeigt die Eigenform den Ort der maximalen Spannung und einer möglichen Rissinitiierung. Die Ermittlung der Eigenfrequenzen und -formen erfolgt zunächst theoretisch mithilfe von FE-

Simulationen, bevor die Modelle durch die Ergebnisse von Laborprüfungen kalibriert werden. Ob die Spannklemmen bei Resonanz Schaden nehmen, wird in Kapitel 5 untersucht. Dabei wird das Modell um nichtlineare Materialeigenschaften und Materialdämpfung erweitert. In Frequenzganganalysen lassen sich die Spannungen an den Spannklemmen ermitteln. Die notwendige Fußpunkterregung wird vorab über mehrkörperdynamische Simulationen abgeschätzt.

Möglichkeiten einer schwingungstechnischen Optimierung der Spannklemmen durch konstruktive Maßnahmen werden in Kapitel 6 diskutiert. Hier konnten aufbauend auf vorher entwickelten FE-Modellen verschiedene Studien durchgeführt werden. Diese umfassen die Anpassung der Lagerung der Spannklemmen, Modifikationen der geometrischen Form der Spannklemmen, sowie zusätzliche Bauteile, die an die Spannklemmen appliziert werden. Die theoretischen Untersuchungen mündeten in ersten Prototypen, deren Wirksamkeit in Laborversuchen überprüft wurde.

Zusätzlich zu den drei Kernfragen werden im Rahmen des Forschungsprojekts Feldversuche im Tauerntunnel durchgeführt. Beim Tauerntunnel handelt es sich um eine Strecke mit Fester Fahrbahn im Netz der ÖBB, bei der es in der Vergangenheit zu Spannklemmenbrüchen mit unbekannter Schadensursache kam. Mit welchen Mitteln vor Ort festgestellt werden kann, ob die Schadensursache gebrochener Spannklemmen auf eine Resonanzkatastrophe zurückzuführen ist, wird in Kapitel 8 diskutiert. Zudem werden im unbelasteten Zustand die Gleislagequalität und Spurqualität des Versuchsabschnittes bestimmt und mit der Gegenrichtung verglichen. Die Messung der Schieneneinsenkung im Betrieb wird mit den berechneten Einsenkungswerten nach der Theorie von Zimmermann verglichen. Ausgehend von den gewonnenen Erkenntnissen werden Handlungsempfehlungen gegeben.

2 Grundlagen dynamischer Effekte im Rad-Schiene-System

2.1 Einführung

Die auf den Oberbau einwirkende Radlast setzt sich aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammen. Gründe für einen zusätzlichen dynamischen Anteil können u.a. Imperfektionen im Rad-Schiene-Kontakt sein. Die dynamischen Effekte können sowohl zu einer deutlichen Erhöhung als auch einer Reduktion der Belastung führen. Bei der Dimensionierung des Eisenbahnoberbaus werden dynamische Vorgänge häufig durch empirisch ermittelte Dynamikfaktoren berücksichtigt. Dabei kann näherungsweise von einer Normalverteilung der dynamischen Radlastschwankung um die statische Radlast ausgegangen werden. Untersuchungen zeigten, dass die Streubreite der vertikalen dynamischen Belastung abhängig von der gefahrenen Geschwindigkeit und der Güte der Gleislage ist (Freudenstein, 2014, S. III/11). Eine Abschätzung dynamischer Einflüsse mittels empirisch ermittelter Faktoren ist für die Bemessung des gesamten Oberbaus i.d.R. ausreichend.

Das Forschungsvorhaben untersucht das Verhalten von Schienenbefestigungen unter hochfrequenten Schwingungsanregungen. Eine hochfrequente Anregung kann beispielsweise infolge von Unebenheiten entlang der Fahrfläche auftreten. In Kapitel 2.2 werden exemplarisch analytische Lösungen gezeigt, mit deren Hilfe die Wirkung von singulären und periodischen Unebenheiten berechnet werden kann. Neben einer kurzfristigen Lasterhöhung im Rad-Schiene-Kontakt werden durch die Imperfektionen Schwingungen in den Eisenbahnoberbau eingeleitet. Kapitel 2.3 fasst zusammen, welche Erregerfrequenzen im Rad-Schiene-System typischerweise auftreten. Die Auswirkungen einer Schwingungsanregung auf Schienenbefestigungen insbesondere Spannklemmen wird in Kapitel 4 diskutiert.

2.2 Dynamische Radlastschwankung infolge Schienenunebenheiten

(Freudenstein, 2014, S. II/2) zeigt die Wirkung von singulären Störstellen entlang des Fahrweges auf ungefederte Räder. Wird der horizontale Anteil der Fahrgeschwindigkeit V_h als konstant angenommen (d.h. kein Abbremsen infolge der Störstelle) ergibt sich

beim Überfahren einer singulären Unebenheit kurzzeitig eine vertikale Bewegungskomponente mit der Geschwindigkeit V_v :

$$V_v = V_h \cdot \tan(\alpha) \quad 2-1$$

In der Formel 2-1 definiert der Winkel α die resultierende Bewegungsrichtung (siehe Abbildung 2.1). Eine vertikale Stoßkraft berechnet sich nach (Freudenstein, 2014, S. II/2) über die Formel 2-2 und konvergiert gegen unendlich, da $\dot{V}_v = \frac{dV_v}{dt} \rightarrow \infty$

$$P' = m \cdot \dot{V}_v \rightarrow \infty \quad 2-2$$

In der Realität begrenzen die Elastizitäten von Rad und Schiene (sowie deren elastische Lagerung) die vertikale Stoßkraft. Diese theoretische Betrachtung zeigt allerdings, dass bei fehlender Federung hohe Stoßkräfte auf Radsatz und Fahrweg wirken. Mögliche Folgen sind Rad- und Achsbrüche, sowie Schäden am Oberbau.

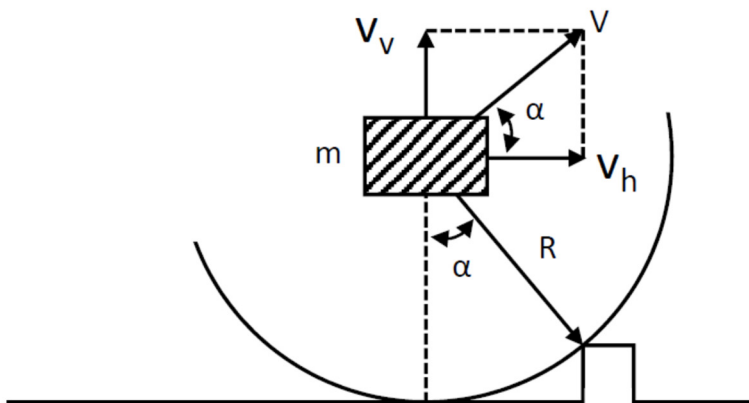


Abbildung 2.1 Überfahrt einer singulären Störstelle, in Anlehnung an (Freudenstein, 2014, S II/2) Auch (Hempe, Siefer, 2007) betrachtet die Auswirkungen von Störstellen auf den Oberbau. Bei der Überfahrt einer starren Achse über periodische Unebenheiten im Fahrspiegel erfährt das Rad-Schiene-System die Beschleunigung \dot{V}_v in vertikaler Richtung. Die dabei auftretende maximale Vertikalbeschleunigung eines starren Radsatzes kann in Abhängigkeit der gefahrenen Geschwindigkeit über Formel 2-3 analytisch ermittelt werden:

$$\dot{V}_v = \frac{T}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi}{L} \cdot V_h \right)^2 \quad 2-3$$

In der Formel beschreibt T die Wellentiefe, L den Abstand der Unebenheiten und V_h die Geschwindigkeit in horizontaler Richtung (s. a. Abbildung 2.2). Aus Formel 2-3 ergibt sich demnach ein linearer Zusammenhang zwischen einer Erhöhung der Wellentiefe T und der Vertikalbeschleunigung des Rades. Dagegen steigt bei einer Verkürzung der Wellenlänge L oder einer Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit V_h die Vertikalbeschleunigung quadratisch an (Hempe, Siefer, 2007, S. 5).

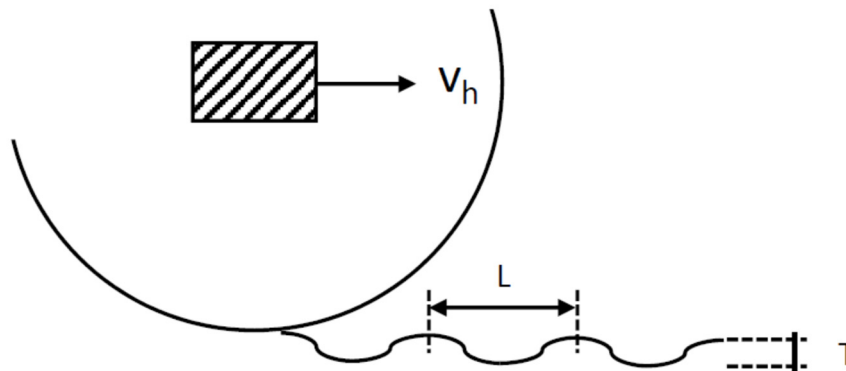


Abbildung 2.2 Überfahrt periodischer Unebenheiten

2.3 Schwingungsanregungen im Rad-Schiene-System

Das Rad-Schiene-System ist schwingungsfähig und verschiedene Ereignisse können zu einer Schwingungsanregung führen. Durch unebene Schienenoberflächen entstehen bei einer Überrollung des Eisenbahnrades Schwingungen, die als Luftschall von der Schiene abgestrahlt werden und sich als Vibrationen ausgehend vom Schienenkopf in die weiteren Teile des Oberbaus ausbreiten. Die Frequenz ist dabei abhängig vom Abstand der periodisch auftretenden Wellentäler bzw. -berge und der Fahrgeschwindigkeit (Freudenstein, 2014, S. II/2).

$$f_{err} = \frac{V_h \cdot 1000}{3,6 \cdot L} [Hz] \quad 2-4$$

In der Formel 2-4 gibt V_h die Fahrgeschwindigkeit in [km/h] und L den Abstand zweier Unebenheiten in [mm] an. Auch Unregelmäßigkeiten entlang der Laufflächen von Eisenbahnradern führen bei jeder Radumdrehung zu einem Stoß bei gleichzeitiger Veränderung der Kontaktspannung in der Radaufstandsfläche. Der Punkt P in Abbildung

2.3 nach (Krüger, 2006, S. 22) stellt eine Flachstelle dar. Bei jeder vollen Radumdrehung kommt es zu einer Unregelmäßigkeit der Spannungsverteilung im Rad-Schiene-Kontakt und der resultierenden Einsenkung. Durch diesen Stoß, der mit jeder Radumdrehung im Rad-Schiene-Kontakt wirkt, wird eine Schwingung in den Oberbau eingeleitet, deren Frequenz sich über Formel 2-5 bestimmen lässt:

$$f_{err} = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} [Hz] \quad 2-5$$

In Formel 2-5 ist ω als Winkelgeschwindigkeit in [rad/s] definiert.

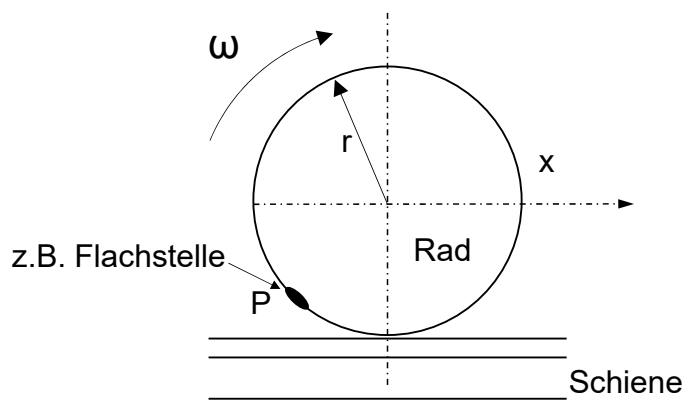


Abbildung 2.3 Wirkung von Flachstellen auf den Radlaufflächen nach (Krüger, 2006, S. 22)

Der Zusammenhang zwischen dem Abstand von Unebenheiten auf dem Schienenfahrspiegel, der Fahrgeschwindigkeit und der daraus resultierenden Erregerfrequenz ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

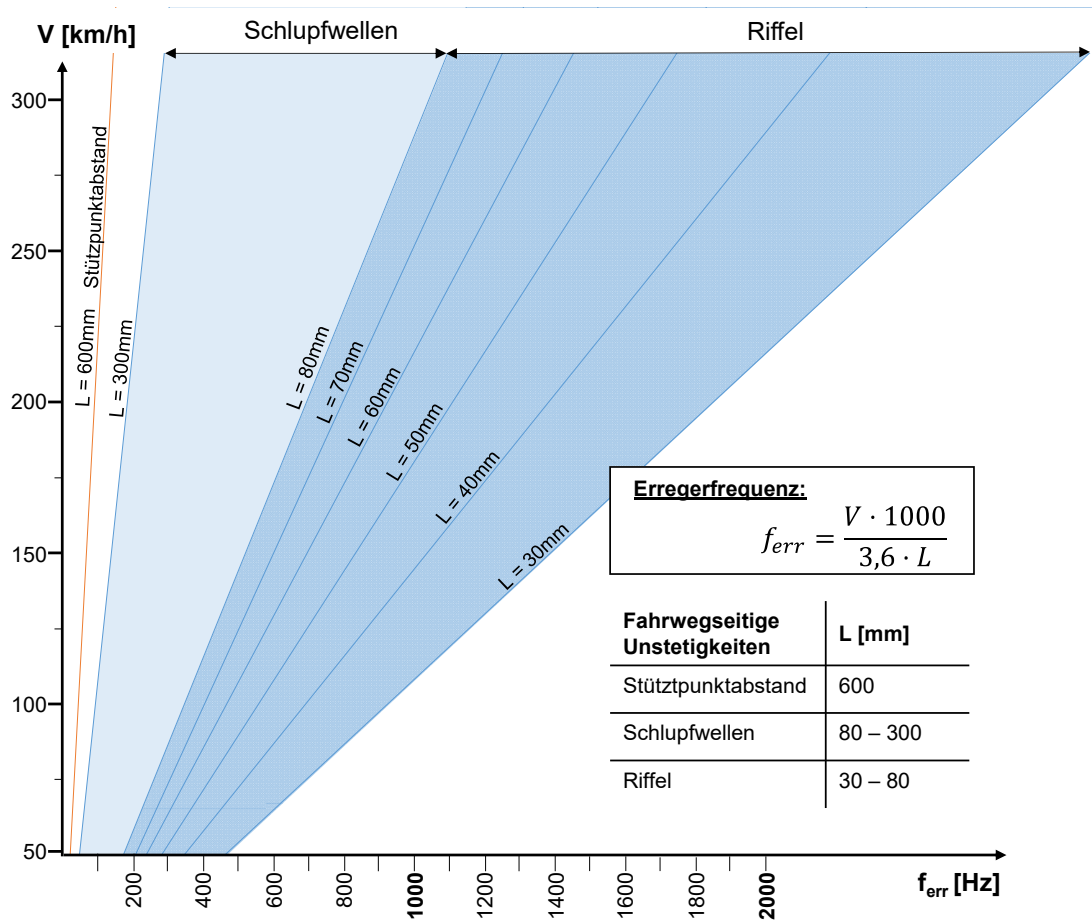


Abbildung 2.4 Erregerfrequenzen in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und dem Abstand der Unstetigkeitsstellen zueinander

Weitere Anregungen entstehen bspw. durch die Periodizität der Drehgestell- und Achsabstände. Die Erregerfrequenz lässt sich ebenfalls über Formel 2-4 ermitteln, wobei für den Wert L der Abstand zweier Maxima der Biegelinie einzusetzen ist. Allgemein kann festgehalten werden, dass eine Schwingungsanregung immer dann erfolgt, wenn eine Imperfektion im Rad-Schiene-Kontakt oder eine Unstetigkeit in der Elastizität des Oberbaus vorliegt.

3 Wellenförmige Schienenunebenheiten

3.1 Definitionen

Das vorangegangene Kapitel 2 zeigt mit analytischen Lösungen die Wirkung singulärer und periodischer Schienenfehler auf das schwingfähige Rad-Schiene-System. Rad und Schiene erfahren eine erhöhte Beanspruchung und der Oberbau wird gleichzeitig in Schwingung versetzt. In diesem Kapitel werden bekannte wellenförmige Schienenunebenheiten, die diese dynamischen Effekte auslösen können, vorgestellt.

In der Literatur existiert keine einheitliche Terminologie zur Beschreibung der wellenförmigen Schienenunebenheiten. Diese periodisch auftretenden Schienenfehler zeichnen sich dadurch aus, dass sich entlang des Schienenfahrspiegels wellenförmige Unebenheiten einstellen und sich somit Höhen (o.a. „Berge“) und Tiefen (o.a. „Täler“) abwechseln. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit seien die Begriffe zur Beschreibung von wellenförmigen Schienenunebenheiten gemäß Abbildung 3.1 definiert. Die Wellenlänge λ ist als Abstand L zweier Berge definiert. Der vertikale Höhenunterschied zwischen Berg und Tal wird als (Wellen-)Tiefe T bezeichnet. Dieser Spitze-Tal-Wert entspricht der zweifachen Amplitude einer Wellenform.

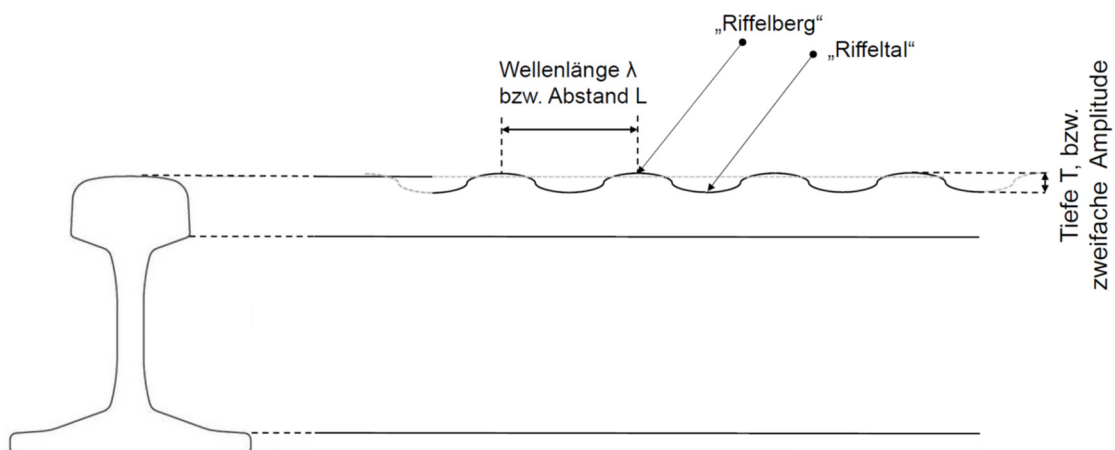


Abbildung 3.1 Begriffsdefinitionen für periodische Schienenunebenheiten

Man unterscheidet grundsätzlich zwischen zwei Typen von wellenförmigen, periodischen Schienenunebenheiten, die sich in ihrem Erscheinungsbild sehr ähneln, aber auf unterschiedliche Auslösemechanismen zurückzuführen sind: Schlupfwellen (im Englischen als *long-pitch corrugation* oder *waves* bezeichnet) entstehen durch geometrische Zwänge der starren Fahrzeugachsen. In engen Radien kann die Konizität

der Räder die unterschiedlichen Wege des äußeren und inneren Rades nicht vollends ausgleichen und es kommt zum Längs- und Quergleiten des Rades, was die Schlupfwellen verursacht (Haller, 1994). Schlupfwellen besitzen meist Wellenlängen zwischen 30 und 300 mm (Heyder, 2002, S. 192).

Den zweiten Typ wellenförmiger Schienenfehler stellen Riffel (engl. *short-pitch corrugation*) dar. Der Schienenfehlerkatalog des Internationalen Eisenbahnverbands (UIC) schreibt hierzu:

„Riffeln sind durch eine fast regelmäßige Aufeinanderfolge glänzender Wellenberge und dunkler Wellentäler auf der Lauffläche gekennzeichnet. Die Wellenlänge liegt im Allgemeinen zwischen 3 und 8 cm.“ (UIC, 2002, S. 45)



Abbildung 3.2 Wellenförmige Schienenunebenheiten entlang der Schienenlauffläche (Balfanz, DB Netz AG, o.J.)

Abbildung 3.2 zeigt wellenförmige Schienenunebenheiten entlang der Schienenlauffläche. Optisch unterscheiden sich Riffel kaum von Schlupfwellen. Jedoch ermöglichen die unterschiedlichen Wellenlängen und Entstehungsursachen eine Unterscheidung. Da geometrische Zwänge keine Voraussetzung für die Riffelbildung

sind, treten Riffel –anders als Schlupfwellen- auch in der Geraden auf. Bei Riffeln wird der Entstehungsmechanismus weiterhin diskutiert. Oberflächenanalysen bei (Walf, 1991) führten zu der Annahme, dass die Riffelbildung auf unterschiedlich stark ausgeprägten Verschleiß an verschiedenen Orten der Schienenlauffläche zurückgeführt werden kann. Der Verschleiß variiert mit der schwankenden Belastung infolge von Schwingungen im Rad-Schiene-System entlang des Fahrweges. An den Stellen, an denen durch Verschleiß mehr Material abgetragen wird, entstehen die „Täler“. Wie weit die „Berge“ auseinander liegen lässt sich von der Frequenz ableiten, mit der die Radlast schwankt, während das Rad entlang der Schiene rollt. Sobald sich eine verriffelte Oberfläche mit „Bergen“ und „Tälern“ ausgebildet hat, verstärkt sich der Effekt der Radlastschwankung (Walf, 1991).

$$\lambda = \frac{V_h}{f_{err}} \quad 3-1$$

Die Wellenlänge λ (bzw. Abstand L zweier Riffelberge) wird über den Zusammenhang der Gleichung 3-1 definiert. Darin bezeichnet V_h die Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges und f_{err} die Frequenz, mit der die Belastung im Rad-Schiene-System schwankt. Die Frequenz ist somit der entscheidende Parameter, der die Änderungsrate der Belastung und damit den Abstand der Riffelberge definiert. Forschungsarbeiten von Stuart L. Grassie konnten die Riffelbildung auf unterschiedliche Erregerfrequenzen zurückführen. Typische Erregerfrequenzen sind dabei beispielsweise Radsatzresonanzen oder die Eigenfrequenz der ungefederten Radsatzmasse (Grassie, 1995, S. 718f; Grassie 2008, S. 2f).

3.2 Aussagen über die Geometrie von Riffeln

3.2.1 Aussagen über die Wellenlänge von Riffeln

Aus der Literatur ist bekannt, dass die Wellenlängen von Riffeln nicht immer innerhalb des vom UIC angegebenen Bereichs von 30 bis 80 mm liegen. Abbildung 3.3 stellt gemessene Wellenlängen aus unterschiedlichen Untersuchungen zusammen. Die ausgewerteten Untersuchungen zeigen, dass bei Vollbahnen auch Wellenlängen bis zu 450 mm möglich sind (Grassie, 1995). Bei Metrosystemen stellte (Egana, 2006) Wellenlängen bis zu 195 mm fest.

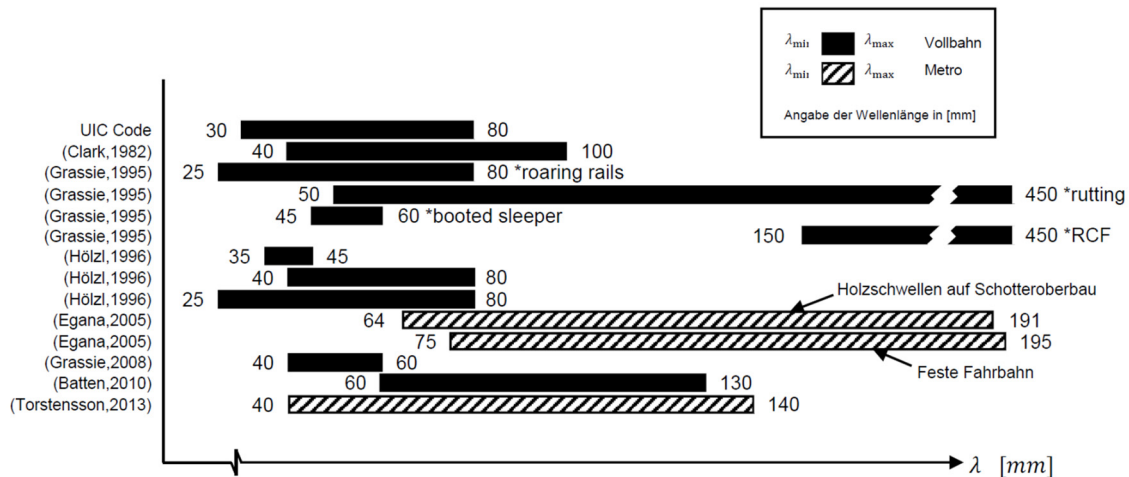


Abbildung 3.3 Verschiedene Wellenlängenangaben für Riffel; Werte aus (UIC, 2002), (Clark, 1982), (Grassie, 1995), (Hölzl, 1996), (Egana, 2006), (Grassie, 2008), (Batten, 2010), (Torstensson, Schilke, 2013)

Über Formel 3-1 (Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit, Riffelabstand und Frequenz) kann nicht nur die Frequenz der dynamischen Radlastschwankung, die zur Riffelbildung führte, abgeschätzt werden, sondern auch die Erregerfrequenz, mit welcher der Oberbau fortan bei einer Radüberrollung angeregt wird. Die Kenntnis über auftretende Erregerfrequenzen ist entscheidend für eine spätere schwingungstechnische Auslegung der Oberbaukomponenten.

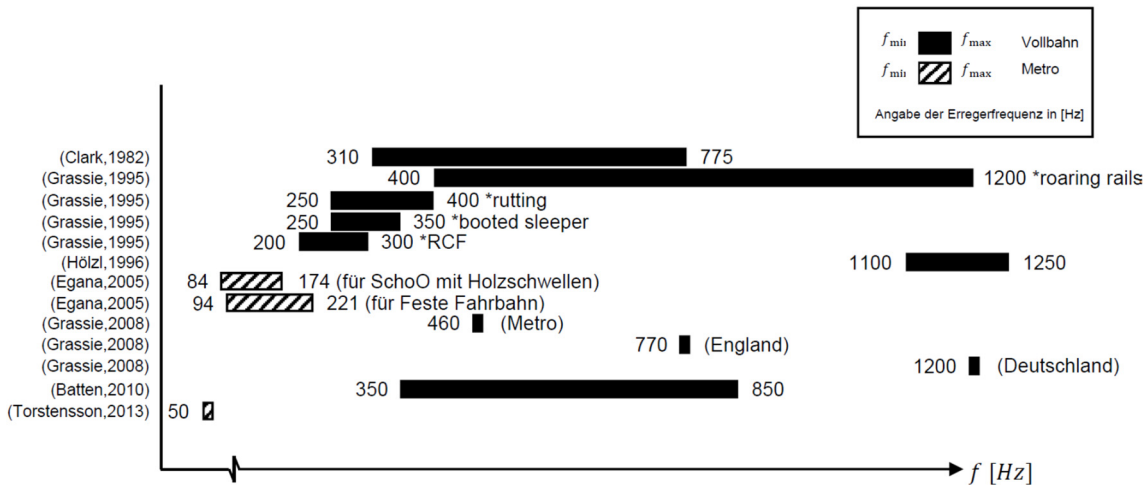


Abbildung 3.4 Abgeleitete Erregerfrequenzen; Datengrundlage aus (Clark, 1982), (Grassie, 1995), (Hölzl, 1996), (Egana, 2006), (Grassie, 2008), (Batten, 2010), (Torstensson, Schilke, 2013)

In Abbildung 3.4 werden über den Zusammenhang aus Formel 3-1 die auftretenden Erregerfrequenzen bestimmt. Als Datengrundlage der Auswertung dienen wiederum die

Untersuchungen aus Abbildung 3.3. Die hier aufgeführte Auswahl an Quellen zeigt, dass die Erregerfrequenzen ein sehr breites Spektrum aufweisen und von 50 Hz bis 1250 Hz reichen können.

3.2.2 Aussagen über die Tiefe von Riffeln

Nach (Heyder, 2002, S. 194) liegt die Wellentiefe T für Riffel zwischen etwa 0,01 und 0,40 mm. (Walf, 1991) stellt fest, dass in Abhängigkeit des Riffelabstandes und Raddurchmessers eine Grenztiefe für die Wellentäler besteht. Das Rad, das für den Materialabtrag in den Wellentälern sorgt, kann die Schienenfahrfläche in den Wellentälern ab einer bestimmten Tiefe nicht mehr berühren, wenn der Abstand der Wellenberge klein genug ist. Daher gibt es eine Grenztiefe für Riffel die nach (Walf, 1991, S. 57) für ein Rad mit dem Durchmesser 1 m bei etwa 0,12 mm liegt. Im Netz der Deutschen Bahn AG sollen Riffel auf Strecken mit hohen Geschwindigkeiten, naher und dichter Bebauung oder Tunneln der Stadtbahnen spätestens ab einer Tiefe von 0,05 mm geschliffen werden (Marx et al. 2004, S. 649).

4 Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von Spannklemmen

4.1 Einführung

Die Auswertungen bekannter Schadensfälle lassen auf eine Relativbewegung zwischen den Federarmen von Spannklemmen und dem Schienenfuß während der Überfahrt von verriffelten Schienen schließen (vgl. Kapitel 1.2). In diesem Kapitel wird gezeigt, dass dieses Schadensbild mit den Verformungen übereinstimmt, die auftreten, wenn Spannklemmen in ihrer ersten Eigenfrequenz schwingen. Eine mögliche Ursache für das Versagen der Spannklemmen könnte somit sein, dass neben den höheren Lasten bei einer Überfahrt über verriffelte Schienen Erregerfrequenzen entstehen, die mit den Eigenfrequenzen der Spannklemmen übereinstimmen. Wenn eine Systemanregung mit einer Eigenfrequenz der Spannklemmen erfolgt, kommt es zur Resonanz und deutlich überhöhten Schwingwegen. In diesem Kapitel wird daher zunächst das dynamische Verhalten von Spannklemmen charakterisiert. Ziel ist die Ermittlung von Eigenfrequenzen mit zugehörigen Eigenformen, welche die geometrische Verformung bei der jeweiligen Eigenfrequenz qualitativ zeigen. Hierfür wurde erst ein rechnergestütztes Modell entwickelt (Kapitel 4.2), das anhand der Ergebnisse experimenteller Modalanalysen im Labor (Kapitel 4.3) kalibriert wird. Das kalibrierte Modell wird anschließend in Kapitel 4.4 vorgestellt. Anhand des kalibrierten Modells ist es möglich Schäden zu erklären und Lösungsansätze vorzuschlagen. Diese Maßnahmenvorschläge finden sich in Kapitel 6.

4.2 Rechnergestützte Voruntersuchungen

4.2.1 Allgemeines und Untersuchungsrahmen

In den rechnergestützten Voruntersuchungen werden Modalanalysen in der FE-Software ANSYS Workbench in der Version 17.1 durchgeführt. Ziel der Untersuchungen ist es, die Eigenfrequenzen mit den zugehörigen Eigenformen für einen Frequenzbereich zwischen 1 bis 2000 Hz zu ermitteln. Dabei werden folgende unterschiedliche Geometrien von Spannklemmen untersucht:

- Skl 14 (ideale Soll-Geometrie basierend auf einer Herstellerzeichnung der Firma Vossloh Fastening Systems GmbH)
- Skl 14* (gescannte Geometrie einer Skl14 eines anderen Herstellers mit deutlichen geometrischen Abweichungen zur Skl 14 der Firma Vossloh Fastening Systems GmbH)
- Skl 15 (ideale Soll-Geometrie basierend auf einer Herstellerzeichnung der Firma Vossloh Fastening Systems GmbH)

Um den Einfluss geometrischer Abweichungen von einer Soll-Geometrie zu untersuchen, wurde am Prüfamts für Verkehrswegebau ein CAD-Modell einer realen Spannklemme Skl 14 mittels 3D-Scanner erstellt und in die Simulationen integriert. Die Form der Spannklemme zeigte deutliche geometrische Abweichungen von der Herstellerzeichnung (siehe Abbildung 4.2 in Kapitel 4.2.2).

Neben der Untersuchung des Einflusses geometrischer Abweichungen, wird in einer Parameterstudie die Auswirkung einer unsachgemäßen Montage der Spannklemmen auf die Höhe der Eigenfrequenzen untersucht. Kriterium für eine sachgemäße Montage ist nach Herstellervorgaben, dass der Luftspalt zwischen Spannklemmen-Mittelschlaufe und der Auflagefläche der Führungsrippe der Winkelführungsplatte kleiner gleich 0,5 mm ist. Dieses Maß wurde in mehreren Simulationsläufen variiert und die Wirkung auf die Ergebnisse betrachtet.

Bei allen gerechneten Varianten wird in einem ersten Schritt eine quasi-statische Berechnung durchgeführt, bei der die Vorspannung der Spannklemme durch ein Absenken der Mittelschlaufe erzeugt wird. Darauf aufbauend erfolgen in einem zweiten Schritt die Modalanalysen für das vorgespannte System.

4.2.2 Geometrische Modelle

Die Eigenfrequenzen und –formen für die Befestigungen Skl 14 und Skl 15 werden auf Grundlage einer idealen Geometrie der Spannklemme ermittelt. Zusätzlich zu diesen Simulationen wird untersucht, inwieweit hersteller- bzw. herstellungsbedingte Abweichungen von der Soll-Geometrie zu Änderungen der Eigenfrequenzen führen (Modell Skl 14*). Dazu wurde in einer weiteren FE-Berechnung ein Modell einer gescannten Spannklemme des Typs Skl 14 eines anderen Herstellers analysiert.

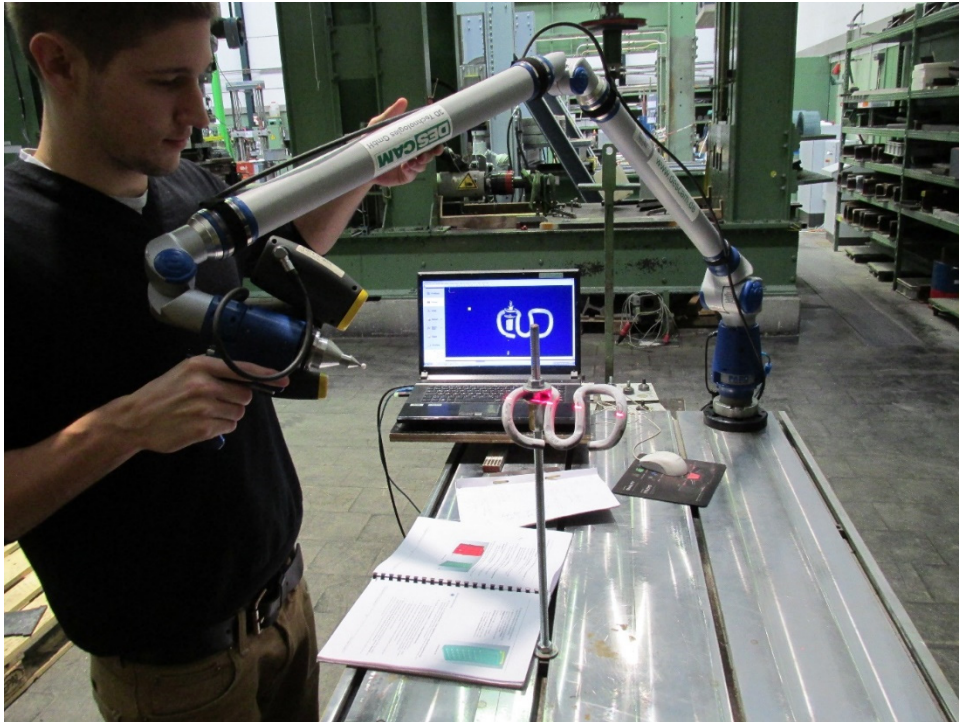


Abbildung 4.1 3D-Vermessung einer Spannklemme Skl 14 am Prüfamf für Verkehrswegebau

Die exakten geometrischen Abmessungen einer realen Spannklemme wurden mit dem 3D-Scanner ModelMaker der Firma DESCAM 3D Technologies GmbH erfasst. Der Scanner besteht aus einem handgeführten Lasermessgerät, das an einem dreifach gelenkig gelagerten Arm montiert ist. Ausgehend von einer festen Messbasis (Fixpunkt des Armes auf dem Tisch) wird durch Sensoren in jedem Gelenk des Armes die Blickrichtung des Lasermessgeräts aufgezeichnet (siehe Abbildung 4.1). Das Lasermessgerät erstellt eine dreidimensionale Punktwolke aus der Oberflächentopologie des Messobjekts. Die Messgenauigkeit bewegt sich im Bereich von $1/100$ mm.

Die Spannklemme wurde in zwei Schritten gescannt, da durch den Schattenwurf der Fixierung der Spannklemme nicht alle Punkte in einem Durchlauf gemessen werden konnten. Somit wurden keine Vereinfachungen durch ein Ausnutzen von Symmetrie vorgenommen, um die geometrischen Abweichungen von der Soll-Geometrie beider Seiten zu berücksichtigen. Die gescannte Spannklemme zeigt deutliche geometrische Abweichungen zu den Maßen gemäß der Herstellerzeichnung der Skl 14 der Firma Vossloh Fastening Systems GmbH (vgl. Abbildung 4.2).

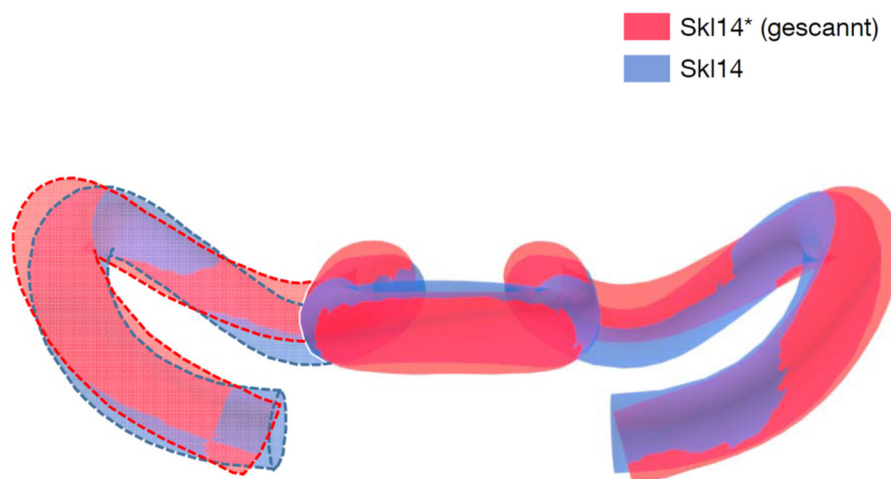


Abbildung 4.2 Überlagerung der geometrischen Modelle Skl14 der Firma Vossloh (blau) und der gescannten Skl14* eines alternativen Herstellers (rot)

4.2.3 Materialparameter und Randbedingungen

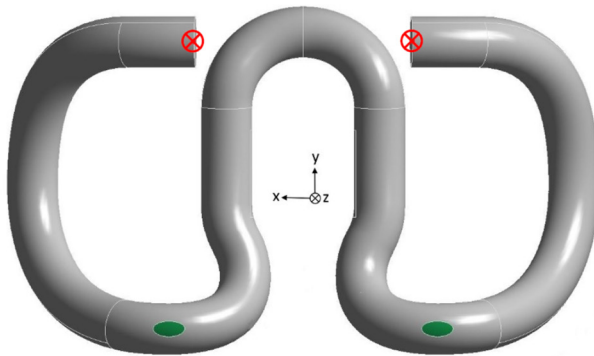
In allen Modellen der Voruntersuchung werden die Materialparameter Dichte, E-Modul und Querkontraktionszahl auf folgende Werte festgelegt:

Tabelle 4-1 Getroffene Annahmen für Materialparameter als Eingangsgrößen für die rechnergestützten Modalanalysen

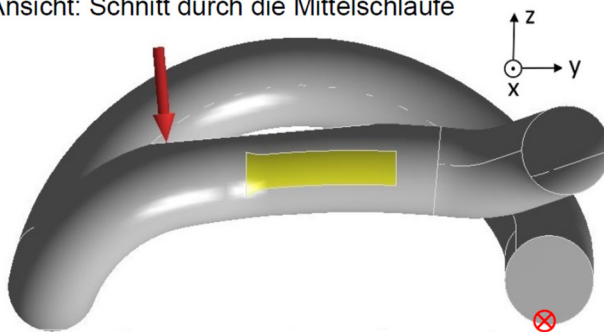
Bezeichnung	Wert	Einheit
Dichte	$\rho = 7660$	kg/m^3
E-Modul	$E = 200\,000$	N/mm^2
Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$	-

Die Randbedingungen werden für alle drei Geometriemodelle analog gewählt und sind in Abbildung 4.3 am Beispiel der Skl 14 dargestellt. Die Aufstandspunkte der Spannklemme auf dem Schienenfuß (Position A) werden in vertikaler Richtung festgehalten. Die Kontaktbereiche der Spannklemme mit der Winkelführungsplatte (Position B) werden in vertikaler und lateraler Richtung gehalten. Die Innenseite der Mittelschlaufe (Position C) wird in lateraler und longitudinaler Richtung festgehalten. Gleichzeitig wird die Mittelschlaufe in vertikaler Richtung abgesenkt, um eine Vorspannung gemäß Parameterstudie (Luftspalt A) zu erzeugen.

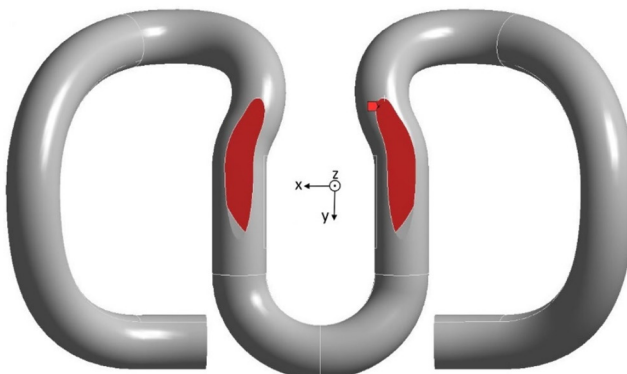
Ansicht: Unterseite



Ansicht: Schnitt durch die Mittelschleife



Ansicht: Oberseite

**⊗ Position A**

Aufstandspunkt der Spannklemmenarme auf dem Schienenfuß

● Position B

Aufstandsfläche der Spannklemmenschleife auf der Winkelführungsplatte

■ Position C

Innenseite der Mittelschleife, ggf. Berührung durch Schwellenschraube

↓
Wirkrichtung der Lasteinleitung durch Schwellenschraube

⊖ Position D

Lasteinleitungsfläche für die Vorspannung mittels Schwellenschraube

**Definierte
Randbedingungen an
den Positionen**

Position	FG
A	$z=0$
B	$y=0; z=0$
C	$x=0; y=0$

Abbildung 4.3 Aufgebrachte Randbedingungen in ANSYS Workbench; die Randbedingungen wurden für Skl14* und Skl15 analog gewählt; Bildmaterial z.T. aus (Heyse, 2015)

4.2.4 Einfluss der Vorspannung der Spannklemme

Nach (Vossloh Fastening Systems GmbH, o.J.) ist eine Spannklemme des Typs Skl 14 richtig montiert, wenn der Luftspalt zwischen Spannklemmen-Mittelschleife und der Auflagefläche der Führungsrippe der Winkelführungsplatte kleiner gleich 0,5 mm ist (Siehe Abbildung 4.4).

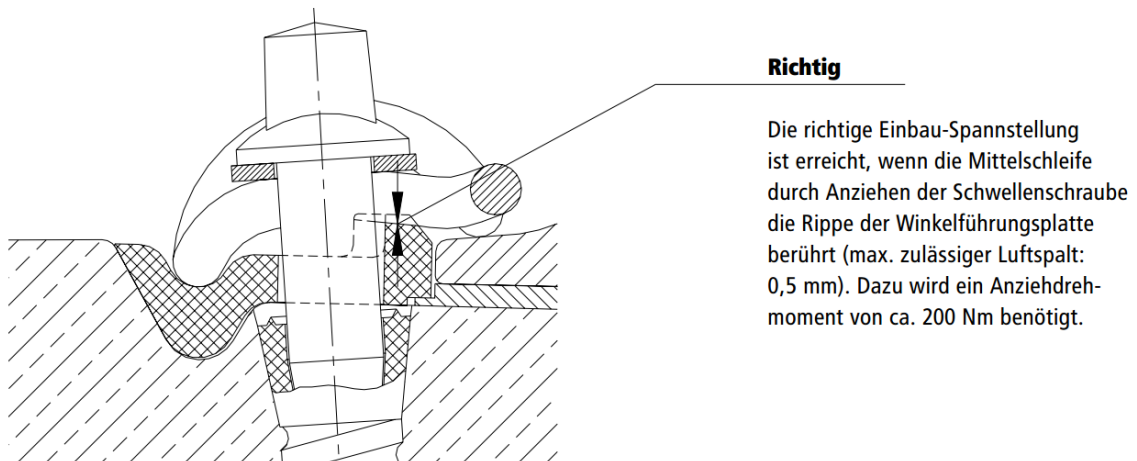


Abbildung 4.4 Kriterium für eine korrekte Einbau-Spannstellung einer W14-Befestigung aus (Vossloh Fastening Systems GmbH, o.J.)

Um den Einfluss einer unsachgemäßen Montage zu untersuchen, wurde in der Simulation der Luftspalt zwischen Mittelschleife und Winkelführungsplatte variiert. Welche Werte der Luftspalt A dabei annimmt, ist in Tabelle 4-2 zusammengefasst.

Tabelle 4-2 Werte für den Abstand A der Parameterstudie

Variante	A [mm]	
1	0,0	(Regelabstand)
2	0,5	(max. zulässiger Abstand)
3	1,5	
4	2,5	

4.2.5 Qualität der Modellvernetzung

Nach (Groth et al. 2007, S. 150ff) hat die Qualität der Modellvernetzung erheblichen Einfluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse und unterliegt folgenden Grundsätzen:

- In der Regel steigt mit zunehmender Anzahl an Elementen die Ergebnisgenauigkeit
- Vierseitige Elemente liefern bessere Ergebnisse als dreiseitige Elemente. Für den dreidimensionalen Fall gilt, dass Hexaeder Tetraedern vorzuziehen sind.
- Die Elemente sollten möglichst gleiche Kantenlängen aufweisen. Ein Längenverhältnis (aspect Ratio) der Kanten bis zu 1:3 ist gut, 1:10 akzeptabel.
- Spitze Winkel bei Elementen sollten vermieden werden.

In der Modellierung in ANSYS Workbench wurden diese Grundsätze soweit möglich berücksichtigt. Allerdings können wie in diesem Fall komplexe Geometrien nicht über Hexaeder abgebildet werden, ohne dass ein hoher Rechenaufwand durch kleinste Elementgrößen entsteht. Daher wurden Tetraeder verwendet und über Konvergenztests eine ideale Netzdicke bestimmt. Bei Konvergenztests wird das Netz so lange verfeinert, bis sich die Rechenergebnisse nicht weiter verändern, sondern gegen einen konstanten Wert konvergieren.

4.2.6 Ergebnisse der Voruntersuchung

Die nachfolgenden Tabellen zeigen die Ergebnisse der Voruntersuchung für die erste bis dritte Eigenfrequenz der verschiedenen Geometriemodelle. Für die unsymmetrische Skl 14* unterscheiden sich die Eigenfrequenzen des linken und rechten Federarmes teilweise deutlich. Deswegen wurden in Tabelle 4-4 jeweils zwei Werte je Eigenfrequenz angegeben.

Tabelle 4-3 Eigenfrequenzen der Spannklemme des Typs Skl 14 (Fa. Vossloh Fastening Systems GmbH) in Abhängigkeit des Luftspalts A

Variante	Luftspalt A [mm]	1.Eigenfrequenz [Hz]	2.Eigenfrequenz [Hz]	3.Eigenfrequenz [Hz]
1	0,0	530	911	1324
2	0,5	530	912	1323
3	1,5	530	914	1322
4	2,5	530	914	1322

Tabelle 4-4 Eigenfrequenzen der Spannklemme des Typs Skl 14* (gescannte Skl eines anderen Herstellers) in Abhängigkeit des Luftspalts A

Variante	Luftspalt A [mm]	1.Eigenfrequenz [Hz]	2.Eigenfrequenz [Hz]	3.Eigenfrequenz [Hz]
1	0,0	531, 560	852, 928	1349, 1418
2	0,5	531, 560	852, 928	1349, 1418
3	1,5	530, 560	852, 928	1349, 1418
4	2,5	530, 560	853, 927	1348, 1418

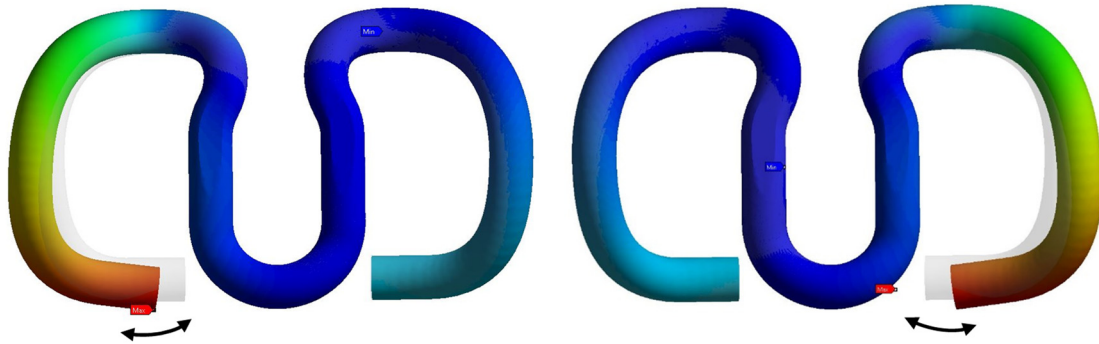
Tabelle 4-5 Eigenfrequenzen der Spannklemme des Typs Skl 15 (Herstellerzeichnung Fa. Vossloh Fastening Systems GmbH) in Abhängigkeit des Luftspalts A

Variante	Luftspalt A [mm]	1.Eigenfrequenz [Hz]	2.Eigenfrequenz [Hz]	3.Eigenfrequenz [Hz]
1	0,0	354	685	1026
2	0,5	354	686	1026
3	1,5	354	687	1025
4	2,5	354	689	1025

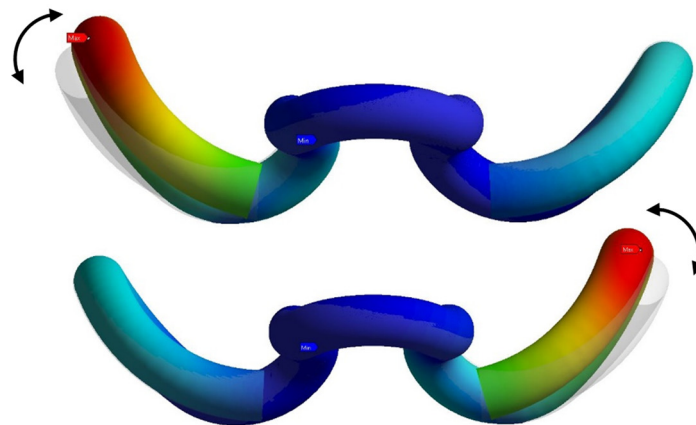
Die Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss des Luftspaltes A auf die Höhe der Eigenfrequenz in der Simulation zu vernachlässigen ist. Das Ergebnis weist damit daraufhin, dass geringe Änderungen der Vorspannung der Spannklemme keinen bedeutenden Einfluss auf die Höhe der Eigenfrequenz haben. Die geringe Änderung der Vorspannung kann durch unterschiedliche Dicken der Zwischenlagen oder unsachgemäße Montage entstehen. Allerdings berücksichtigt das hier vorgestellte Modell keine Reibung zwischen den Federarmen der Spannklemme und dem Schienenfuß. Der Reibungswiderstand, der an dieser Stelle auftritt, wird dabei maßgeblich durch die Niederhalte kraft infolge einer sachgemäßen Montage der Spannklemme beeinflusst. In Kapitel 4.4 wird in den kalibrierten Modellen gezeigt, dass gerade dieser Reibungswiderstand im Aufstandspunkt einen entscheidenden Einfluss auf die Höhe der Eigenfrequenzen der Spannklemme hat.

Ferner zeigt der Vergleich der Ergebnisse der Skl 14 und Skl 14*, dass die Eigenfrequenzen durch geometrische Abweichungen der Spannklemme geringfügig beeinträchtigt werden. Ein Vergleich der Ergebnisse der Skl 14 und Skl 15 zeigt zudem, dass die Eigenfrequenzen der Skl 14 tendenziell höhere Werte annehmen.

1. Eigenform der Skl 14 (Ansicht oben):



2. Eigenform der Skl14 (Ansicht vorne):



3. Eigenform der Skl14 (Ansicht oben):



Abbildung 4.5 Ergebnisse für die ersten drei Eigenformen der Skl 14

In Abbildung 4.5 werden die Ergebnisse für die qualitativen Eigenformen einer Skl 14 zusammengefasst. Die qualitativen Eigenformen für die beiden anderen untersuchten Spannklemmen Skl 14* und Skl 15 unterscheiden sich prinzipiell nicht. Bei allen drei Geometrien kommt es bei der ersten Eigenform zu einer translatorischen Bewegung des

Aufstandspunktes des Federarmes auf dem Schienenfuß in Schienenlängsrichtung. In der zweiten Eigenform kommt es zu einer Rotationsbewegung des Federarmes um eine Achse, die durch die beiden Aufstandspunkte der Spannklemme auf der Winkelführungsplatte und dem Schienenfuß definiert ist. Bei der dritten Eigenform kommt es erneut zu einer translatorischen Bewegung des Aufstandspunktes auf dem Schienenfuß, wobei hier die laterale Bewegungsrichtung dominiert. Bei den dargestellten Ergebnissen handelt es sich um qualitative Eigenformen mit normierten Verschiebungswerten. Die Größe der tatsächlichen Verformungen lässt sich über Modalanalysen nicht bestimmen, da die Höhe der äußeren Anregung nicht definiert wird.

4.2.7 Grenzen des Modells - Diskussion der Voruntersuchung

Die Ergebnisse der rechnergestützten Voruntersuchung zeigen, dass die ersten Eigenfrequenzen der untersuchten Spannklemmen in einem Bereich liegen, der durch Imperfektionen im Rad-Schiene-Kontakt angeregt werden kann. Die These, dass Schäden an Spannklemmen infolge einer sogenannten Resonanzkatastrophe entstehen können, scheint ausgehend von der Voruntersuchung plausibel. Die genaue Höhe der Eigenfrequenzen lässt sich erst nach einer Kalibrierung des Modells mit Hilfe von Laborversuchen bestimmen. Dieses Vorgehen wird in den Kapiteln 4.3 und 4.4 beschrieben.

Weiter wurde das Maß der Vorspannung der Spannklemmen variiert. In der Parameterstudie wurde bewusst auch eine unzureichende Vorspannung (d.h. fehlerhafte Montage) untersucht. Nach den Ergebnissen führt eine falsche Montage der Spannklemmen mit unzureichender Vorspannung kaum zu einer Veränderung der Eigenfrequenzen, solange sich der Abstand A zwischen 0 mm und 2,5 mm bewegt (vgl. Kapitel 4.2.4). Die verschiedenen Varianten simulieren den vorgespannten Zustand der Spannklemmen ohne Belastung des Stützpunktes. In der Parameterstudie wird die Vorspannung reduziert, indem der Luftspalt zwischen der Mittelschleife der Spannklemme und der Winkelführungsplatte vergrößert wird. Dieser Belastungsfall entspricht einer Entlastung der Spannklemme, wie sie auch bei einer Zugüberfahrt zustande kommt. Die Ergebnisse der Parameterstudie lassen darauf schließen, dass der Spannungszustand der Spannklemmen die Höhe der Eigenfrequenzen kaum beeinflusst. Damit spielen auch unterschiedliche Dicken von Zwischenlagen keine Rolle für die Höhe der Eigenfrequenzen.

Allerdings reduziert sich durch die Entlastung der Spannklemmen bei einer Zugüberfahrt auch deren Niederhaltekraft und somit der Reibungswiderstand im Aufstandspunkt auf dem Schienenfuß. Der Kontakt zwischen Spannklemme und Schienenfuß wurde bei der Voruntersuchung stark vereinfacht abgebildet: Es wurde angenommen, dass sich die Knoten der Kontaktfläche zwischen Spannklemme und Schienenfuß auf einer fiktiven Ebene reibungsfrei bewegen können. Unberücksichtigt bleibt dabei die Reibung zwischen Spannklemme und Schienenfuß, die (wie Kapitel 4.4 zeigt) einen erheblichen Einfluss auf die Eigenfrequenzen und Formen hat.

4.3 Experimentelle Modalanalysen

4.3.1 Allgemeines

Für die Kalibrierung des numerischen Modells der Voruntersuchung werden experimentelle Modalanalysen durchgeführt. Die Modalanalysen der Spannklemmen erfolgen im eingebauten Zustand an einem Einzelstützpunkt. Aufbau und Eigenschaften des Probekörpers sind unter Kapitel 4.3.2 genauer spezifiziert.

Neben der Kalibrierung der FE-Modelle dienen die experimentellen Modalanalysen der Untersuchung, ob zusätzlich an der Spannklemme anhaftende Massen (bspw. Sensoren), die Höhe der Eigenfrequenzen beeinflussen. Dies ist notwendig, um eine Verfälschung der Ergebnisse durch die Sensormassen auszuschließen. Diese Untersuchung erfolgt durch den Vergleich der Ergebnisse bei einer Messung mit dreiaxialem Beschleunigungsaufnehmer und einer berührungslosen Messung mit einem Laservibrometer.

4.3.2 Material

Für die experimentelle Bestimmung der Eigenfrequenzen wurde durch die Vossloh Fastening Systems GmbH ein Befestigungssystem mit folgenden Bestandteilen zur Verfügung gestellt:

- Spannklemme **Skl 15**
- Grundplatte **Grp 21**, SF 150, System 300
- Zwischenlage **Zw 692-6**, SF150, VM System 300-1
- Zwischenplatte **Zwp 104 NT**, SF150, $c=22,5$ kN/mm, 18-68 kN
- Schwellenschraube **Ss 36/230** mit Uls 7/50, 5.6, feuerverzinkt
- Winkelführungsplatte **Wfp 15 U**
- Kunststoffschraubdübel **Sdü 26**, Material PA

Das Befestigungssystem wurde am Prüfamf für Verkehrswegebau mit einer Schiene vom Typ 60E2 der Länge 1 m auf einen Betonkörper montiert. Die Schwellenschrauben wurden mit einem Drehmoment von ca. 250 Nm angezogen. Der Luftspalt zwischen den Mittelschlaufen und der Winkelführungsplatte betrug $A=0$ mm (Mittelschlaufe liegt auf). Die Schienenbefestigung war sachgemäß montiert.

4.3.3 Messtechnik und Versuchsaufbau

Um den Einfluss einer zusätzlich anhaftenden Sensormasse zu untersuchen, wurde mit zwei verschiedenen Versuchsaufbauten entsprechend unterschiedlicher Messtechniken gearbeitet. Bei Versuchsaufbau I (vgl. Abbildung 4.6) wurde ein dreiaxialer Beschleunigungsaufnehmer mit Wachs an verschiedenen Positionen auf der Spannklemme befestigt. Bei Versuchsaufbau II erfolgt die Messung mittels Laservibrometer (vgl. Abbildung 4.7). In beiden Versuchsaufbauten entsteht die Anregung durch das Anschlagen mit einem Impulshammer.

Versuchsaufbau I

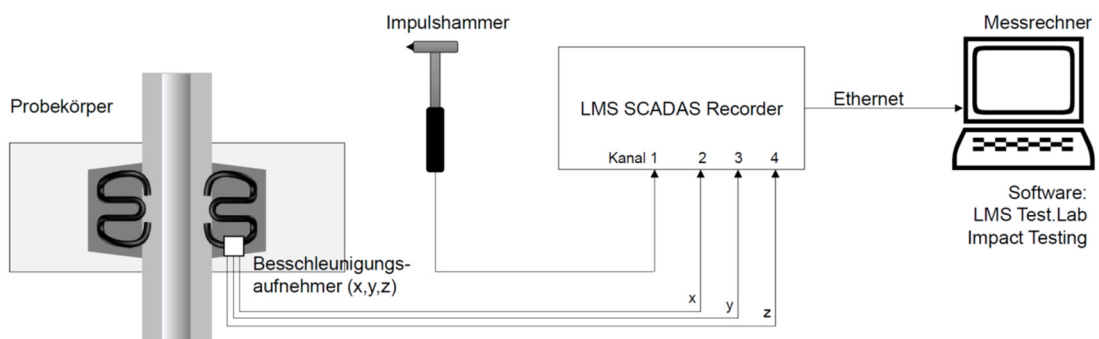


Abbildung 4.6 Schematische Darstellung des Versuchsaufbau I für die Messung mit dreiaxialem Beschleunigungsaufnehmer

In Versuchsaufbau I werden folgende messtechnische Komponenten verwendet:

- Impulshammer 086C03 von PCB Piezotronics Europe GmbH mit einer Sensitivität 22,5 mV/N (+/-15%) und einer Resonanzfrequenz > 22 kHz
- Vierkanaliger Recorder Siemens LMS SCADAS™
- Dreiaxialer Beschleunigungsaufnehmer Piezotron® 8694M1 von Kistler Instrumente GmbH (Masse $m = 2,5 \text{ g}$) mit den Sensitivitäten $x: 3,53 \text{ mV/g}$; $y: 3,78 \text{ mV/g}$; $z: 3,80 \text{ mV/g}$

Versuchsaufbau II

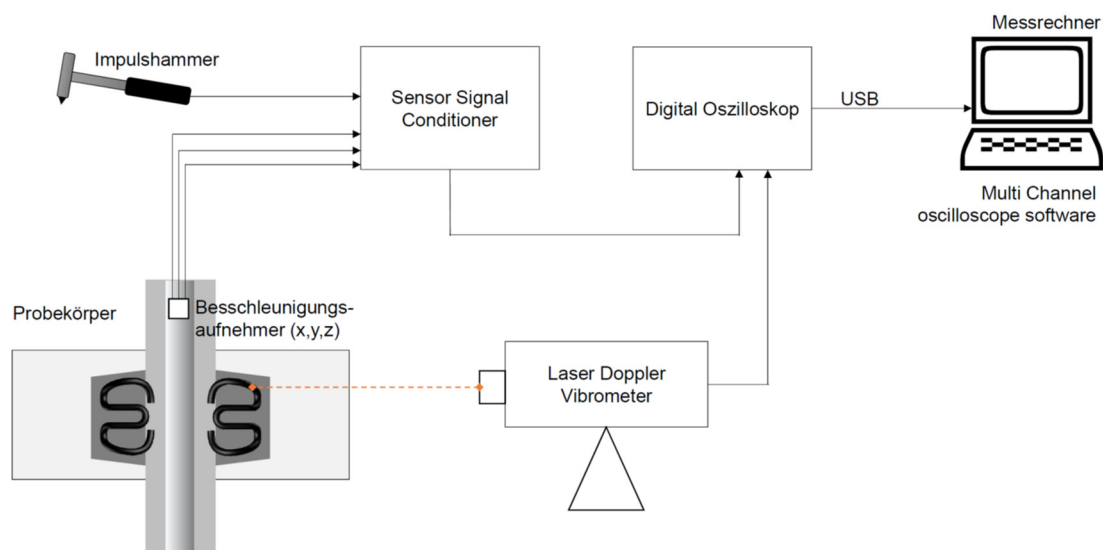


Abbildung 4.7 Schematische Darstellung des Versuchsaufbau II für die Messung mit Laservibrometer

In Versuchsaufbau II werden folgende messtechnische Komponenten verwendet:

- Impulshammer 086C03 von PCB Piezotronics Europe GmbH mit einer Sensitivität 22,5mV/N (+/-15%) und einer Resonanzfrequenz > 22 kHz
- Laser Doppler Vibrometer von Optomet GmbH
- Digitales Oszilloskop TiePie Scope von TiePie Engineering
- Messverstärker Sensor Signal Conditioner von PCB Piezotronics Europe GmbH
- (An der Schiene: Dreiaxialer Beschleunigungsaufnehmer Piezotron® 8694M1 von Kistler Instrumente GmbH (Masse $m = 2,5 \text{ g}$) mit den Sensitivitäten $x: 3,53 \text{ mV/g}$; $y: 3,78 \text{ mV/g}$; $z: 3,80 \text{ mV/g}$)

Eine Besonderheit ergibt sich in Versuchsaufbau II: Während die Schwinggeschwindigkeit der Spannklemme berührungslos gemessen wird, kann durch einen zusätzlichen dreiaxialen Beschleunigungsaufnehmer auf dem Schienenkopf das Verhalten der Schiene aufgezeichnet werden. Dies erscheint sinnvoll, da die Eigenfrequenz des Schienenstücks sich auf die Spannklemme übertragen kann und das Messergebnis in diesem Fall beeinträchtigt.

4.3.4 Durchführung der Messungen und Datenaufbereitung

Nach der sachgerechten Montage der Befestigung und der Messinstrumente, wurden mehrere Messreihen durchgeführt. Um eine definierte Anregung an den stets gleichen Positionen zu erhalten, ist vorab eine Markierung dieser auf der Spannklemme notwendig (vgl. Abbildung 4.8).

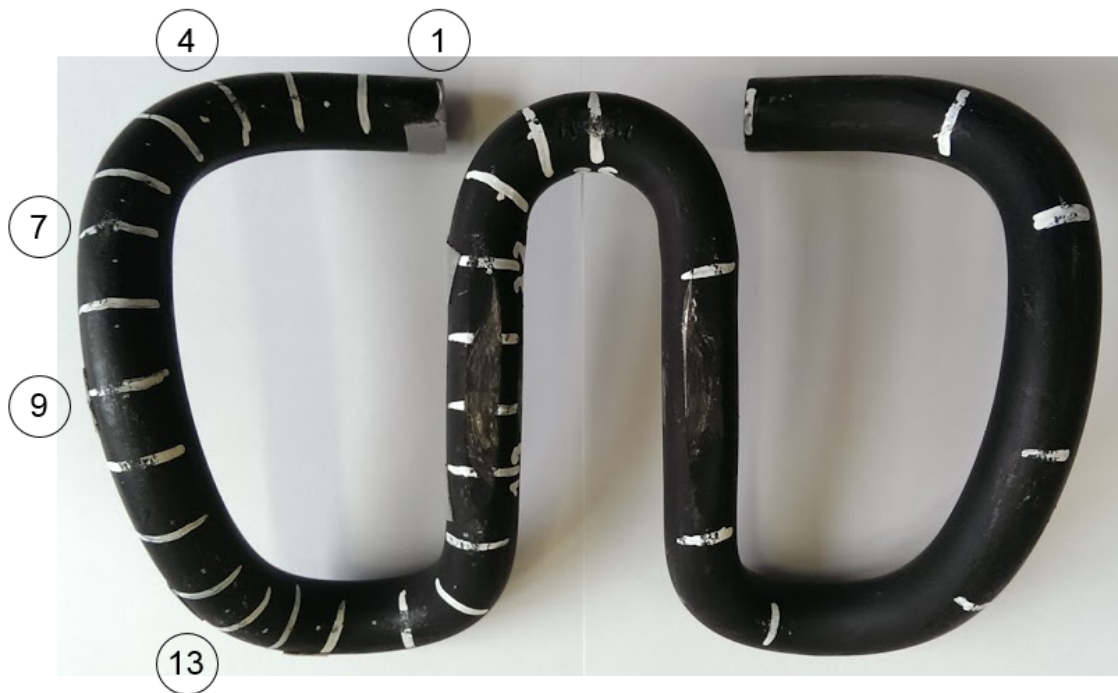


Abbildung 4.8 Untersuchte Spannklemme Ski 15 mit weißen Markierungen für unterschiedliche Anschlagpositionen nach Abschluss der Messungen

Ziel der Untersuchung ist es das dynamische Verhalten der Spannklemme Ski 15 zu charakterisieren und nicht des gesamten Stützpunktes. Deshalb erfolgt die Anregung an der Spannklemme selbst und nicht an der Schiene: Von den 25 markierten Punkten auf der Spannklemme wird an den Punkten 1, 4, 7, 9 und 13 mit je drei Schlägen in vertikaler Richtung die Spannklemme angeregt. Die dabei ermittelten Frequenzspektren der

aufgezeichneten Signale werden gemittelt und auf das Signal des Impulshammers normiert.

4.3.5 Ergebnisse

4.3.5.1 Frequenzspektren bei einer Anregung an der Spannklemme

Sämtliche Zeitsignale der Messungen wurden nach einer Integration zur Schwinggeschwindigkeit mittels FFT in den Frequenzbereich überführt, woraus sich Frequenzspektren für die Skl 15 ergeben. Die Frequenzspektren wurden dann auf das Signal des Hammerschlages normiert. Auf die Ergebnisse wurden keine Filter angewendet.

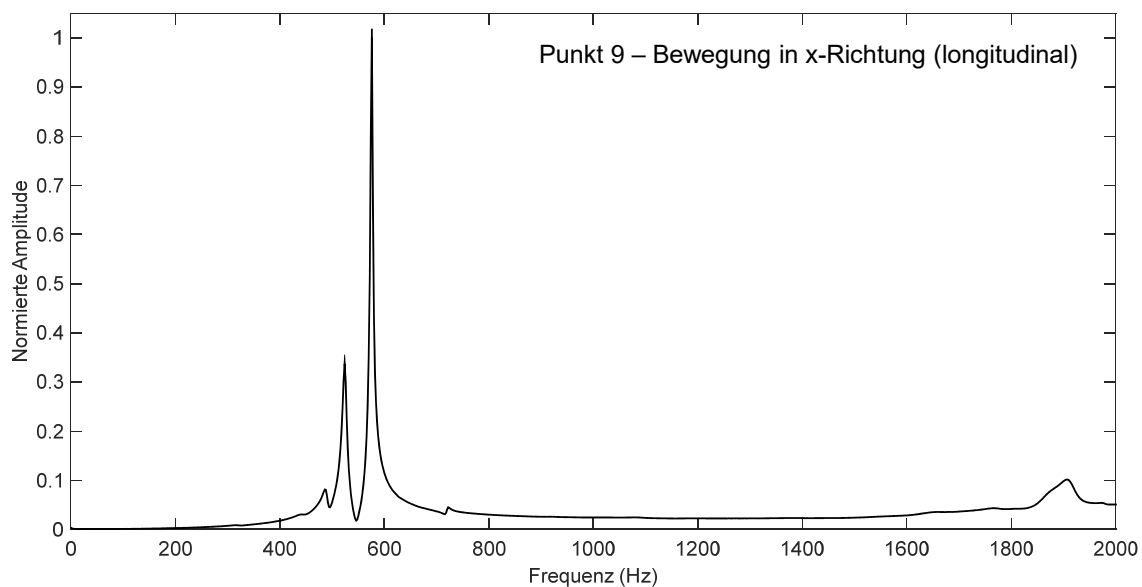


Abbildung 4.9 Frequenzspektrum einer montierten Skl 15 bei einer Anregung an der Spannklemme selbst; Messung mit Beschleunigungsaufnehmer in Punkt 9; Dargestellt ist die Bewegung in x-Richtung

In Abbildung 4.9 ist das Frequenzspektrum für die montierte Skl 15 dargestellt, wenn die Schwingungsanregung durch einen Schlag auf die Klemme selbst erfolgt. Die Abbildung zeigt die Ergebnisse für eine Bewegung des Sensors in Schienenlängsrichtung. Das Signal entspricht den gemittelten Werten für die Messreihen unterschiedlicher Punkte der Anregung. Im Frequenzspektrum sind zwei Spitzen erkennbar: Der größte Spitzenwert stellt sich bei 576 Hz ein. Ein zweiter Spitzenwert entstand bei 523 Hz, wobei hier die Schwingungsintensität im Vergleich nur 34 % erreicht.

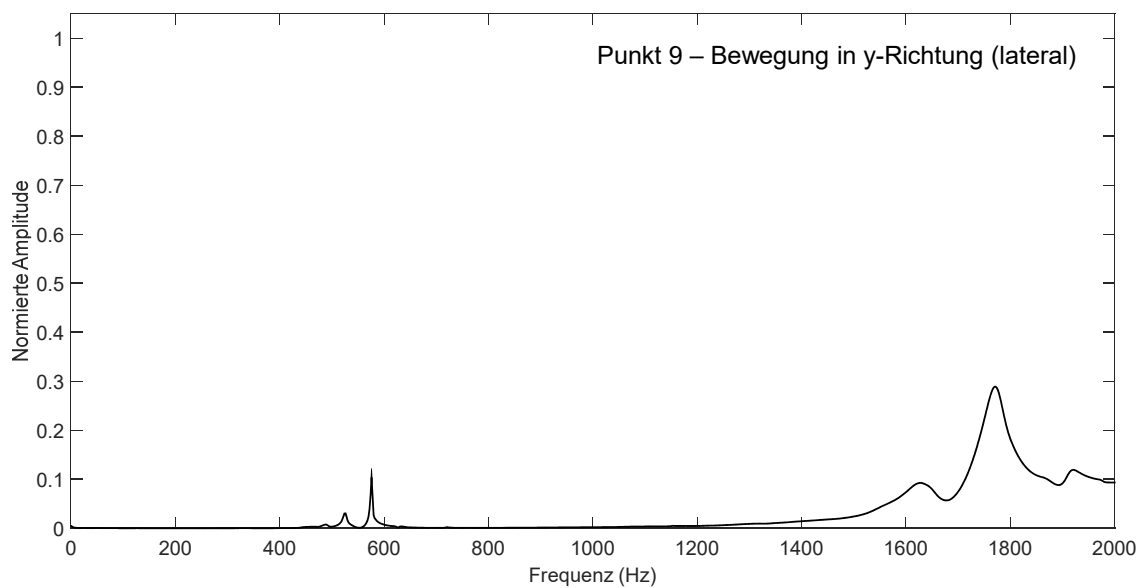


Abbildung 4.10 Frequenzspektrum einer montierten Skl 15 bei einer Anregung an der Spannklemme selbst; Messung mit Beschleunigungsaufnehmer in Punkt 9; Dargestellt ist die Bewegung in y-Richtung

In Abbildung 4.10 werden die Messergebnisse für die laterale Bewegungsrichtung dargestellt. In der Höhe der ersten Eigenfrequenz (576 Hz) kommt es dabei zu kaum einer Verformung.

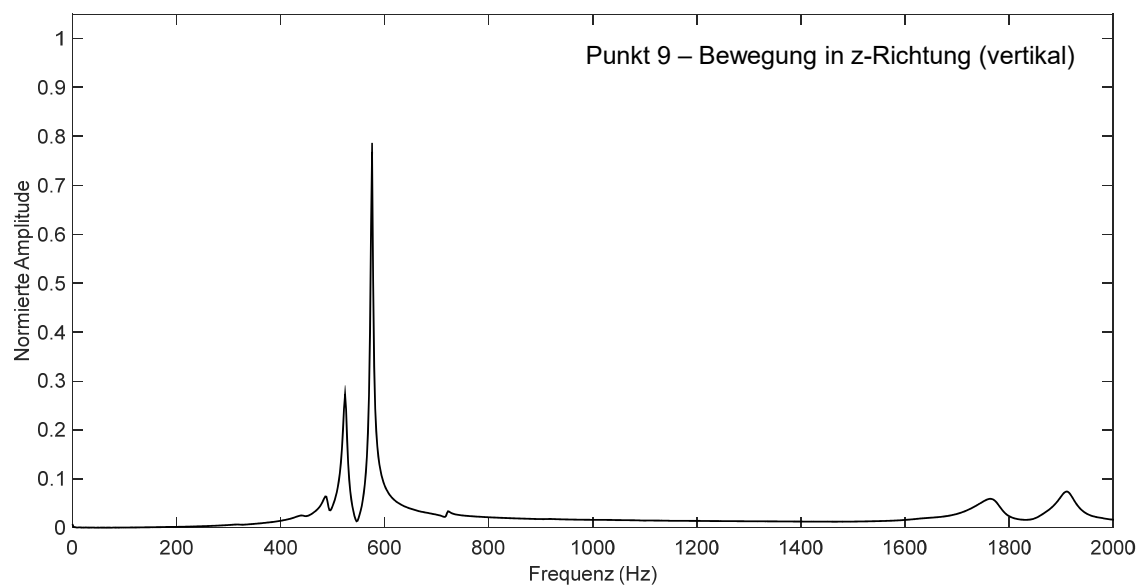


Abbildung 4.11 Frequenzspektrum einer montierten Skl 15 bei einer Anregung an der Spannklemme selbst; Messung mit Beschleunigungsaufnehmer in Punkt 9; Dargestellt ist die Bewegung in z-Richtung

Abbildung 4.11 zeigt die Messergebnisse für die vertikale Bewegungsrichtung des Punktes 9 bei einer Anregung der Spannklemme durch einen Hammerschlag. Auch hier stellt sich bei 576 Hz ein deutlicher Spitzenwert ein.

Exemplarisch wurden hier nur die Ergebnisse für eine Sensoranordnung in Punkt 9 gezeigt, da in dieser Position die größte Schwinggeschwindigkeit und Auslenkung des Federarmes erfolgt. Weitere Ergebnisse der Messreihe finden sich in Anlage 2.

4.3.5.2 Frequenzspektren bei einer Anregung an der Schiene

Im Rahmen der experimentellen Modalanalysen wurde untersucht, wie sich die Ergebnisse ändern, wenn die Anregung durch einen Hammerschlag auf die Schiene erfolgt. Auch hier wurden Frequenzspektren gebildet, die sich in der Anlage 2 befinden. Wird der Schienenkopf in vertikaler oder lateraler Richtung angeregt, bilden sich vergleichbare Frequenzspektren wie in Kapitel 4.3.5.1 aus und deutliche Spitzenwerte bei 576 Hz werden erkennbar.

4.3.5.3 Qualitative Ermittlung der Eigenform

Aus den Messergebnissen soll die qualitative Eigenform der Spannklemme bestimmt werden, die auftritt, wenn die Spannklemme in der ersten Eigenfrequenz bei 576 Hz schwingt. Dazu werden die Ergebnisse an zwei Messpunkten des Federarmes genauer betrachtet (Punkt 1 und Punkt 9). Bei den Messungen wurden die größten Verformungen an Punkt 9 in Schienenlängsrichtung festgestellt (siehe Abbildung 4.12). Für die weitere Betrachtung werden alle Bewegungen der unterschiedlichen Raumrichtungen auf diesen Maximalwert normiert. So treten in Punkt 9 in vertikaler Richtung Verformungen auf, die etwa 78 % der Auslenkung in Schienenlängsrichtung betragen. Die longitudinale Bewegung in Punkt 1 (Aufstandspunkt auf dem Schienenfuß) beträgt etwa 53 % der Auslenkung in Punkt 9.

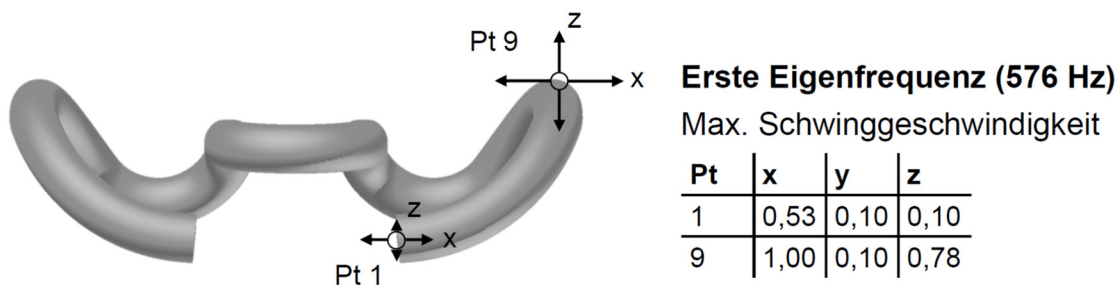


Abbildung 4.12 Qualitative Eigenform ermittelt aus den experimentellen Modalanalysen

Die aus Abbildung 4.12 abgeleitete Eigenform stellt ein Kippen des Federarmes dar. Die Kippachse ist definiert durch die beiden Aufstandspunkte der Spannklemme auf dem Schienenfuß und auf der Winkelführungsplatte. Zudem kommt es zu einem Rollkontakt in der Aufstandsfläche der Spannklemme auf dem Schienenfuß. In diesem Punkt unterscheidet sich die beobachtete Schwingform von der Eigenform der rechnergestützten Voruntersuchung. Da in der Modalanalyse aus Kapitel 4.2 der Aufstandspunkt der Spannklemme auf der Schiene nur vertikal gehalten wird, jedoch keine Reibung herrscht, kommt es statt eines Kippens zu einem reinen horizontalen Gleiten des Federarmes. Wie das numerische Modell angepasst werden muss, damit Schwingform und Höhe der Eigenfrequenzen mit den Beobachtungen aus den Laborversuchen übereinstimmt, zeigt Kapitel 4.4.

4.3.5.4 Einfluss zusätzlicher Massen

Durch die beiden unterschiedlichen Versuchsaufbauten (Messung mit Beschleunigungsaufnehmer oder Laservibrometer) ließ sich der Einfluss zusätzlich anhaftender Massen auf die Höhe der Eigenfrequenzen ermitteln. Mit dem gewählten Beschleunigungsaufnehmer (Masse=2,5 g) kam es dabei zu keiner Systemverstimmung. Die Änderung in der Höhe der Eigenfrequenzen betrug dabei lediglich 2 Hz. In zwei weiteren Messungen wurde eine zusätzliche Masse von 8 g erst in Punkt 1 und anschließend in Punkt 9 angebracht und festgestellt, dass auch hier das System nur geringfügig verstimmt wird: Die Eigenfrequenz reduzierte sich von 576 Hz auf 572 Hz. Die Ergebnisse für die Messung mit Laservibrometer finden sich in Anlage 2.

4.3.5.5 Wiederholgenauigkeit

Das Experiment zeigte eine gute Wiederholgenauigkeit. Zur Verdeutlichung sind in Anlage 2 beispielhaft zwei Messungen dargestellt, bei denen die Anregung mit dem Impulshammer durch unterschiedliche Personen vorgenommen wurde. Dabei kam es zu keiner Veränderung der Eigenfrequenzen. Ferner wurden Einflüsse einer unterschiedlich starken Anregung durch den Hammerschlag eliminiert, indem die Ergebnisse auf das Signal des Hammers normiert wurden.

4.4 Kalibriertes Modell

4.4.1 Allgemeines

Wie die experimentelle Bestimmung der Eigenfrequenzen zeigt, werden in den Modellen der Voruntersuchung die ersten Eigenfrequenzen der Spannklemmen in ihrer Höhe unterschätzt. Als Ursache für diese Abweichung konnten die fehlende Reibung im Aufstandspunkt der Spannklemme auf dem Schienenfuß und die vollständige Einspannung der Mittelschlaufe in longitudinaler und lateraler Richtung identifiziert werden. Die Arme der Spannklemme können in der Voruntersuchung reibungsfrei in horizontaler Richtung gleiten, während diese Bewegungen unter realen Bedingungen durch die Reibung im Aufstandspunkt der Federarme auf dem Schienenfuß beeinträchtigt werden. Da die Modalanalyse in ANSYS Workbench eine rein lineare Berechnung darstellt, werden keine reibungsbehafteten Kontakte erstellt, sondern diskrete Federn in das Modell integriert, welche den Widerstand idealisieren, den die Reibung im Aufstandspunkt der Spannklemme erzeugt.

4.4.2 Idealisierung der Reibkontakte zwischen Spannklemme und Schienenfuß

Die Reibung im Aufstandspunkt der Federarme auf dem Schienenfuß lässt sich durch diskrete Federelemente idealisieren. Abbildung 4.13 (a) zeigt die erste Eigenform, wie sie in den experimentellen Modalanalysen beobachtet werden konnte. Hier rollen die Federarme auf dem Schienenfuß ab, es entsteht eine Bewegung, die sich aus einem longitudinalen Gleiten der Federarme über den Schienenfuß und einer Rotation der Federarme zusammensetzt (vgl. Abbildung 4.13 (d)).

Durch die Erweiterung des Modells um Ersatzfedern im Aufstandspunkt (vgl. Abbildung 4.13 (b)) wird die horizontale Gleitbewegung der Federarme auf dem Schienenfuß des ursprünglichen Modells um eine zusätzliche Rotationsbewegung erweitert (vgl. Abbildung 4.13 (d)). Wird die Federsteifigkeit gleich 0 gesetzt, kommt es zu einer reinen longitudinalen Translation der Federarme auf dem Schienenfuß. Mit zunehmender Federsteifigkeit überwiegt die Rotation der Federarme um eine Achse, die durch die Aufstandspunkte der Skl auf dem Schienenfuß und der Winkelführungsplatte definiert ist. Bei der gewählten Lagerung werden die Aufstandspunkte der Federarme auf dem Schienenfuß weiterhin in vertikaler Richtung gehalten.

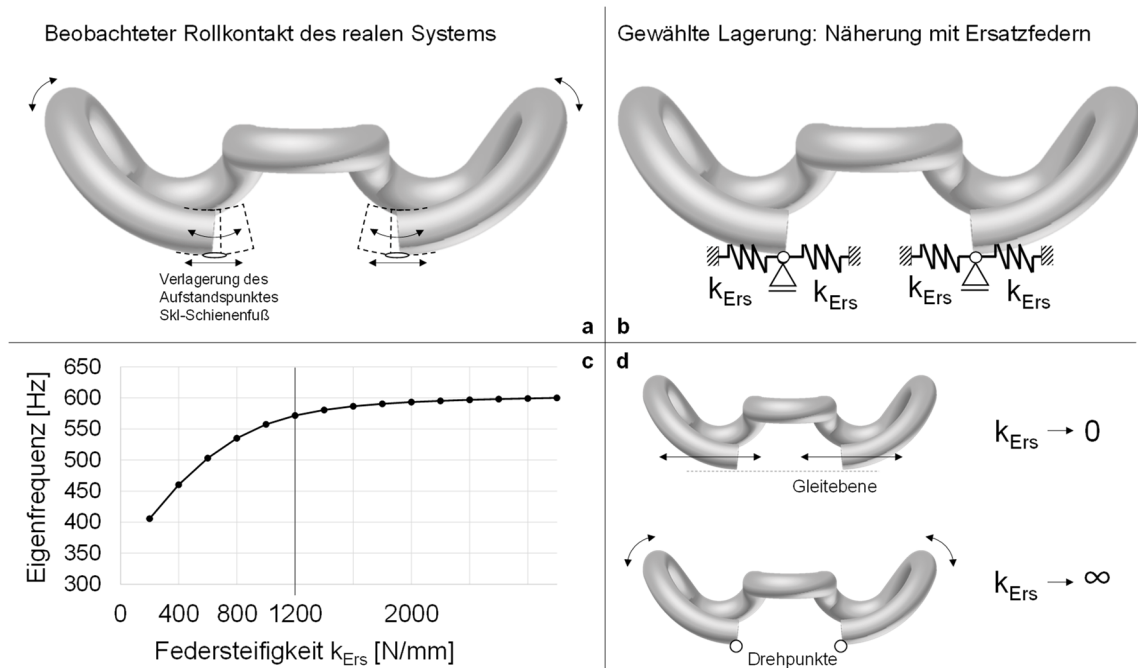


Abbildung 4.13 Idealisierung des Reibkontaktes zwischen Spannklemme und Schienenfuß durch die Anordnung von Federelementen

Abbildung 4.13 (c) zeigt den Einfluss der Federsteifigkeit der Reibungsfedern auf die Höhe der ersten Eigenfrequenz. Nach den Erkenntnissen der experimentellen Modalanalysen (s. Kapitel 4.3) ergeben sich für die Ski 15 bei einer Anregung von etwa 576 Hz besonders hohe Schwingwege. Im Folgenden wird angenommen, dass bei 576 Hz die erste Eigenfrequenz der montierten Ski 15 liegt und das FE-Modell entsprechend kalibriert. Um die erste Eigenfrequenz auf einen Wert von ca. 576 Hz einzustellen, ist eine Ersatzfedersteifigkeit der Reibungsfedern von 1,20 kN/mm notwendig. Bei diesem Wert für die Steifigkeit der Ersatzfedern kommt es zudem zu einer Schwingform (Gleiten und Kippen der Federarme), die den Ergebnissen der experimentellen Untersuchung entspricht. Anlage 1.2 vergleicht die iterativ ermittelte Federsteifigkeit mit Werten, die aus Durchschubversuchen nach DIN EN 13146-1 rückgerechnet werden. Neben den Federn, die ein Gleiten der Federarme in Schienenlängsrichtung behindern, werden zur Vollständigkeit weitere Federelemente im Aufstandspunkt erstellt, die auch eine Bewegung in lateraler Richtung behindern. Da der laterale Verformungsanteil der ersten und zweiten Eigenform sehr gering ist, beeinflussen die Federn in lateraler Richtung die Ergebnisse hier kaum.

4.4.3 Alternative Idealisierung der Kontakte

Alternativ lässt sich die Reibung der Spannklemmenarme auf dem Schienenfuß durch die Modellierung einer Kontaktfläche abbilden. Der hierfür benötigte Reibbeiwert lässt sich ebenfalls aus dem Kraft-Weg-Diagramm des Durchschubversuches herleiten (vgl. Anlage 1.2). Jedoch werden bei der Modalanalyse in ANSYS Workbench keine Nichtlinearitäten berücksichtigt. Das bedeutet, dass reibungsbehaftete Kontakte in der Simulation entweder zu Flächen mit vollständigem Verbund oder reibungsfreien Kontakten umgewandelt werden, was wiederum dem nicht kalibrierten Modell aus Kapitel 4.2 entspräche.

4.4.4 Veränderung der Einspannung der Mittelschlaufe

Bei den experimentellen Modalanalysen zeigte sich, dass die Mittelschlaufe mitschwingt und nicht als vollständig starr angenommen werden darf. In der rechnergestützten Voruntersuchung wurden Knoten der Innenseite der Mittelschlaufe in longitudinaler und lateraler Richtung festgehalten (vgl. Abbildung 4.3). Die Randbedingungen verhindern somit eine horizontale Bewegung und eine Verdrehung der Mittelschlaufe um die Hochachse. In der Realität liegt die Innenseite der Mittelschlaufe nicht an der Schwellenschraube an, die Vorspannung und Festhalterung passiert über die Unterlegscheibe. Zur Definition realitätsnaher Randbedingungen an der Mittelschlaufe wird die vollständige longitudinale und laterale Festhalterung durch sehr steife Federn ersetzt, die mit ihrer Steifigkeit die Verformung der Schwellenschraube idealisieren und an der Innenseite der Mittelschlaufe der Spannklemme angreifen.

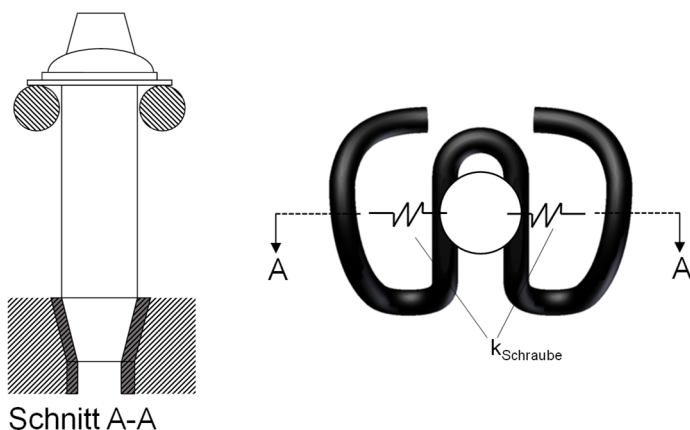


Abbildung 4.14 Idealisierung der Schwellenschraube durch Ersatzfedern

Die Einspannung durch die Mittelschlaufe lässt sich wie in Abbildung 4.14 dargestellt mit Hilfe von Federelementen idealisieren. Zur Ermittlung der Steifigkeiten der Federn wurde in ANSYS Workbench ein Ersatzmodell eines Kragarmes erstellt, welcher die Schwellenschraube nachempfunden. Wird die Schraube auf diese Art idealisiert, ergibt sich eine Federsteifigkeit $k_{\text{Schraube}} = 100 \text{ kN/mm}$. Für das weitere Vorgehen wird die Mittelschlaufe über zwei Federn mit der Steifigkeit k_{Schraube} in Schienenlängsrichtung gehalten.

4.4.5 Ergebnisse des kalibrierten Modells

Durch die zusätzlichen Federn an der Mittelschlaufe und den Enden der Federarme konnte ein FE-Modell generiert werden, dessen erste Eigenform mit den Erkenntnissen aus Laboruntersuchungen übereinstimmt. In Abbildung 4.15 ist die erste Eigenform der Ski 15 in der Simulation mit ANSYS dargestellt. Dabei kommt es zu einer Überlagerung der reinen Gleitbewegung des Federarmes auf dem Schienenfuß mit einer Rotation des Federarmes um eine Rotationsachse, die durch die beiden Aufstandspunkte des Federarmes auf dem Schienenfuß und der Winkelführungsplatte definiert ist. Diese erste Eigenform entsteht bei einer Eigenfrequenz von 576 Hz. Eine zweite Eigenfrequenz entsteht nach der Simulationsrechnung bei 585 Hz. Bei dieser Eigenform ist die Bewegungsrichtung der Federarme identisch, jedoch schwingen die beiden Federarme bei 576 Hz parallel in die gleiche Richtung, während sie bei 585 Hz gegenläufig schwingen.

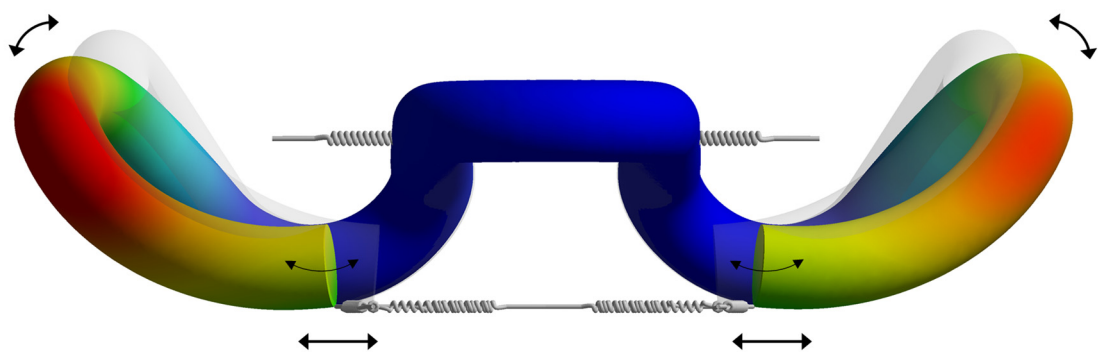


Abbildung 4.15 Erste Eigenform der Ski 15 in der kalibrierten Simulation bei einer Frequenz von ca. 576 Hz

4.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden numerische und experimentelle Verfahren vorgestellt, über die sich Eigenfrequenzen und die qualitativen Eigenformen von Spannklemmen bestimmen lassen. Die numerische Modalanalyse erfolgte mit ANSYS Workbench in der Version 17.1 und konnte mit den Ergebnissen aus der experimentellen Modalanalyse kalibriert werden. Über verschiedene Versuchsanordnungen konnte bei der experimentellen Modalanalyse der Einfluss zusätzlich anhaftender Massen ermittelt werden. Bei geringen Sensormassen unter 10 g kommt es dabei zu vernachlässigbar geringen Änderungen der Ergebnisse.

Für die Spannklemme Skl 15 ergibt sich im kalibrierten Modell eine erste Eigenfrequenz im Bereich von 576 Hz. Eine Schwierigkeit bei der Simulation ergibt sich durch die Kontaktflächen zwischen den Federarmen der Spannklemme und dem Schienenfuß. Ergebnisse der experimentellen Untersuchung deuten darauf hin, dass es zu einem Rollkontakt zwischen den beiden Komponenten kommt, bei dem die Federarme auf dem Schienenfuß „abrollen“. Dieser Bewegungsablauf und die damit einhergehende Reibung zwischen den Bauteilen lassen sich über diskrete Federelemente annähern. Des Weiteren konnte der Einfluss kleinerer, geometrischer Abweichungen auf das Schwingungsverhalten untersucht werden: Ein gescanntes Modell einer Skl 14 führte in der numerischen Modalanalyse zu vergleichbaren Ergebnissen wie eine ideale Soll-Geometrie. Dies zeigt, dass der Einfluss kleinerer, geometrischer Abweichungen auf das dynamische Verhalten gering ist.

Über die numerische Betrachtung des Schwingungsverhaltens können die Einflussfaktoren, die die Höhe der Eigenfrequenzen der Spannklemmen bestimmen, identifiziert werden. Aufbauend auf diesen Beobachtungen werden in Kapitel 6 Maßnahmen untersucht, die einer schwingungstechnischen Auslegung der Schienenbefestigungen dienen können.

Eine möglichst exakte Nachbildung der Eigenform ist zudem entscheidend für die Berechnung von Frequenzgängen. Die Frequenzganganalyse bestimmt das Verformungsverhalten des zu untersuchenden Objekts in einem vorher definierten Frequenzbereich. Eine harmonisch schwingende Last bzw. Verformung wird definiert, deren absolute Größe festgesetzt ist, deren Belastungsfrequenz aber in einem vorgegebenen Frequenzbereich variiert. Bei bekannter Dämpfung und Materialverhalten lässt sich hieraus der Spannungszustand der Spannklemmen errechnen, wenn sie in

ihrer Eigenfrequenz angeregt werden. Hieraus lassen sich wiederum Aussagen über die Ermüdung der Bauteile treffen.

5 Mechanische Beanspruchung von Spannklemmen auf Strecken mit Riffeln

5.1 Einführung in das Berechnungskonzept

Bei den bisher vorgestellten dynamischen Simulationen handelte es sich um Modalanalysen, deren Ergebnisse die Eigenfrequenzen und qualitativen Eigenformen der Spannklemmen zeigen. Aus den Eigenformen lässt sich auf den Ort der maximalen Spannung schließen, welcher sich aufgrund der Kipp- und Gleitbewegung der Federarme in der ersten Eigenform an der Oberseite der hinteren Schlaufe befindet. Ferner ergibt sich die Fragestellung, welche Spannungen im Resonanzfall auftreten. In numerischen Modalanalysen lässt sich dieser Zusammenhang nicht erkennen, da alle Verformungen und abgeleiteten Werte wie Dehnungen oder Spannungen normiert und unabhängig von einer äußeren Anregung sind.

Mit den im Folgenden vorgestellten Frequenzganganalysen sollen die auftretenden Spannungen bei Resonanz abgeschätzt werden. Zwar handelt es sich hierbei in ANSYS Workbench ebenso um lineare Berechnungen, die keine Nichtlinearitäten wie reibungsbehaftete Kontakte oder Materialfließen zulassen. Jedoch kann hier der Einfluss der Dämpfung und einer äußeren Anregung der Spannklemmen in die Berechnung einbezogen werden. Die Dämpfung ist eine maßgebliche Einflussgröße, die die Amplituden der Auslenkung und somit die maximalen Spannungen beschränkt. Eine Spannungsberechnung ohne definierte Dämpfung entspricht nicht den realen Gegebenheiten, da in diesem theoretischen Fall die Auslenkungen bei Resonanz gegen unendlich gehen.

Für die Untersuchungen an den Spannklemmen des Typs Skl 15 wurde eine Methode entwickelt, die es ermöglicht die Berechnungsergebnisse der linearen Frequenzganganalysen in ein weiteres Modell mit nichtlinearen Materialeigenschaften zu integrieren: Aus den Modellen der Frequenzganganalyse werden die auftretenden Verformungen, die sich im Resonanzfall bei einer definierten Fußpunkterregung an der Spannklemme einstellen, berechnet und als Verschiebungsfeld exportiert. Die Verschiebungsfelder drücken die Verformung der Spannklemme aus und umfassen für jeden Knoten des vernetzten FE-Modells einen Vektor, der die Verschiebung des jeweiligen Knotens beschreibt. Anschließend kann dieses Verschiebungsfeld exportiert und in ein weiteres Modell importiert werden, welches nun über nichtlineare

Materialeigenschaften verfügt. Dieses Vorgehen ermöglicht es, Verformungszustände aus linearen und nichtlinearen Berechnungen zu überlagern und daraus einen gesamten Spannungszustand abzuleiten. Eine Berücksichtigung von nichtlinearen Materialeigenschaften ist zwingend erforderlich, da bereits im Montagezustand der Spannklemme Skl 15 eine Vorspannung aufgebracht wird, die zu plastischen Verformungen der Geometrie führt.

In dem Modell mit nichtlinearen Materialeigenschaften werden Spannklemmen nicht nur durch das Verschiebungsfeld aus den Frequenzganganalysen belastet. An dieser Stelle wird auch der Federweg infolge von Vorspannung und quasi-statisch wirkenden Lasten aufgebracht. Um die nichtlinearen Materialeigenschaften abzubilden, werden die Federkennlinie und Plastizitätsgrenze des Federstahls gesucht. Da in der Literatur keine konkreten Werte zu finden sind und keine Herstellerangaben vorliegen, erfolgt eine Abschätzung der Parameter über die Kombination aus Laborversuchen und Simulation. Das Materialmodell in ANSYS Workbench wird dabei solange angepasst, bis sich das Verhalten des Modells mit den Ergebnissen aus dem Experiment deckt (vgl. Kapitel 5.4.2). Nach Überlagerung der Verformungen infolge von Resonanz und quasi-statischer Belastung kann ein gesamter Spannungszustand abgeleitet werden. Die daraus resultierende Beanspruchung der Spannklemmen wird diskutiert.

5.2 Mehrkörperdynamische Untersuchungen zur auftretenden Fußpunkterregung

5.2.1 Einführung

Im Gegensatz zu unbelasteten Modalanalysen benötigen die Frequenzganganalysen der Spannklemme eine definierte Fußpunkterregung. Diese Randbedingung wird aus mehrkörperdynamischen Untersuchungen in SIMPACK, in denen sich die Fahrzeug-Fahrweg-Reaktion auf verriffelten Streckenabschnitten ermitteln lässt, abgeschätzt. Bei einer Erhöhung der vertikalen Radlast durch dynamische Effekte nehmen ebenso die vertikale Schieneneinsenkung und die Bewegung der Federarme von Spannklemmen zu. Dieser zusätzliche Federweg soll als frequenzabhängige Größe in den Frequenzganganalysen berücksichtigt werden.

Die Bedeutung von Schienenunebenheiten auf eine dynamische Radlasterhöhung ist unbestritten. Bereits einfache analytische Lösungen zeigen den Anstieg der vertikalen

Radlast, sobald das Eisenbahnrad eine Unebenheit überrollt (vgl. Kapitel 2.2). Eine geeignete numerische Methode zur Untersuchung der dynamischen Radlasterhöhung stellt die Mehrkörpersimulation (MKS) dar, die eine detaillierte Abbildung der Fahrzeug-Fahrweg-Interaktion ermöglicht. Bei der Mehrkörpersimulation wird das zu untersuchende System im Regelfall durch starre Körper idealisiert, welche über Feder- und Dämpferelemente miteinander verbunden sind. Wenn die Körper starr sind, reduziert sich die Anzahl der Freiheitsgrade im System deutlich und die Rechenzeiten verkürzen sich. Damit eignet sich die MKS besonders zur Untersuchung dynamischer Vorgänge und der Betrachtung der Interaktion verschiedener Teilsysteme zueinander. In einer Parameterstudie werden die Abstände der periodischen Unebenheiten zueinander, die Tiefe der Unebenheiten und die Fahrgeschwindigkeit variiert. Kapitel 5.2.2 erläutert den Modellaufbau und die durchgeführten Variationen. Die Simulation erfolgt mit der Software SIMPACK in der Version 9.5.

5.2.2 Modellbildung

5.2.2.1 Fahrzeugmodell

Für das Fahrzeug wird ein bestehendes Modell verwendet, das bei (Liu, 2015) entwickelt und bei (Nottbeck, 2016) weiterverwendet wurde. Grundlage des Modells stellen zwei Drehgestelle dar, die der Situation bei einer Lokomotive BR101 nachempfunden sind und über Standarddrehgestelle des Railmodules in SIMPACK abgebildet werden.

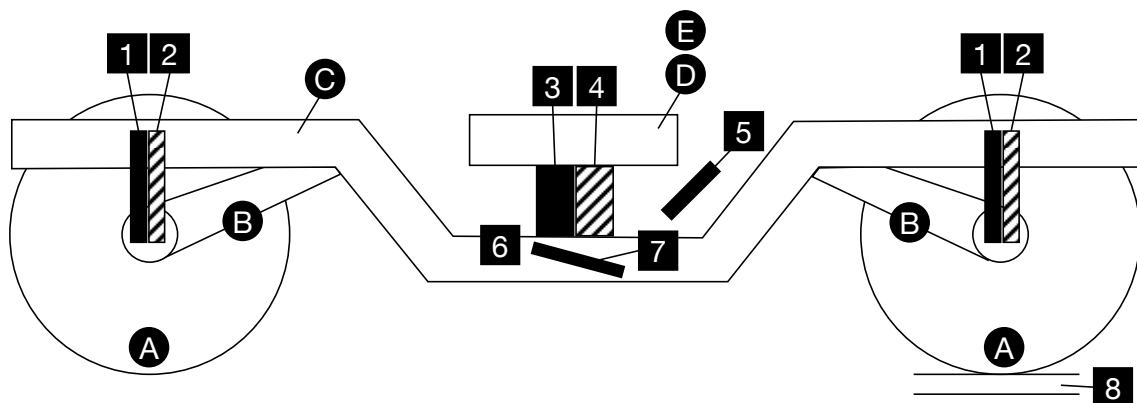


Abbildung 5.1 Schematische Darstellung eines Drehgestells des Fahrzeugmodells

Tabelle 5-1 Bestandteile des Fahrzeugmodells

A	Radsatz	1,2	Primär Federung/Dämpfung
B	Achslenker	3,4	Sekundär Federung/Dämpfung
C	Drehgestellrahmen	5	Dämpfung lateral
D	Auflast (Dummy)	6	Stabilisator
E	Wagenkasten	7	Anti-Gier Schwingungsdämpfer
		8	Schwelle

Abbildung 5.1 zeigt schematisiert die Bestandteile eines Drehgestells unter Verwendung des Railmodule in SIMPACK. Für die Untersuchungen wurden folgende Annahmen getroffen: Die Masse der vier Radsätze (A) beträgt jeweils 1200 kg. Die beiden Drehgestellrahmen (C) besitzen eine Masse von je 2615 kg. An beiden Drehgestellrahmen sind jeweils vier Achslenker (B) mit je 160 kg angeschlossen. Zusammen mit der Auflast (D,E) des Wagenkastens von 75490 kg ergibt sich eine gesamte Fahrzeugmasse von 86800 kg. Insgesamt ergibt sich daraus eine Achsfahrmasse von 21700 kg bzw. eine statische Radlast Q_{stat} von 108,5 kN. Verbunden sind die einzelnen Elemente über Federn und Dämpfer (1 bis 7), deren Werte in Anlage 3.1 nachgelesen werden können.

5.2.2.2 Fahrweg

Der Fahrweg ist als gerade Strecke ohne Krümmung und Überhöhung abgebildet. Untersucht wird die Fahrzeugreaktion bei Imperfektionen im Rad-Schiene-Kontakt. Die Veränderung der Vertikallast dient als Eingangsgröße für die Frequenzganganalysen unter 5.3.1. Die Reaktion des Oberbaus wird an dieser Stelle außer Acht gelassen. Diesen Anforderungen genügt ein einfaches Oberbaumodell eines starren Fahrwegs. (Feyahn, 2015) zeigt, dass sich bei der Simulation eines vertikal flexiblen Fahrwegs in SIMPACK die Vertikallasten infolge Schienenunebenheiten in geringerem Maße erhöhen, als bei einem starren Fahrweg. Für weitere Untersuchungen liegen somit die Ergebnisse eines starren Fahrwegs auf der sicheren Seite.

5.2.2.3 Schienenfehler

Für die Modellierung des Oberbaus wird das Schienenprofil 60E2 mit der Neigung 1:40 verwendet. Die Schiene besitzt dabei zunächst eine glatte Oberfläche ohne Verschleiß oder Fahrflächenfehler. Die Schienenunebenheiten und die damit verbundene Anregung

werden über die Funktion Track Excitation erzeugt. Auf diese Weise lassen sich periodische Unebenheiten im Schienenkontakt als Sinus-Funktion abbilden und deren Tiefe und Abstand steuern. In früheren Untersuchungen nach (Feyahn, 2015) konnte die Anregung über gemessene Schienenlängsprofile generiert werden. Allerdings kommt es bei gemessenen Schienenlängsprofilen zu einer Überlagerung verschiedener Wellenlängen und Tiefen. Dagegen ermöglicht die Vereinfachung der Riffel auf ein sinusförmiges Schienenlängsprofil die Änderung der dynamischen Radlast auf die Parameter Riffeltiefe und Riffelabstand zurückzuführen und lässt den direkten Zusammenhang der dynamischen Radlasterhöhung und der Schienenfehler erkennen. Als Parameter für die Riffeltiefe werden die beiden Werte $T_1=0,03$ mm und $T_2=0,07$ mm angenommen. Damit werden typische Werte gewählt, die im Fall von T_1 knapp unter der Eingriffsschwelle der Deutschen Bahn und mit T_2 knapp über der Eingriffsschwelle von $T=0,05$ mm liegen (vgl. 3.2.2). Die Parameterstudie berücksichtigt Abstände der Riffelberge von $L=30, 50, 70$ und 90 mm. Bestehende analytische Lösungen zur Abschätzung der dynamischen Radlasterhöhung sehen die Fahrgeschwindigkeit als maßgebenden Einflussfaktor (vgl. Kapitel 5.2.4). In den Untersuchungen in SIMPACK variiert die Fahrgeschwindigkeit von 1 bis 300 km/h. Die variierten Parameter werden in Tabelle 5-2 zusammengefasst.

Tabelle 5-2 Veränderte Parameter in den mehrkörperdynamischen Untersuchungen

Parameter	Riffeltiefe T_i [mm]	Riffelabstand L [mm]	Fahrgeschwindigkeit V [km/h]
Varianten	0,03 0,07	30	1 ... 300
		50	
		70	
		90	

5.2.3 Ergebnisse

Ermittelt wird die dynamische Radlasterhöhung Φ die sich nach Formel 5-1 berechnet:

$$\phi = \frac{Q_{dyn}}{Q_{stat}} \quad 5-1$$

Die dynamische Radlast Q_{dyn} entspricht dem berechneten Spitzenwert der vertikalen Radlast der Lösung in SIMPACK bei Überfahrt der Schienenunebenheiten. Q_{stat} entspricht der statischen Radlast von 108,5 kN. In Abbildung 5.2 und Abbildung 5.3 ist der Verlauf von Φ über den Geschwindigkeitsbereich bis 300 km/h angetragen. Abbildung 5.2 zeigt für eine Riffeltiefe $T_1=0,03$ mm die Auswirkung unterschiedlicher Wellenlängen periodischer Schienenunebenheiten. Bis zu einer Geschwindigkeit von 10 km/h haben die Unebenheiten keine Bedeutung auf die dynamische Radlasterhöhung. In Abhängigkeit der Wellenlänge L erhöhen sich im Bereich 10 bis 100 km/h die dynamischen Lasten allmählich. Je nach Wellenlänge werden die Spitzenwerte in Geschwindigkeiten zwischen 100 und 300 km/h erreicht. Die dynamische Radlasterhöhung Φ liegt dann bei ca. 2,65. Abbildung 5.3 zeigt für eine Riffeltiefe $T_2=0,07$ mm ein vergleichbares Bild. Allerdings liegen hier die Spitzenwerte für Φ bei 3,6 bis 4,2. In allen Verläufen nimmt die dynamische Radlasterhöhung nach den lokalen Spitzenwerten trotz steigender Fahrgeschwindigkeiten wieder ab.

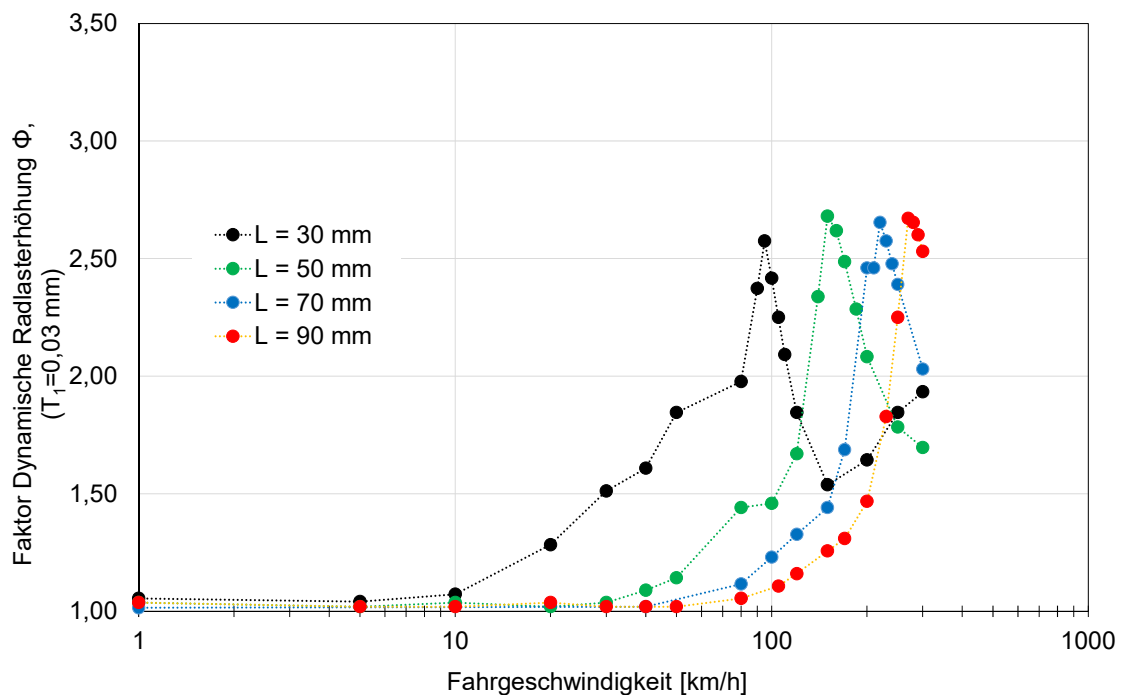


Abbildung 5.2 Entwicklung der dynamischen Radlasterhöhung über die Geschwindigkeit V bei unterschiedlichen Wellenlängen L von periodischen Schienenfehlern und $T_1=0,03$ mm

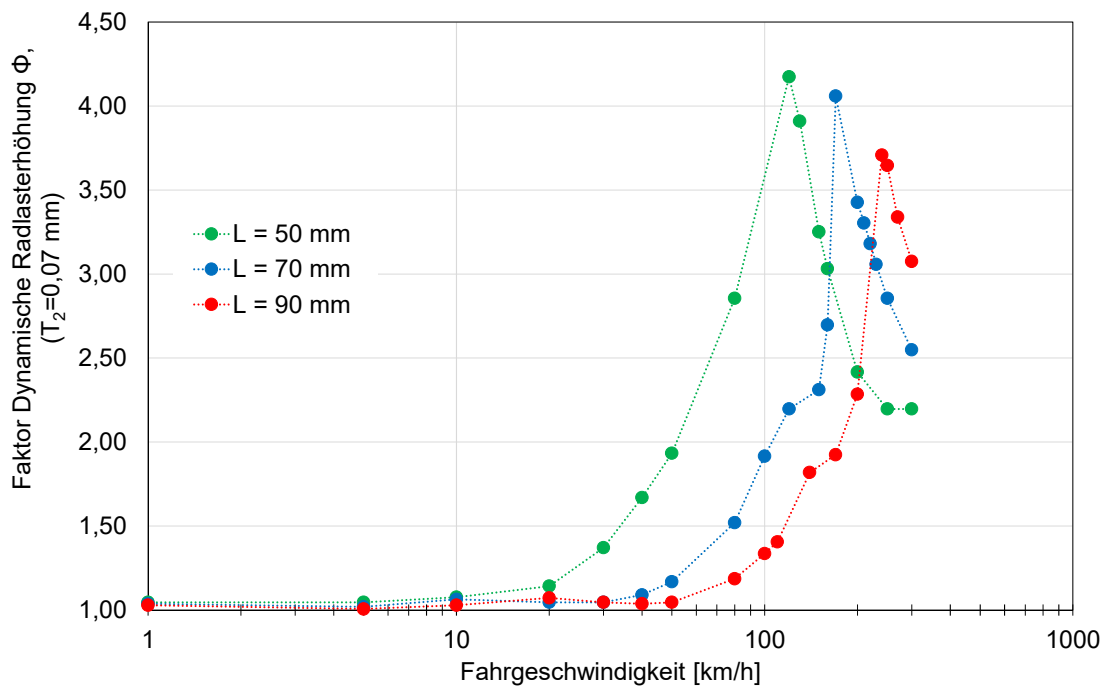


Abbildung 5.3 Entwicklung der dynamischen Radlastserhöhung über die Geschwindigkeit V bei unterschiedlichen Wellenlängen L von periodischen Schienenfehlern und $T_2=0,07$ mm

Bei allen Kombinationen von Fahrgeschwindigkeit V und Riffelabstand L bildet sich ein ähnliches Muster im Verlauf der dynamischen Radlastserhöhung aus, welches einen markanten Spitzenwert und danach einen erneuten Rückgang der Radlastserhöhung zeigt.

Als nächstes wird die dynamische Radlastserhöhung in Abhängigkeit der Erregerfrequenz ausgewertet und in Abbildung 5.4 getrennt für T_1 und T_2 dargestellt. Diese Form der Darstellung macht sichtbar, dass die Ergebnisse für die größere Riffeltiefe $T_2=0,07$ mm stets über den Werten für $T_1=0,03$ mm liegen. Im Falle von $T_2=0,07$ mm wird ein Maximum der Radlastserhöhung bei einer Erregerfrequenz von 667 Hz erreicht. Bei $T_1=0,03$ mm liegt das Maximum bei 833 Hz. Beide Werte sind in Abbildung 5.4 durch eine vertikale Linie markiert.

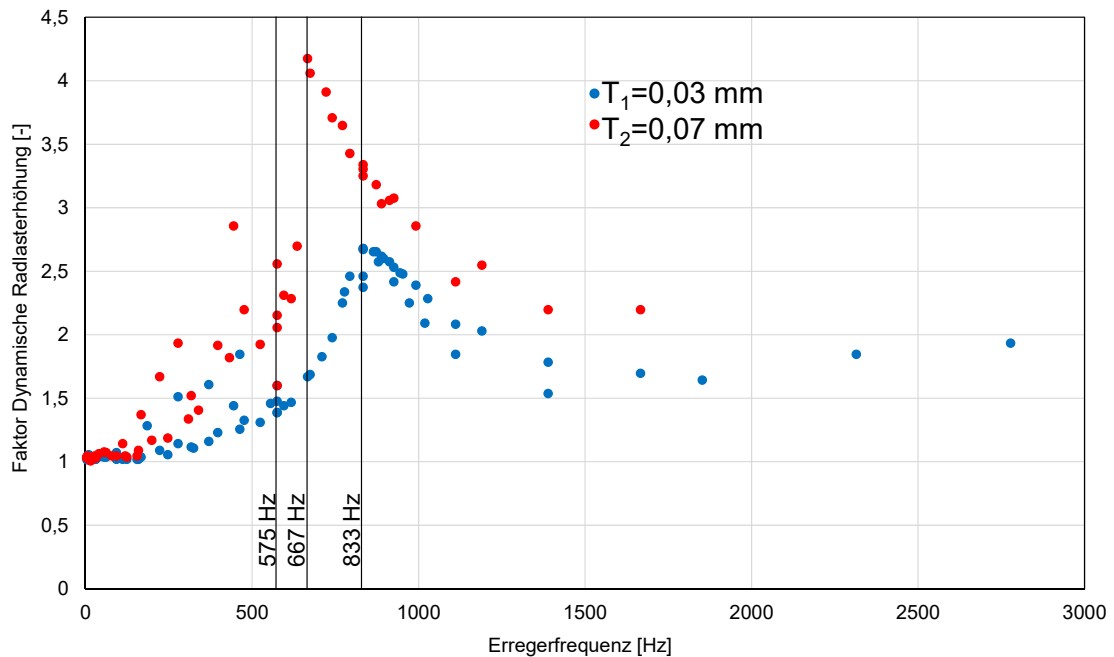


Abbildung 5.4 Entwicklung der dynamischen Radlasterhöhung über die Erregerfrequenz bei unterschiedlichen Riffeltiefen T

In den Frequenzganganalysen in ANSYS Workbench ist die Amplitude der Fußpunkterregung über den gesamten Frequenzbereich konstant. Der für die Ergebnisauswertung in ANSYS Workbench relevante Frequenzbereich liegt bei der ersten Eigenfrequenz der Spannklemme Skl 15 (ca. 575 Hz). Daher wird für die weiteren Schritte die dynamische Radlasterhöhung Φ , die bei 575 Hz auftritt, herangezogen. In Tabelle 5-3 werden die Ergebnisse bei einer Erregerfrequenz von 575 Hz zusammengefasst. Je nach Wellenlänge L sind unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten nötig, um eine Erregerfrequenz von 575 Hz zu erreichen. Die größten Werte für Φ werden bei der Kombination $T_2=0,07$ mm, $L=50$ mm und $V=103,5$ km/h erreicht. Hier erhöht sich die Radlast um den Faktor $\Phi=2,56$. In Kapitel 5.3.1 wird gezeigt, welche Bedeutung diese dynamische Radlasterhöhung für die Amplitude der Fußpunkterregung hat.

Tabelle 5-3 Ergebnisse für die dynamische Radlasterhöhung bei einer Erregerfrequenz von 575 Hz

Dynamische Radlasterhöhung bei $f_{err} = 575$ Hz					
T [mm]		L=30 mm	L=50 mm	L=70 mm	L=90 mm
		V=62,1 km/h	V=103,5 km/h	V=144,9 km/h	V=186,3 km/h
0,03	Q_{stat} [N]	108500	108500	108500	108500
	Q_{min} [N]	5625	6388	6960	7055
	Q_{max} [N]	173600	160580	150815	150815
	Φ	1,60	1,48	1,39	1,39
0,07	Q_{stat} [N]	108500	108500	108500	108500
	Q_{min} [N]	52438	1907	8581	16208
	Q_{max} [N]	173600	277760	233275	223510
	Φ	1,60	<u>2,56</u>	2,15	2,06

5.2.4 Bewertung der gefundenen Lösung

Die mehrkörperdynamischen Untersuchungen zeigen den Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit V , Wellenlänge L und Riffeltiefe T . Da in der Praxis mit den verwendeten Programmbibliotheken in SIMPACK vornehmlich niederfrequente Fragestellungen bearbeitet werden, kann nicht abschließend beurteilt werden, bis zu welchem Frequenzbereich die Modelle Gültigkeit besitzen.

Eine Kalibrierung der Modelle ist schwierig, da unter realen Bedingungen keine isolierte Betrachtung des Einflusses von Schienenunebenheiten auf die dynamische Radlasterhöhung möglich ist. Es wirken stets weitere Einflüsse seitens Oberbau oder Fahrzeug mit. Jedoch kann eine Bewertung der numerischen Ergebnisse in Form eines Vergleichs mit bestehenden analytischen Lösungen, die aus der Literatur bekannt sind, erfolgen.

Analytische Lösungen für eine Berechnung der dynamischen Radlasterrhöhung ermöglichen es die Größenordnung der Radlasterrhöhung einzuschätzen. Die aus der Literatur bekannten Ansatzfunktionen berücksichtigen allerdings keine periodischen Unebenheiten. In (Doyle, 1980) werden verschiedene Ansatzfunktionen für die dynamische Radlasterrhöhung Φ vorgestellt, die nachfolgend auf Basis von (Doyle, 1980) kurz beschrieben und abschließend in Abbildung 5.5 zusammengefasst werden:

- Die Theorie nach Eisenmann geht von einer Normalverteilung der dynamischen Radlast aus und entspricht dem heutigen Ansatz der Deutschen Bahn. Eingangsparameter sind die Fahrgeschwindigkeit V [km/h], der Faktor n [-] zur Beschreibung der Gleislage und der Faktor t zur Beschreibung der statistischen Sicherheit.

$$\phi = 1 + t \cdot \bar{s} \quad 5-2$$

Für eine statistische Sicherheit von 99,7 % ergibt sich $t=3,0$. Der experimentell ermittelte Variationskoeffizient \bar{s} setzt sich wie folgt zusammen:

$$\bar{s} = n \cdot \varphi \quad 5-3$$

Wobei n in Abhängigkeit der Gleislage Werte zwischen 0,10 (sehr gut) und 0,25 (sehr schlecht) annimmt und φ in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit berechnet wird:

Reisezüge:

$$\varphi = 1 + \frac{V - 60}{380} \quad 5-4$$

Güterzüge:

$$\varphi = 1 + \frac{V - 60}{160} \quad 5-5$$

Die Kurve in Abbildung 5.5 wurde für Reisezüge und $n=0,10$ und $t=3,0$ aufgestellt.

- Aufwändiger gestaltet sich die Berechnung nach dem Office of Research and Experiments of the International Union of Railways (ORE). Hier ist die dynamische Radlasterrhöhung von den drei dimensionslosen Parametern α' , β' und γ' abhängig:

$$\phi = 1 + \alpha' + \beta' + \gamma' \quad 5-6$$

Die dimensionslosen Parameter werden dabei wie folgt bestimmt:

$$\alpha' = 0,04 \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^3 \quad 5-7$$

$$\beta' = \frac{2 \cdot d \cdot h}{s^2} \quad 5-8$$

$$\gamma' = 0,10 + 0,017 \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^3 \quad 5-9$$

Die Werte für α' und γ' sind abhängig von der Geschwindigkeit. Der Parameter β' ist von der Spurweite s [m], dem Überhöhungsfehlbetrag d [m] und der Höhenlage des Fahrzeugschwerpunktes h [m] abhängig. Nach (Doyle, 1980) nimmt der Parameter β' i.d.R. Werte zwischen 0,13 bis 0,17 an und wurde für die Berechnung der Kurve in Abbildung 5.5 zu 0,15 gewählt.

- Die in (Doyle, 1980) und der Abbildung 5.5 als „Deutsche Bundesbahn“ gekennzeichnete Funktion geht auf Schramm zurück. Der 1961 veröffentlichte Ansatz ist lediglich von der Geschwindigkeit V abhängig und unterscheidet dabei zwischen den Geschwindigkeitsbereichen von 1 bis 100 km/h und 100 bis 200 km/h.

Bis 100 km/h:

$$\Phi = 1 + \frac{V^2}{3 \cdot 10^4} \quad 5-10$$

100 bis 200 km/h:

$$\Phi = 1 + \frac{4,5 \cdot V^2}{10^5} - \frac{1,5 \cdot V^3}{10^7} \quad 5-11$$

- Die Ansatzfunktion South African Railways verwendet die Eingangsgrößen Fahrgeschwindigkeit V und Raddurchmesser $2r$.

$$\Phi = 1 + 4,92 \cdot \frac{V}{2 \cdot r} \quad 5-12$$

Für die in Abbildung 5.5 berechneten Werte liegt ein Raddurchmesser $2r=914$ mm zugrunde.

- Nach Clarke ist Φ abhängig von der Geschwindigkeit V , dem Raddurchmesser $2r$ und dem Parameter k , der in der Veröffentlichung von (Doyle, 1980) als track modulus bezeichnet wird und sich aus dem Verhältnis der statischen Radlast durch eine gemessene Einsenkung e [mm] und dem Schwellenabstand a [mm] berechnet (siehe Formel 5-14). Der Raddurchmesser $2r$ wird in (Doyle, 1980) auf 36 inch (=914 mm) festgelegt.

$$\Phi = 1 + \frac{19,65 \cdot V}{2r \cdot \sqrt{k}} \quad 5-13$$

$$k = \frac{Q_{stat}}{e \cdot a \cdot 10^3} \quad 5-14$$

Obwohl der Zeitpunkt der Veröffentlichung der hier gezeigten analytischen Lösungen mehrere Jahrzehnte zurückliegt, finden die Theorien nach wie vor Anwendung, z.B. (Van Dyk et al., 2016). Ein Vergleich der Ergebnisse aus SIMPACK und den analytischen Lösungen oben zeigt, dass die numerisch berechnete dynamische Radlasthöhung Φ die Werte aus der Literatur übersteigt. Aus dieser Zusammenfassung von Ansatzfunktionen geht aber auch hervor, dass bei keiner der bestehenden Lösungen Schienenunebenheiten explizit als Eingangsgröße dienen und die Auswirkung der Unebenheiten auf die dynamische Radlasthöhung nicht berücksichtigt wurde. Eine zusammenfassende Übersicht der Verläufe der vorgestellten Ansatzfunktionen stellt Abbildung 5.5 dar.

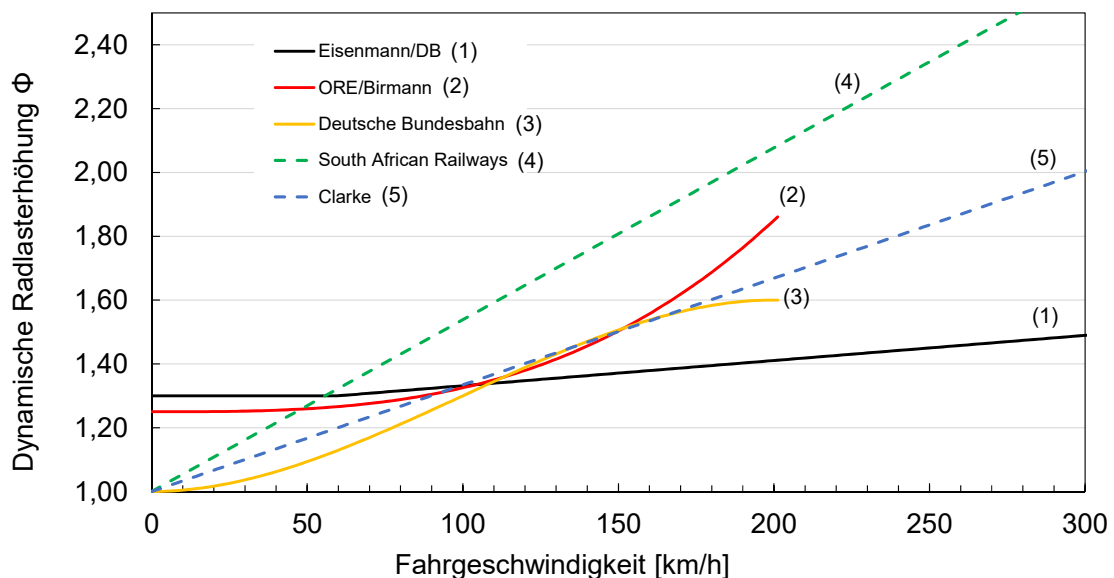


Abbildung 5.5 Darstellung verschiedener Ansätze zur Bestimmung einer dynamischen Radlasthöhung in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit

Für die weiteren Schritte in ANSYS Workbench wird mit den Werten aus SIMPACK $\Phi=2,56$ bzw. $\Phi=2,00$, die über den analytischen Ansätzen und somit auf der sicheren Seite liegen, fortgefahren.

5.3 Frequenzganganalysen von Spannklemmen

5.3.1 Definition der einwirkenden Fußpunkterregung

Mit Hilfe der Frequenzganganalysen kann die Systemantwort der vorgespannten Spannklemmen auf eine frequenzabhängige Einwirkung berechnet werden. Im Unterschied zu den unbelasteten Modalanalysen wird in der Frequenzganganalyse an den Aufstandspunkten der Spannklemme auf dem Schienenfuß eine harmonische Schwingung aufgebracht. Die Schwingung ist gekennzeichnet durch einen sinusförmigen Verlauf und wirkt in vertikaler Richtung. Berechnet wird die Reaktion der Spannklemme auf diese Fußpunkterregung unter Variation der Erregerfrequenz der aufbrachten Schwingung. Dabei wird ein Frequenzbereich von 1 bis 1000 Hz abgedeckt. Für diese harmonische Belastung wird eine Amplitude vorgegeben, die auf den Erkenntnissen der mehrkörperdynamischen Untersuchungen beruht:

Die Ergebnisse aus 5.2.3 zeigen eine dynamische Radlasterhöhung und -minderung, die sich bei der Überfahrt von verriffelten Strecken ergibt. In 5.2.3 wurde bei einer Frequenz von 575 Hz eine Radlasterhöhung von bis zu 2,56 ermittelt. Ein Dynamikfaktor von 2,56 liegt sehr auf der sicheren Seite und ist daher für eine weiterführende Berechnung anwendbar. Gesucht wird nun die Amplitude der Fußpunkterregung, die in den Frequenzganganalysen als Belastung am Aufstandspunkt der Spannklemme auf dem Schienenfuß wirkt. Nach der quasi-statischen Betrachtung der Theorie von Zimmermann besteht ein linearer Zusammenhang zwischen der einwirkenden Radlast und der Schieneneinsenkung. Erhöhen dynamische Effekte die Radlast, erhöht sich die Schieneneinsenkung im gleichen Maße. Gegen eine quasi-statische Berechnung spricht, dass bei einer dynamischen Betrachtung eine zusätzliche Kraft aus der Massenträgheit der Schiene resultiert, die der Bewegung der Schiene entgegenwirkt. An dieser Stelle muss zudem auf die Berücksichtigung einer dynamischen Versteifung elastischer Lagen durch hohe Belastungsgeschwindigkeiten verzichtet werden, da für die hier betrachteten Frequenzbereiche keine Erfahrungswerte zu dieser Thematik vorliegen. Wird die dynamische Versteifung der elastischen Lagen nicht berücksichtigt, befindet man sich zudem auf der sicheren Seite, da die Versteifung zu einer Reduktion der Schieneneinsenkung führt.

In Abbildung 5.6 wird der idealisierte Verlauf der Schieneneinsenkung eines zweiachsigen Drehgestells nach der Theorie von Zimmermann dargestellt. An der Abszisse ist statt der Längskoordinate die Zeit angetragen. Die Abbildung zeigt daher

die vertikale Verschiebung eines in Längsrichtung ortfesten Punktes, während ein Zug vorbeifährt. Da sich die Untersuchungen besonders auf Spannklemmen des Typs Skl 15 für hochelastische Schienenbefestigungen im Bereich der Festen Fahrbahn konzentrieren, wird die Annahme getroffen, dass die vertikale Schieneneinsenkung ausschließlich durch die weiche Schienenbefestigung abgefangen wird und somit die Einsenkungslinie aus Abbildung 5.6 dem Federweg der Spannklemme entspricht. Nach dieser Überlegung kommt es in der Lastachse zur Entlastung der Spannklemme, während die Abhebewellen vor und hinter dem Drehgestell zu einer Erhöhung der Vorspannung der Spannklemmen führen.

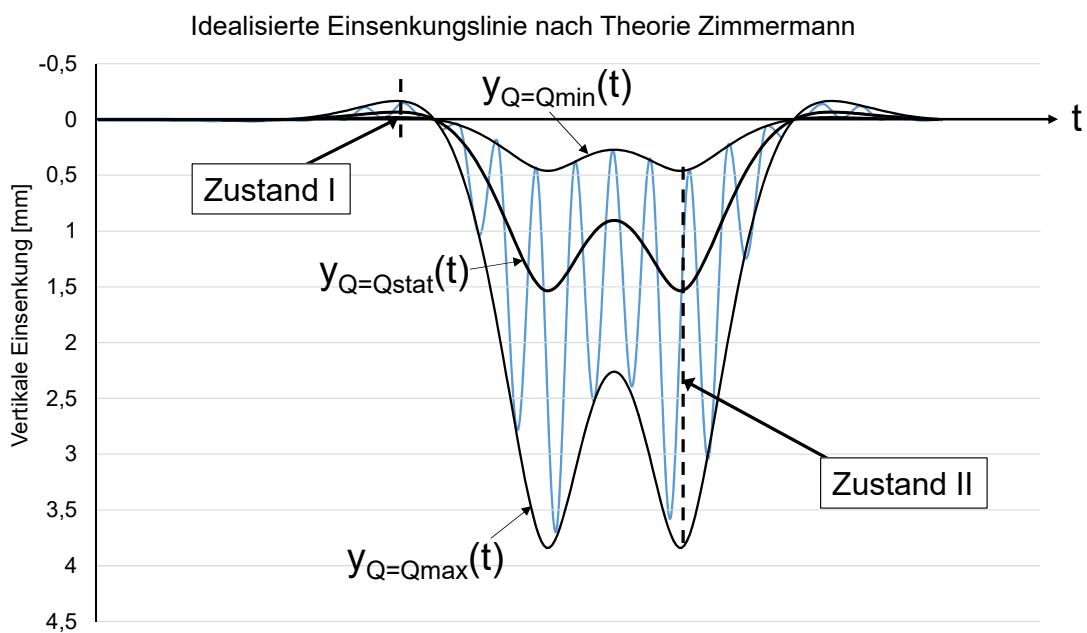


Abbildung 5.6 Idealisierte Darstellung der Schieneneinsenkung über die Zeit nach der Theorie von Zimmermann

Aus den Mehrkörpersimulationen in SIMPACK wird geschlossen, dass Schienenunebenheiten zu einer dynamischen Radlasterhöhung bzw. -minderung führen. Durch höhere bzw. niedrigere Radlasten ändert sich nach der Theorie von Zimmermann die Skalierung der Einsenkungslinie in Abbildung 5.6. Neben der Einsenkungslinie für eine quasi-statische Radlast Q_{stat} wird die Abbildung um eine Einsenkungslinie für eine dynamische Radlasterhöhung Q_{max} und eine -minderung Q_{min} ergänzt. Die Frequenz, mit der sich die Radlast erhöht bzw. vermindert, ist so hoch, dass es über die Länge der Einsenkungslinie hinweg mehrfach zu einem Wechsel zwischen den einhüllenden Kurven $y_{Q=Q_{min}}(t)$ und $y_{Q=Q_{max}}(t)$ kommt. Es wird angenommen, dass die blaue Linie, die zwischen den beiden einhüllenden Kurven schwankt, dem tatsächlichen Verlauf der zeitabhängigen Schieneneinsenkung bzw. dem zeitabhängigen Federweg

entspricht. Die blaue Linie in Abbildung 5.6 kennzeichnet somit den Verlauf der Einsenkung unter Einfluss von Schienenunebenheiten. Die Frequenz mit der der Verlauf zwischen den einhüllenden Kurven wechselt entspricht dabei der Erregerfrequenz infolge der Schienenunebenheiten.

In den Frequenzganganalysen sollen zwei Zustände untersucht werden (siehe Markierungen in Abbildung 5.6): Zustand I tritt während der Abhebewelle auf. Es kommt zu einer Erhöhung der Vorspannung der Spannklemme. Betrachtet man die unterschiedlichen Kurven in Abbildung 5.6 wird deutlich, dass hier der absolute Unterschied zwischen $y_{Q=Q_{\min}}(t)$ und $y_{Q=Q_{\max}}(t)$ gering ist. Das bedeutet die Amplitude der Fußpunkterregung, die sich aus der Differenz der Einsenkungslinien errechnet, ist ebenfalls gering.

Dagegen befindet sich Zustand II in der Lastachse, bei der es zu einer Entlastung der Spannklemme kommt, aber eine größere Amplitude der Fußpunkterregung besteht. Hier liegt der größte Unterschied für $y_{Q=Q_{\min}}(t)$ und $y_{Q=Q_{\max}}(t)$ vor. Untersucht wird daher ebenso, ob es die zusätzliche Erhöhung des Federweges während Zustand I oder die hohen Schwingungsamplituden während Zustand II sind, die eine höhere Beanspruchung der Spannklemmen bei der Überfahrt von Schienenunebenheiten verursachen.

Ergebnisse der MKS zeigen bei einer Erregerfrequenz von 575 Hz ($L=50$ mm und $V=103,5$ km/h) und einer Riffeltiefe $T=0,07$ mm eine dynamische Radlasterrhöhung von 2,56. Auf der sicheren Seite liegend wird angenommen, dass die dynamische Radlastminderung null entspricht. Tabelle 5-4 zeigt, welche Amplituden Δy der harmonischen Verschiebung verwendet werden: Typische Einsenkungswerte liegen bei der Festen Fahrbahn bei 1,50 mm Einsenkung in der Lastachse und 0,066 mm Abhebung der Schiene. Die in SIMPACK berechnete dynamische Radlasterrhöhung von 2,56 führt damit während der Abhebewelle (Zustand I) zu einer Amplitude $\Delta y_I = 0,17$ mm und in der Lastachse zu $\Delta y_{II} = 3,84$ mm. Zusätzlich wird eine dynamische Radlasterrhöhung von 2,00 untersucht, welche zu Amplituden von $\Delta y_I = 0,13$ mm und $\Delta y_{II} = 3,00$ mm führt. Eine maximale Radlasterrhöhung von 2,00 entspricht der Anschauung, dass dynamische Radlasterrhöhung und Entlastung gleichermaßen ausfallen. In diesem Fall liegt der größtmögliche Wert bei 2,00. Andernfalls käme es während der Entlastung zum Abheben der Räder.

Tabelle 5-4 Resultierende Fußpunkterregung Δy basierend auf den Berechnungen in SIMPACK

Zustand	y_{stat} [mm]	Dynamische Radlast- erhöhung Φ [-]	Fußpunkterregung Δy [mm]
I	-0,066	2,00	-0,13
		2,56 (MKS)	-0,17
II	1,50	2,00	3,00
		2,56 (MKS)	3,84

Ausgehend vom Montagezustand ergeben sich für die Spannklemmen damit bei einer dynamischen Radlasterhöhung $\Phi=2,00$ Schwingbreiten in Höhe von 3,13 mm (=3,00 mm + 0,13 mm). Bei $\Phi=2,56$ beträgt die Schwingbreite 4,01mm (=3,84 mm + 0,17 mm). In diesem Zusammenhang sind die Anforderungen, welche durch die technischen Lieferbedingungen DBS 918 127 für Spannklemmen definiert werden, kritisch zu hinterfragen. Hier wird definiert, dass Spannelemente für Schienenbefestigungen mit einer Nennsteifigkeit $c_{\text{stat}} < 22,5$ kN/mm eine vertikale Dauerfestigkeit von 3,0 mm besitzen müssen. Dies kann als zusätzlicher Hinweis auf die hohen Anforderungen an Spannklemmen für Bereiche mit Schienenunebenheiten verstanden werden, die bislang in den Regelwerken keine Berücksichtigung finden. (DB-Standard 918 127, 2010)

5.3.2 Dämpfungseigenschaften des Modells

Als Dämpfung wird die Dissipation mechanischer Energie bezeichnet, die bei einem frei schwingenden System eine kontinuierliche Verringerung der Schwingungsamplitude und Bewegungsgeschwindigkeit bewirkt (Stelzmann et al., 2006, S. 11). Nach (Stelzmann et al., 2006, S. 78) lässt sich die Gesamtdämpfung in drei Anteile zerlegen:

- Eine innere Dämpfung bedingt durch das Material entsteht, wenn sich Materialteilchen gegeneinander bewegen bzw. umordnen
- Die innere Dämpfung bedingt durch Kontaktflächenreibung
- Die äußere Dämpfung ergibt sich durch die Reibung mit dem angrenzenden Medium (bspw. Flüssigkeiten)

Die Höhe der Dämpfung hat einen entscheidenden Einfluss auf die Schwingungsreaktion im Resonanzbereich und ist daher ein entscheidender Parameter für die Ermittlung von Spannungen in Frequenzganganalysen. Dagegen ist der Einfluss auf die Höhe der Eigenfrequenzen vernachlässigbar, wie folgender Zusammenhang zeigt (Petersen, 2001, S. 19):

$$f_{\text{eig,d}} = \sqrt{1 - D^2} \cdot f_{\text{eig}} \approx f_{\text{eig}} \quad 5-15$$

In der Formel steht $f_{\text{eig,d}}$ für die gedämpfte Eigenfrequenz, f_{eig} für die ungedämpfte Eigenfrequenz und D für den Dämpfungsgrad. Typische Werte für den Dämpfungsgrad D liegen bei unter 10 %. Eingesetzt in obige Formel 5-15 ergibt sich daraus eine vernachlässigbar kleine Abweichung bei der Berechnung der Eigenfrequenzen in den numerischen Modalanalysen:

$$f_{\text{eig,d}} = \sqrt{1 - 0,10^2} \cdot 576 \text{ Hz} = 573 \text{ Hz} \quad (-0,5\%)$$

In ANSYS Workbench besteht die Möglichkeit die Dämpfungseigenschaften über einen Dämpfungsgrad D oder über die Rayleigh-Dämpfung zu steuern. In erster Näherung kann nach (Stelzmann et al., 2006, S. 91) der Dämpfungsgrad für verschraubte Stahlteile zu $D=0,025$ angesetzt werden. Eine vergleichbare Größenordnung für den Dämpfungsgrad findet sich auch in weiteren Quellen (bspw. CADFEM GmbH, 2016a).

Ein Exkurs zur Definition der Rayleigh-Dämpfung, sowie die Berechnung der in ANSYS Workbench benötigten Rayleigh-Koeffizienten α und β ist in der Anlage 1 am Beispiel von Spannklemmen ausgeführt.

5.3.3 Weitere Randbedingungen

Die Auflagerung der Spannklemme, sowie die Steifigkeiten der angeschlossenen Federn werden analog zu den Randbedingungen der numerischen Modalanalysen in Kapitel 4.4 gewählt. Als Untersuchungsraum wird ein Frequenzbereich von 1 bis 1000 Hz gewählt.

5.3.4 Ergebnisse

Aus den experimentellen Modalanalysen ist bekannt, dass in der ersten Eigenform der Spannklemme Skl 15 die dominante Verschiebungskomponente der Schienenlängsrichtung entspricht. Die größten Auslenkungen finden dabei auf dem höchsten Punkt der Federarme (Scheitelpunkt der Bogenhöhe) statt. Demnach erfolgt

zunächst eine Auswertung des Amplitudenganges an diesem Punkt in Schienenlängsrichtung. Der Amplitudengang zeigt das Verhältnis der Amplituden der einwirkenden Verschiebung (Fußpunkterregung Δy) zur dabei entstehenden Auslenkung der Federarme (Ergebnisgröße Δx). Hieraus erkennbar ist die Überhöhung der Verformungen im Falle von Resonanz. In Abbildung 5.7 ist ein Amplitudengang für den Frequenzbereich bis 1000 Hz angetragen. Der Amplitudengang weist einen Spitzenwert bei 576 Hz auf. Das Verformungsbild bei 576 Hz entspricht der ersten Eigenform der Modalanalyse aus Kapitel 4.4.5. Im betrachteten Frequenzbereich gibt es keinen ähnlich signifikanten Spitzenwert im Amplitudengang. Da das Modell der Modalanalyse auf eine Eigenfrequenz von 576 Hz kalibriert wurde und das Modell der Frequenzganganalyse an die Modalanalyse angekoppelt ist, ist eine Ergebnisauswertung nur bei einer Frequenz gleich 576 Hz sinnvoll. Unklar ist die Genauigkeit der Ergebnisse abseits dieses kritischen Zustandes.

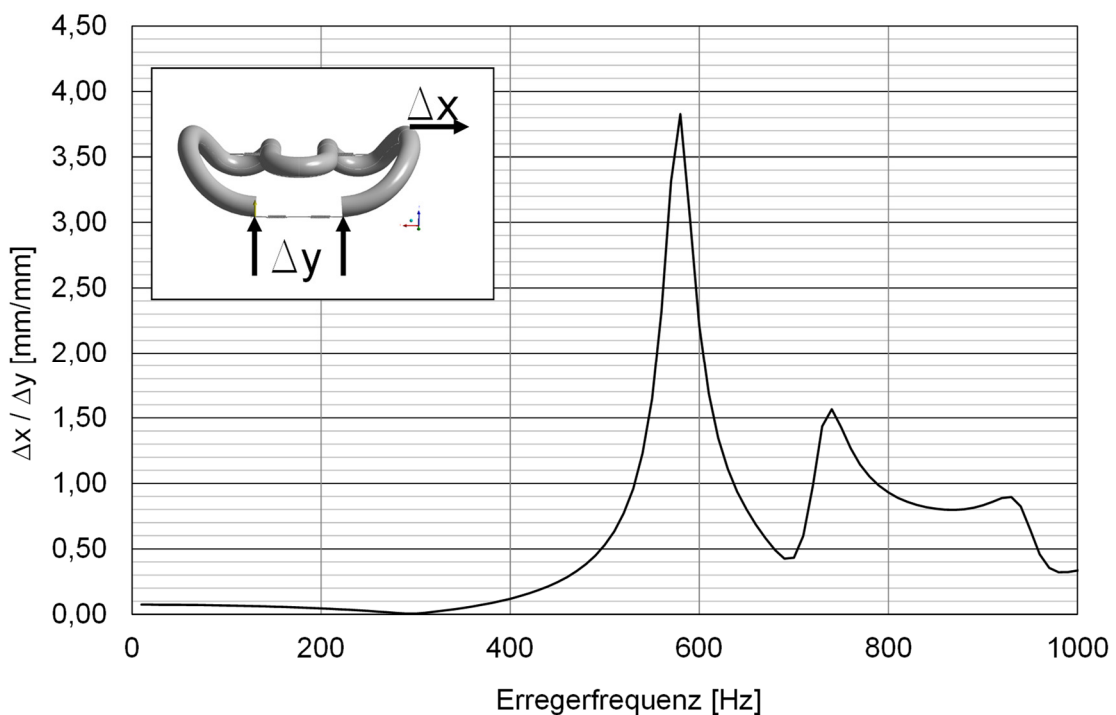


Abbildung 5.7 Amplitudengang für die vertikale Fußpunkterregung einer Skl 15 und einem Dämpfungsgrad $D=0,025$

Weiter werden die auftretenden Vergleichsspannungen bei Resonanz ($f_{\text{err}}=575$ Hz) betrachtet. Als Beispiel sei in Abbildung 5.8 der Spannungszustand bei 576 Hz und einer Fußpunkterregung $\Delta y=0,17$ mm (Zustand I, dynamische Radlasterrhöhung von 2,56) gezeigt. Gekennzeichnet ist auch der Ort der maximalen Spannung, welcher an der Oberseite der hinteren Schlaufen auftritt und bei dem die Vergleichsspannungen Werte

bis ca. 331 N/mm^2 erreichen. Der Ort der maximalen Spannung stimmt mit der Position der Rissinitiierung bekannter Schadensfälle überein (vgl. Abbildung 5.8). Die Farbskala in Abbildung 5.8 reicht aufgrund der auftretenden Singularitäten an den Aufstandspunkten der Spannklemme auf dem Schienenfuß bis 2208 N/mm^2 . Die Singularitäten sind weit genug von den hinteren Schlaufen entfernt, sodass keine Verfälschung der Ergebnisse stattfindet und eine Auswertung möglich ist.

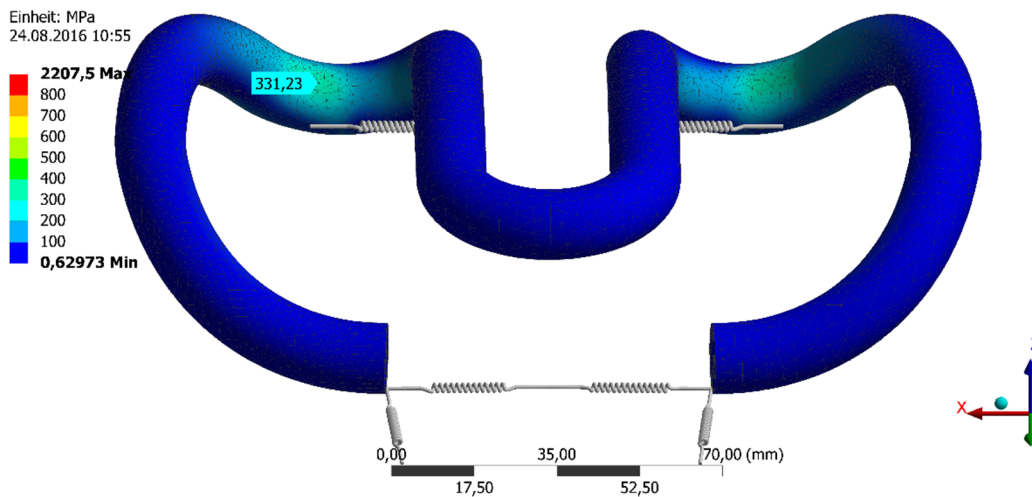


Abbildung 5.8 Vergleichsspannungen an der Skl 15 bei einer Fußpunkterregung von $0,17 \text{ mm}$ (Zustand I) und einem Dämpfungsgrad $D=0,025$; Einheit [MPa] bzw. [N/mm^2]

Es sei darauf hingewiesen, dass in diesem Modell die Auswertung der Spannungen eine untergeordnete Rolle spielt: Zum einen handelt es sich ausschließlich um die Spannungen infolge der Fußpunkterregung ohne eine Überlagerung mit der Vorspannung. Zum anderen bleiben nichtlineare Materialeigenschaften unberücksichtigt: Bei einer Fußpunkterregung von $\Delta y=3,00 \text{ mm}$ bzw. $\Delta y=3,84 \text{ mm}$ treten an der Spannklemme sehr hohe Spannungen auf, die in der Realität durch ein Fließen des Materials begrenzt werden (vgl. Anlage 3.2 und 3.3). Deshalb wird aus den Modellen der Frequenzganganalysen kein Spannungszustand exportiert, sondern der Verformungszustand während der Schwingung in der ersten Eigenform. Dieser Verformungszustand kann als Verschiebungsfeld exportiert und in ein um nichtlineare Materialeigenschaften erweitertes Modell integriert werden.

Die Verformungszustände der Spannklemme werden bei einer Erregerfrequenz von 576 Hz für die Verschiebungen $\Delta y=\{0,13 \text{ mm}; 0,17 \text{ mm}; 3,00 \text{ mm}; 3,84 \text{ mm}\}$ berechnet. Abbildung 5.9 zeigt das berechnete Verschiebungsfeld für eine Anregung $\Delta y=0,17 \text{ mm}$, bei dem für jeden Knoten des FE-Netzes ein Verschiebungsvektor berechnet wird. Durch die farbliche Kennzeichnung der Verschiebungsvektoren wird deutlich, an welchen

Stellen die maximalen Verformungen der Spannklemme auftreten. Im gezeigten Fall entstehen maximale Verschiebungen von ca. 1 mm (rote Pfeile in Abbildung 5.9). Somit ergibt sich eine Überhöhung der Amplitude von:

$$\frac{\text{max. Amplitude der Auslenkung}}{\text{vertikale Anregung}} = \frac{1,00 \text{ mm}}{0,17 \text{ mm}} \approx 5,9 \quad 5-16$$

Wendet man diesen Überhöhungsfaktor auf die Berechnung mit einer vertikalen Anregung von 3,00 mm an, ergibt sich eine theoretische maximale Amplitude der Auslenkung von etwa 17,70 mm.

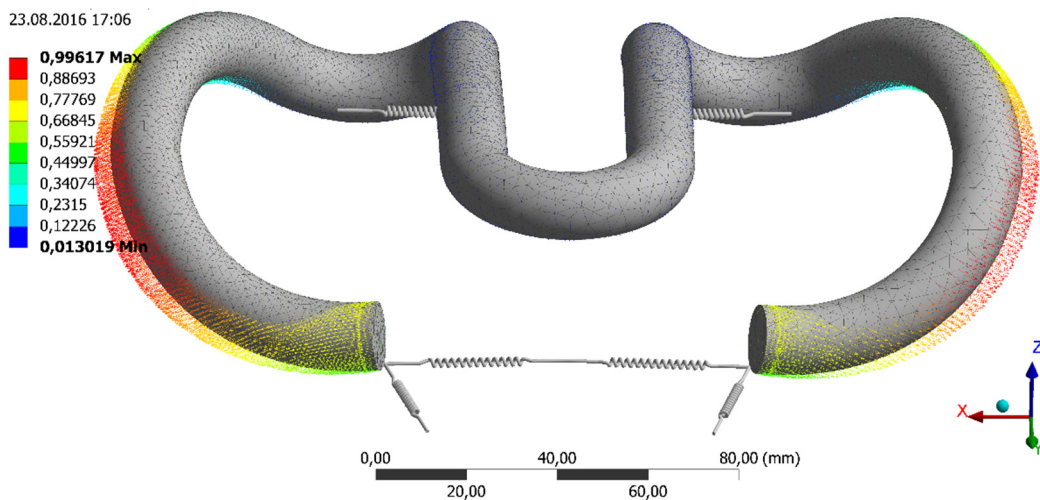


Abbildung 5.9 Verschiebungsfeld für die Skl 15 bei einer Fußpunkterregung von 0,17 mm (Zustand I) und einem Dämpfungsgrad $D=0,025$; Einheit [mm]

Grundlage der Verschiebungsfelder ist stets der Moment innerhalb eines Schwingzyklus, wenn die maximale Auslenkung der Federarme erreicht wird. Die Verschiebungsfelder werden exportiert und in ein weiteres Modell als erzwungene Verformung integriert. Das weitere Modell besitzt nichtlineare Materialeigenschaften und berücksichtigt ein Fließen des Federstahls. Spannungen werden hierdurch begrenzt, bleibende Verformungen entstehen.

5.4 Integration der Verschiebungsfelder in nichtlineare Berechnungen

5.4.1 Einführung in die Kombination quasi-statischer und dynamischer Beanspruchung

Die unter 5.3.4 berechneten Verschiebungsfelder werden als Verformung in ein weiteres Modell mit nichtlinearen Materialeigenschaften integriert. Die bis dahin betrachteten Vergleichsspannungen sind nach der Theorie von Mises gerechnet und enthalten keine Information über die Wirkrichtung der Spannungen. In diesem Fall empfiehlt es sich, mit den berechneten Verschiebungsfeldern weiter zu arbeiten und nicht die Spannungszustände zu überlagern. Neben den Verschiebungsfeldern, die in den Frequenzganganalysen berechnet werden und die Verschiebungen der ersten Eigenform unter einer definierten Fußpunkterregung ausdrücken, sind Verschiebungsfelder, die die Vorspannung der Spannklemme abbilden, notwendig. Die Verschiebungsfelder bestehen wieder aus Vektoren, die die Verschiebungen einzelner Knoten des FE-Netzes beschreiben. Werden die Vektoren aus beiden Verschiebungsfeldern aus Frequenzganganalyse und Vorspannung addiert kann für die Spannklemmen ein gesamter Verformungszustand ermittelt werden.

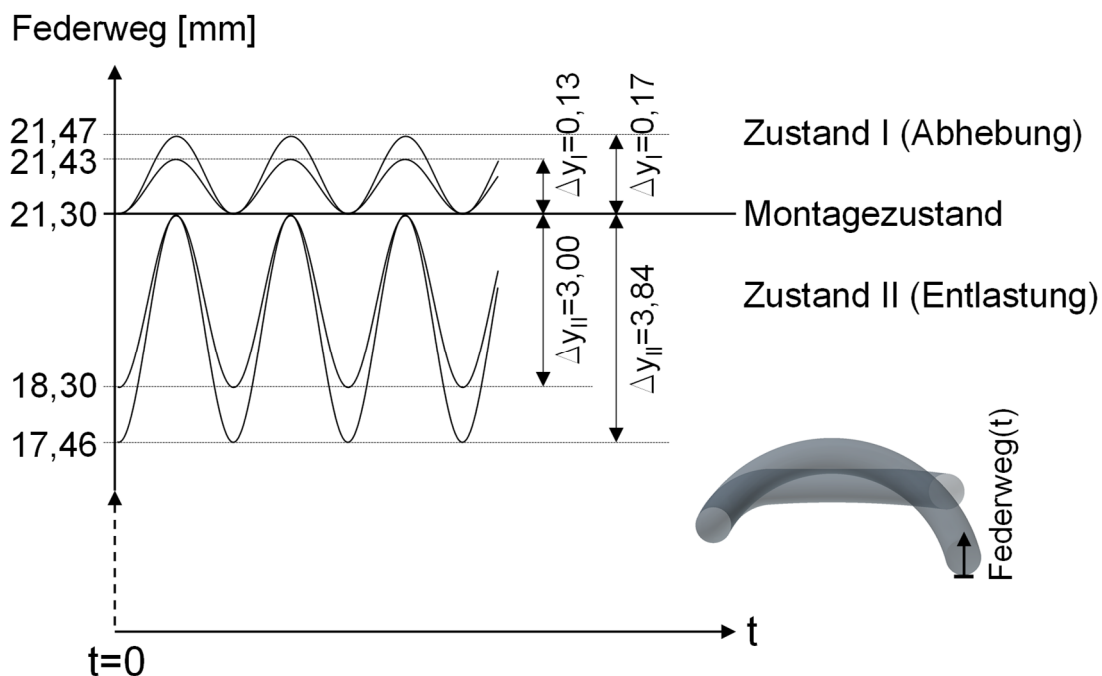


Abbildung 5.10 Auftretende Federwege im Modell der Ski 15 in unterschiedlichen Zuständen I und II und bei unterschiedlicher dynamischer Radlasterhöhung

In Abbildung 5.10 sind die notwendigen Federwege dargestellt, die zusätzlich aufgebracht werden müssen. Die Darstellung unterscheidet erneut zwischen Zustand I (Abhebewelle) und Zustand II (Entlastung der Spannklemme). Um die quasi-statische Belastung während Zustand I und II zu berücksichtigen, werden drei Verschiebungsfelder berechnet, bei denen die Federwege $f = \{17,46 \text{ mm}; 18,30 \text{ mm}; 21,30 \text{ mm}\}$ betragen. Aus der Abbildung lässt sich erkennen, welche Verschiebungsfelder \vec{V} miteinander kombiniert werden müssen: Während des Zustandes I (Abhebewelle) wird die Spannklemme bis in den Montagezustand vorgespannt (Federweg entspricht 21,30 mm). Zusätzlich wirkt eine Fußpunkterregung mit $\Delta y = 0,13 \text{ mm}$ (Dynamische Radlasterhöhung 2,00) oder $\Delta y = 0,17 \text{ mm}$ (Dynamische Radlasterhöhung 2,56). Die Kombination der Verschiebungsfelder \vec{V} entspricht demnach:

- Mit $\phi = 2,00$:

$$\vec{V}(f = 21,30) + \vec{V}(\Delta y_I = 0,13) \quad 5-17$$

- Mit $\phi = 2,56$:

$$\vec{V}(f = 21,30) + \vec{V}(\Delta y_I = 0,17) \quad 5-18$$

Im Zustand II in der Lastachse kommt es zur Entlastung und der Federweg f der quasi-statischen Belastung verringert sich. Im Falle einer dynamischen Radlasterhöhung von 2,00 schwankt der Federweg zwischen 18,30 mm und 21,30 mm. Bei einer dynamischen Radlasterhöhung von 2,56 liegt der Bereich zwischen 17,46 mm und 21,30 mm. Die Kombination der Verschiebungsfelder entspricht folglich:

- Mit $\phi=2,00$:

$$\vec{V}(f = 18,30) + \vec{V}(\Delta y_{II} = 3,00) \quad 5-19$$

- Mit $\phi=2,56$:

$$\vec{V}(f = 17,46) + \vec{V}(\Delta y_{II} = 3,84) \quad 5-20$$

5.4.2 Modellansatz zur Berücksichtigung eines nichtlinearen Materialverhaltens

5.4.2.1 Einführung

Um Aussagen über Spannungen und Dehnungen der Spannklemme unter hochfrequenten Anregungen zu treffen, wird ein realitätsnahes Materialmodell zugrunde gelegt, welches über eine bilineare Kennlinie charakterisiert wird. Da aus der Literatur keine gesicherten Materialdaten für den vorliegenden Federstahl bekannt sind, wird das Materialverhalten über Daten aus Laborversuchen und FE-Simulationen abgeleitet. Dabei wird das bilineare Materialmodell des Simulationsmodells in mehreren Iterationsschritten solange angepasst, bis Ergebnisse aus Experiment und Simulation übereinstimmen. Bei den zu variierenden Parametern handelt es sich um den E-Modul und die Streckgrenze R , ab der ein Materialfließen einsetzt und bleibende Verformungen entstehen.

5.4.2.2 Laborversuche

Bei den Laborversuchen handelt es sich um einfache, einachsiale Versuchsaufbauten zur Bestimmung der vertikalen Federkennlinie der Spannklemme Skl 15. In Abbildung 5.11 ist der Versuchsaufbau zu sehen: Die bis dahin unverformten Spannklemmen werden auf einer Winkelführungsplatte befestigt. In Abbildung 5.11 ist rechts die Prüfplatte dargestellt, die auf dem Prüfzylinder montiert ist. Der Prüfzylinder fährt weggesteuert solange vertikal nach oben, bis der Einbauzustand erreicht ist und sich ein Luftspalt zwischen Mittelschlaufe und Schienenfuß von 7 mm ergibt. Gleichzeitig werden Kraft und Weg aufgezeichnet. Die Federkennlinien von drei Spannklemmen werden für die Kalibrierung des Materialmodells herangezogen. Die drei Federkennlinien zeigen

eine ausreichende Wiederholgenauigkeit, wie es in dem rechten Diagramm der Abbildung 5.11 erkennbar ist.

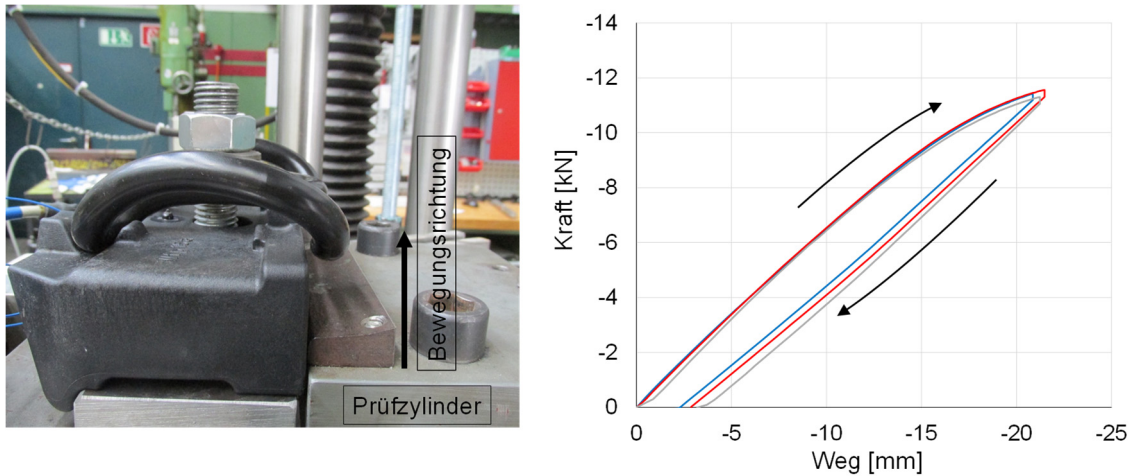


Abbildung 5.11 Bestimmung der vertikalen Federkennlinie einer Spannklemme Skl 15 im Labor

5.4.2.3 FE Modell

Zur Nachbildung des oben beschriebenen Laborversuches, wird ein statisch-mechanisches Modell in ANSYS Workbench erstellt und das Materialmodell iterativ solange angepasst, bis Ergebnisse aus Simulation und Experiment übereinstimmen. Das Modell besteht aus zwei Körpern: Der Geometriedatei einer Spannklemme Skl 15 und einem einfachen Balken, der als Lagerung der Spannklemme dient. Während der Balken an seiner Unterseite vollständig fixiert ist, d.h. alle Verschiebungen und Rotationen festgehalten sind, werden die Randbedingungen für die Spannklemme an der flachen Prägung (gelbe Markierung in Abbildung 5.12) der Mittelschlaufe aufgebracht. Auch hier wird mit einer vollständigen Fixierung gearbeitet. Zwischen dem Balken und der Spannklemme werden reibungsfreie Kontakte definiert. An den beiden Enden des Federdrahtes wird die Last als zeitabhängige Größe in das System geleitet. In der transienten Analyse wird die eingeleitete Last zunächst schrittweise erhöht, bis ein Maximum von 11,3 kN erreicht wird und anschließend schrittweise bis zur vollständigen Entlastung reduziert. Die maximale Last von 11,3 kN entspricht der durchschnittlichen Last, die in den Laborversuchen benötigt wurde, um den Montagezustand der Spannklemme gemäß Herstellerzeichnung zu erreichen (vgl. maximale Last der Federkennlinien in Abbildung 5.11).

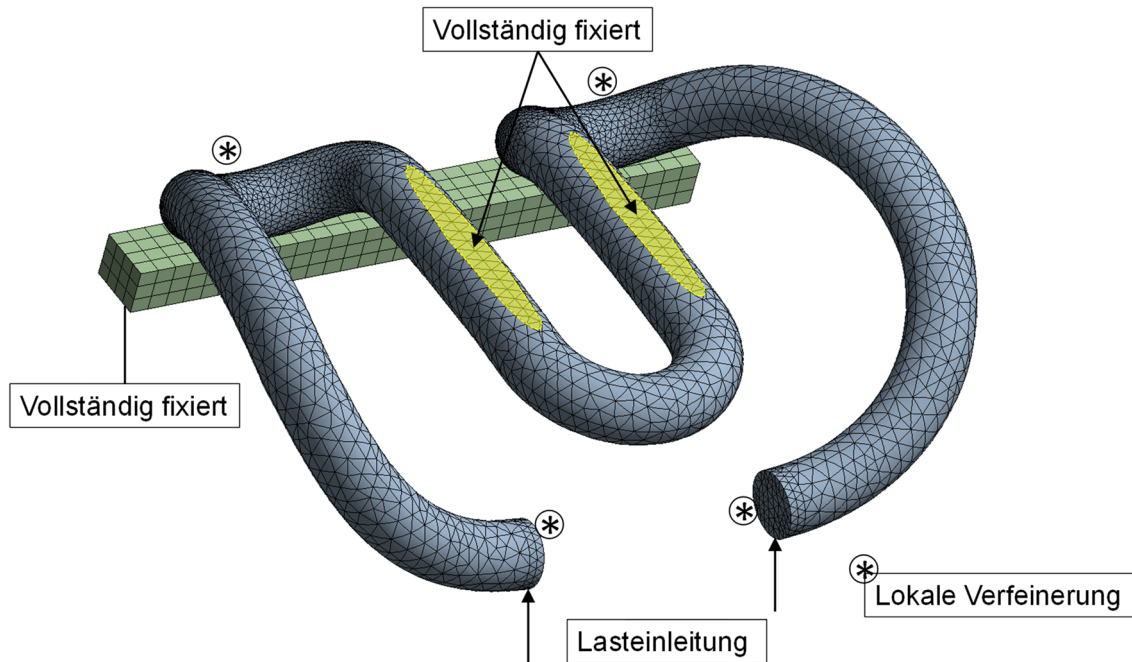


Abbildung 5.12 Darstellung des FE-Modells zur Bestimmung eines geeigneten Materialmodells für die Spannklemme SKI 15

Obwohl Hexaeder-Elemente aufgrund der besseren Verteilung der Integrationspunkte genauere Ergebnisse erzielen, wird die Spannklemme mit Tetraeder-Elementen vernetzt. Aufgrund der gebogenen Form und der kontinuierlichen Krümmungswechsel der Spannklemme, kann die Geometrie über Tetraeder besser angepasst werden. Dadurch ist eine geringere Elementzahl erforderlich. Um dennoch genaue Ergebnisse zu berechnen, werden Stellen mit hohen Spannungsgradienten feiner vernetzt: Dies wird durch die lokale Verfeinerung an den hinteren Schlaufen und den Stellen der Lasteinleitung erreicht. Der vollständig fixierte Balken dient lediglich zur Lagerung der Spannklemme und bleibt verhältnismäßig grob vernetzt.

5.4.2.4 Ergebnisse

Die Kombination aus E-Modul und Streckgrenze R wird solange angepasst, bis der Verlauf der numerischen und experimentell bestimmten Federkennlinie eine akzeptable Übereinstimmung erreicht. Wie Abbildung 5.13 zeigt lässt sich mit der Kombination $E = 210.000 \text{ N/mm}^2$ und $R = 1.300 \text{ N/mm}^2$ das Materialverhalten gut annähern. Für die weiteren Berechnungen in ANSYS Workbench wird daher das Materialmodell entsprechend angepasst. Weitere gerechnete Varianten befinden sich in Anlage 3.4.

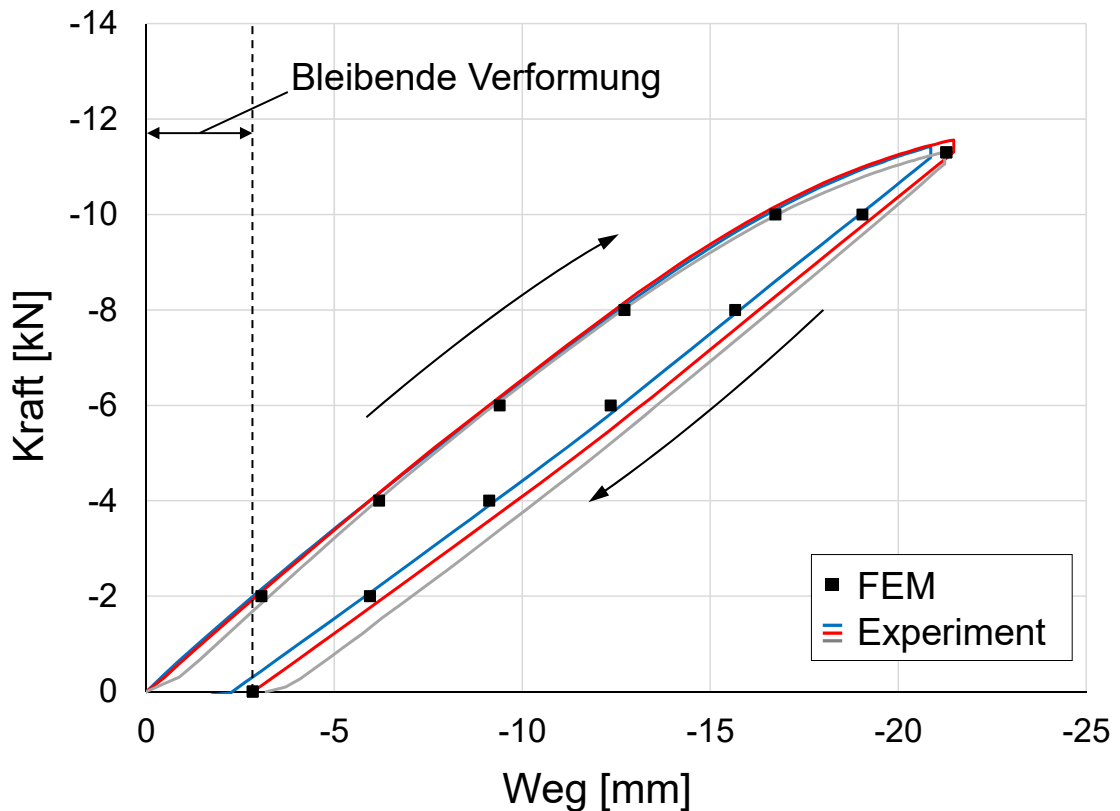


Abbildung 5.13 Ergebnisse aus der Simulation (FEM) und den Laborprüfungen (Experiment) im Vergleich

5.4.2.5 Bewertung der Lösung

Im Rahmen der Forschungsarbeit konnte ein nichtlineares Materialmodell hergeleitet werden, das im Bereich der üblich auftretenden Federwege der Spannklemme eine gute Übereinstimmung mit Werten aus Laborprüfungen zeigt. Mit den Werten für E und R liegen zudem Werte vor, die den Angaben von Herstellern für Federstahl nahe kommen: (Gutekunst + Co.KG, 2016) und (Stahl-Becker GmbH, 2016) geben den Bereich für die Zugfestigkeit für ihre verschiedenen Federstahlprodukte mit 1250 bis 2200 N/mm² an.

5.4.3 Spannungen bei Kombination der Verschiebungsfelder

Nachdem ein geeignetes Materialmodell gefunden wurde, können die kombinierten Verschiebungsfelder aus quasi-statischer Vorspannung und den dynamischen Verformungen der Frequenzganganalyse auf die Spannklemmen aufgebracht werden. Abbildung 5.14 zeigt die auftretenden von Mises-Vergleichsspannungen während des Zustandes I und einer dynamischen Radlasterhöhung $\phi=2,56$. Der Zustand I setzt sich

aus einer Kombination der beiden Verschiebungsfelder $\vec{V}(f = 21,30)$ und $\vec{V}(y = 0,17)$ zusammen.

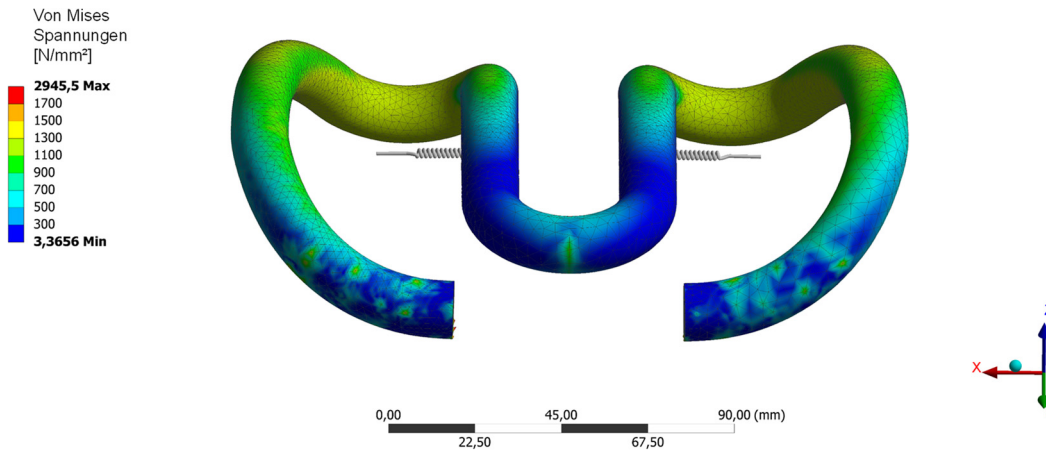


Abbildung 5.14 Vergleichsspannungen bei Überlagerung der Verschiebungsfelder für eine Vorspannung $f=21,30$ mm und einer vertikalen Anregung $\Delta y=0,17$ mm (Zustand I, Abhebung); Dämpfungsgrad $D=0,025$

In Abbildung 5.15 sind die Vergleichsspannungen des Zustandes II bei einer dynamischen Radlasterhöhung von $\phi=2,56$ ($\vec{V}(f = 17,46) + \vec{V}(y = 3,84)$) dargestellt.

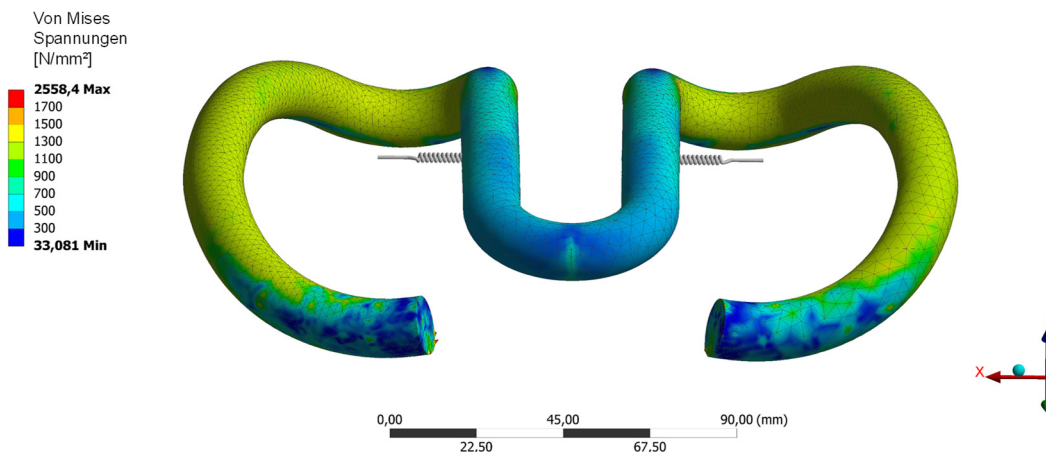


Abbildung 5.15 Vergleichsspannungen bei Überlagerung der Verschiebungsfelder für eine Vorspannung $f=17,46$ mm und einer vertikalen Anregung $\Delta y=3,84$ mm (Zustand II); Dämpfungsgrad $D=0,025$

Aus den Ergebnissen wird deutlich, dass sich durch eine Anregung der Spannklemmen im Bereich der ersten Eigenfrequenz Spannungen ergeben, die die Streckgrenze des Materials überschreiten. In den dargestellten Spannungsbildern ist die Farbskala so

gewählt, dass Flächen mit einer Spannung größer 1300 N/mm^2 gelb erscheinen. Dieser Wert entspricht der in Kapitel 5.4.2 ermittelten Streckgrenze $R=1300 \text{ N/mm}^2$, bei der es zur Plastifizierung des Materials kommt. In den Abbildung 5.16 und Abbildung 5.17 werden nur die Elemente angezeigt, deren mittlerer Spannungswert über der Streckgrenze R liegt. Deutlich erkennbar ist, dass es in beiden betrachteten Zuständen I und II zu plastischen Verformungen kommt, die jedoch im Zustand II (Abbildung 5.17) stärker ausgeprägt sind. Hier beginnen große Teile des Federarmes zu plastifizieren.

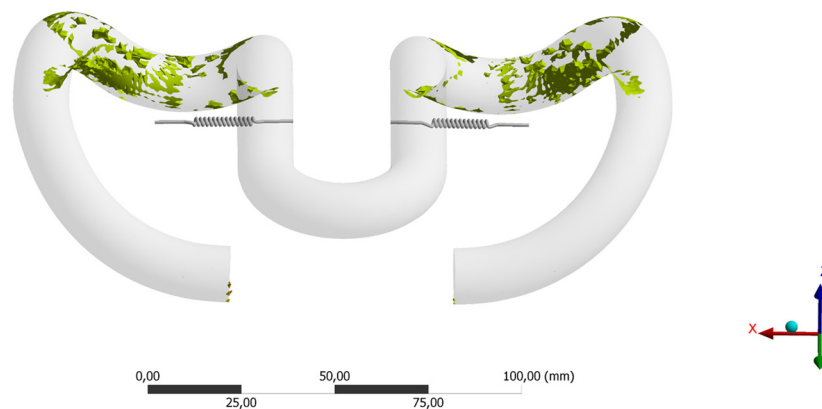


Abbildung 5.16 Vergleichsspannungen bei Überlagerung der Verschiebungsfelder für eine Vorspannung $f=21,30 \text{ mm}$ und einer vertikalen Anregung $\Delta y=0,17 \text{ mm}$ (Zustand I, Abhebung); Dämpfungsgrad $D=0,025$; Darstellung der Elemente mit Materialfließen

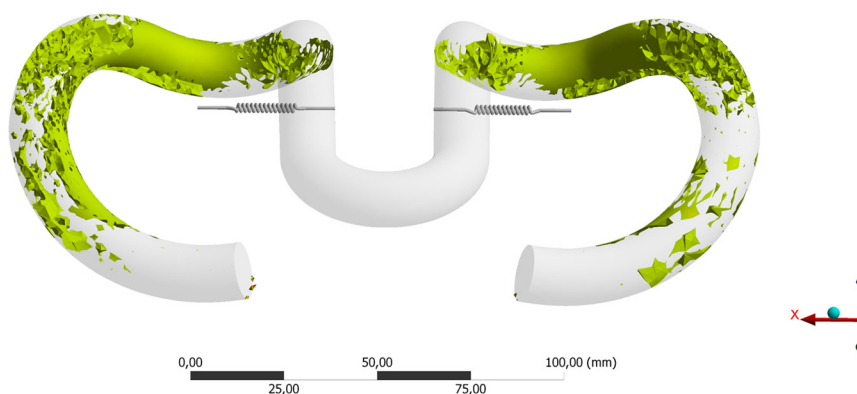


Abbildung 5.17 Vergleichsspannungen bei Überlagerung der Verschiebungsfelder für eine Vorspannung $f=17,46 \text{ mm}$ und einer vertikalen Anregung $\Delta y=3,84 \text{ mm}$ (Zustand II); Dämpfungsgrad $D=0,025$; Darstellung der Elemente mit Materialfließen

Den Simulationsergebnissen zufolge tritt somit die höhere Beanspruchung während des Zustandes II auf. Hier wird die Spannklemme zwar zunächst entlastet (Federweg $f < 21,30$ mm), jedoch weist die Fußpunkterregung größere Schwingungsamplituden auf. Entscheidend für die höhere Beanspruchung der Spannklemmen ist also nicht der erhöhte vertikale Federweg infolge einer dynamischen Radlasterrhöhung bei Schienenunebenheiten, sondern die Kippbewegung der Federarme während der ersten Eigenform.

Da für den vorliegenden Federstahl keine Dauerfestigkeitskurven oder Werte für die Bruchdehnung vorliegen, erfolgt keine Aussage zur Ermüdung bzw. Materialversagen infolge der hier vorgestellten Belastung. Nichtsdestotrotz wird festgehalten, dass in den numerischen Simulationen die Spannklemmen durch die hochfrequenten Anregungen derart stark verformt werden, dass große Teile der Federarme plastifizieren. Dabei handelt es sich allgemein um einen Zustand, den es zu vermeiden gilt. Daneben führen die plastischen Verformungen dazu, dass die Spannklemme nach dieser Beanspruchung eine reduzierte Niederhaltekraft aufweist.

Der Ort mit den maximalen Spannungen liegt an der Oberseite der hinteren Schlaufen und entspricht der Position der Rissinitiierung bekannter Schadensfälle. Deutlich zu sehen ist der Ort der maximalen Spannung in Abbildung 5.18, bei der die Farbschattierung so gewählt ist, dass die Spannungsspitzen an den hinteren Schlaufen deutlich hervorgehoben werden. Die Höhe der Spannungen, die abhängig von der gewählten Amplitude der Anregung sind und aufgrund der fehlenden Daten zur Dauerfestigkeit nicht eingeordnet werden können, wird an dieser Stelle vernachlässigt. Die Abbildung dient lediglich dazu, den Ort einer möglichen Rissinitiierung infolge Resonanzversagens zu kennzeichnen. Die unterschiedlichen Positionen einer Rissinitiierung bei verschiedenen Lastfällen (vertikale, laterale und longitudinale Beanspruchungsrichtung oder Versagen infolge von Resonanz) werden in Kapitel 7 näher untersucht.

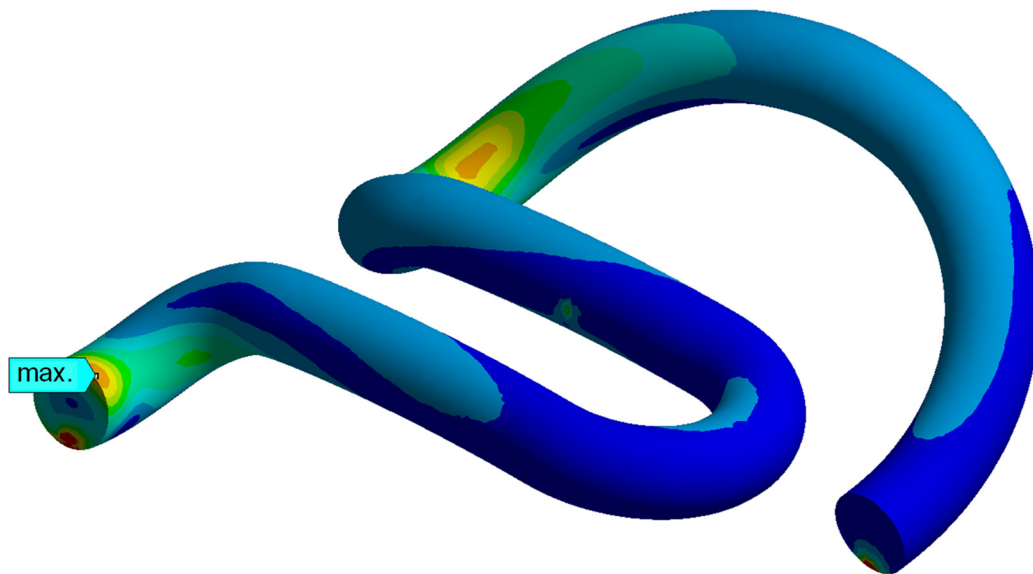


Abbildung 5.18 Ort der maximalen Spannung infolge von Resonanz (erste Eigenfrequenz bei einer Spannklemme Skl 15)

Die These, dass in der Vergangenheit Spannklemmen infolge Resonanz gebrochen sind, kann ohne Daten zur Bruchgrenze des Materials an dieser Stelle nicht endgültig bestätigt werden. Jedoch deuten die Simulationsergebnisse deutlich auf eine Schädigung hin und lassen eine frühzeitige Ermüdung vermuten.

5.5 Kritische Auseinandersetzung mit den Ergebnissen und der Methodik

Kapitel 5.4.3 zeigt die Entwicklung einer Methodik, die es ermöglicht die Ergebnisse von linearen Frequenzganganalysen in nichtlineare statische Berechnungen zu integrieren. Hierfür werden in den einzelnen Teilmodellen Verschiebungsfelder berechnet, die aufsummiert in ein weiteres Modell mit nichtlinearen Materialeigenschaften integriert werden. Aus der Kombination der Verformungszustände wird schließlich ein Spannungszustand ermittelt, der die mechanische Beanspruchung der Spannklemmen zeigt. Für die vorliegende Spannklemme Skl 15 stellte sich dabei heraus, dass durch die Kombination aus Vorspannung und Eigenform Spannungen oberhalb der Fließgrenze entstehen. Die höhere Beanspruchung findet dabei nicht während der Abhebewelle vor und nach den Lastachsen statt, sondern während der Entlastung in der Lastachse, wenn die größten Schwingungsamplituden wirken. Eine Aussage zur Materialermüdung kann aufgrund fehlender Daten zur Dauerfestigkeit nicht getroffen werden. Die verwendeten

Amplituden der Fußpunkterregung wurden aus dem linearen Zusammenhang zwischen (dynamischer) Radlast und Schieneneinsenkung abgeleitet. Bei einer dynamischen Betrachtung resultiert jedoch aus der Massenträgheit der Schiene eine zusätzliche Kraft, welche der dynamischen Radlast entgegenwirkt und somit die Bewegung der Schiene reduziert. Dadurch reduzieren sich auch die Amplituden der Fußpunkterregung. Dennoch wird festgehalten, dass alle vier unterschiedlich gewählten Amplituden auf ein identisches Ergebnis hindeuten und zwar, dass es im Falle von Resonanz zu plastischen Verformungen an der Spannklemme kommt. Dies gilt auch für eine Fußpunkterregung mit vergleichsweise geringer Amplitude von 0,13 mm. Weitere Unsicherheiten bei den Eingangsgrößen der Simulation bestehen beim Dämpfungsgrad, welcher einen maßgeblichen Einfluss auf die Höhe der Schwingungsamplituden und letztlich auf die auftretenden Spannungen hat. Der gewählte Dämpfungsgrad von 2,5 % für verschraubte Stahlteile lässt sich mehrfach in der Literatur finden (z.B. (Stelzmann et al., 2006, S. 91; CADFEM GmbH, 2016a).

Theoretisch gehen bei einem ungedämpften System im Resonanzfall die Schwingungsamplituden gegen unendlich. Da die FEM für diesen Fall keine konvergente Lösung erstellen kann, limitieren Programme wie ANSYS Workbench die Schwingungsamplituden selbstständig. Der in Kapitel 5.3.2 verwendete Wert für den Dämpfungsgrad ist aus der Fachliteratur recherchiert und findet sich in verschiedenen Quellen wieder. Doch auch andere Modellansätze und Abschätzungen des Dämpfungsgrades sind denkbar: Über das logarithmische Dekrement lassen sich beispielsweise anhand von Messergebnissen aus Laborprüfungen Dämpfungseigenschaften experimentell bestimmen. Da für die Spannklemme Skl 15 bereits Daten zum Schwingungsverhalten aus experimentellen Modalanalysen vorliegen, ist eine Definition der Dämpfung über das logarithmische Dekrement Δ möglich.

Nach (Petersen, 2001, S. 19) definiert sich das logarithmische Dekrement Δ bei einer abklingenden Schwingung als natürlicher Logarithmus des Quotienten zweier Schwingungsmaxima (y_0 und y_N) dividiert durch die Anzahl n der abklingenden Schwingungszyklen (Petersen, 2001, S. 19):

$$\Delta = \frac{1}{n} \cdot \ln \frac{y_0}{y_N} \quad 5-21$$

Abbildung 5.19 zeigt die Definition der Parameter n , y_0 und y_N am Beispiel einer Messkurve aus den experimentellen Modalanalysen an einer Ski 15.

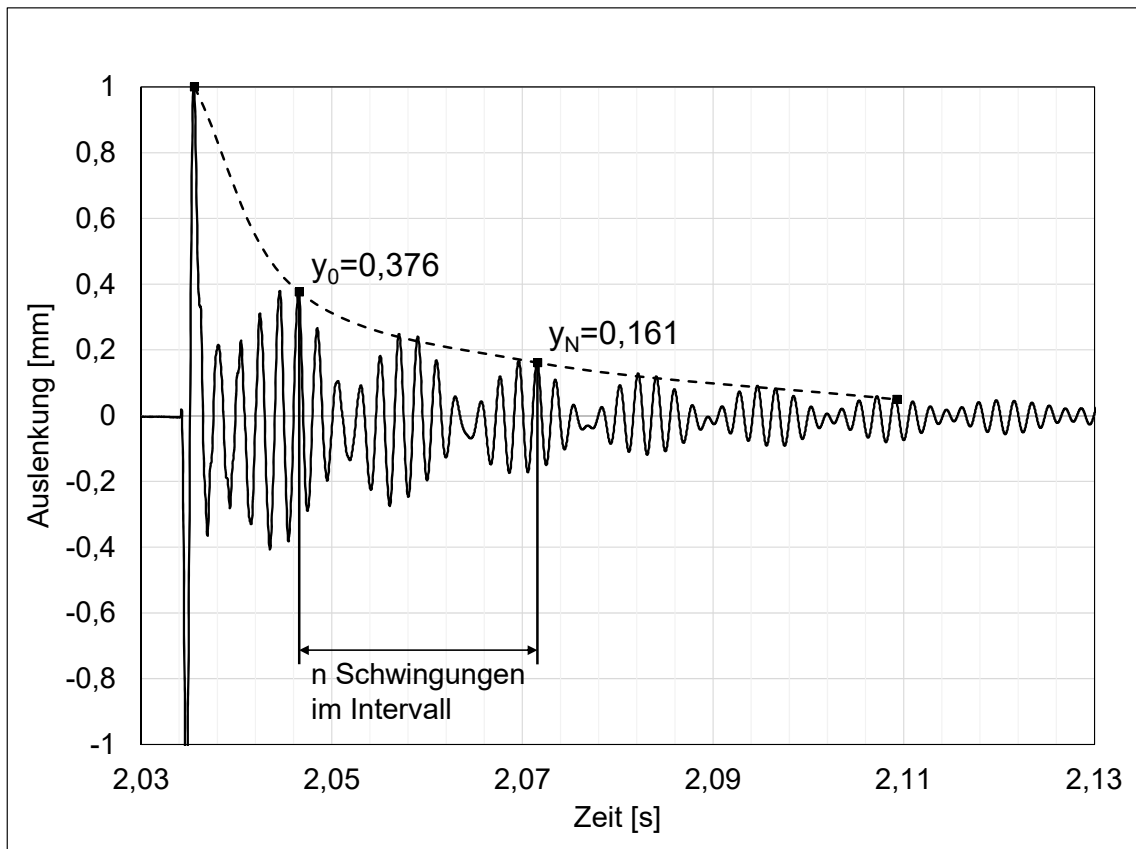


Abbildung 5.19 Messkurve aus den experimentellen Modalanalysen mit Parameterdefinition zur Berechnung des logarithmischen Dekrements

In dem Beispiel ergibt sich ein logarithmisches Dekrement von:

$$\Lambda = \frac{1}{12} \cdot \ln \frac{0,376}{0,161} = 0,0707 \quad 5-22$$

Der Dämpfungsgrad D lässt sich nach (Petersen, 2001, S. 19) dann wie folgt über das logarithmische Dekrement ermitteln:

$$D = \frac{\Lambda}{2 \cdot \pi} \quad 5-23$$

Der Dämpfungsgrad D kann direkt in ANSYS Workbench eingegeben werden. Im Beispiel oben ergibt sich ein Dämpfungsgrad von:

$$D = \frac{0,0707}{2 \cdot \pi} = 0,011 \quad 5-24$$

Die Höhe des logarithmischen Dekrements variiert von Messreihe zu Messreihe und je nachdem an welcher Stelle die Werte für y_0 und y_N abgegriffen werden. Werden drei Messreihen mit unterschiedlichen Sensorpositionen zugrunde gelegt und dabei Λ jeweils über zwei unterschiedliche Zeitschritte bestimmt, ergibt sich im Mittel ein $\Lambda=0,0531$. Mit diesem Mittelwert für das logarithmische Dekrement berechnet sich ein mittlerer Dämpfungsgrad von $D=0,008$.

Überträgt man diesen Dämpfungsgrad auf das Modell aus Kapitel 5.4 erhöhen sich die Spannungen deutlich. In Abbildung 5.20 sind die Ergebnisse für einen Amplitudengang aus den numerischen Frequenzganganalysen dargestellt, wenn der Dämpfungsgrad variiert wird. Die Anregung erfolgte in der Darstellung stets in vertikaler Richtung mit einer Amplitude von $\Delta y=3,00$ mm. Die Ergebnisse zeigen die maximale Auslenkung des Scheitelpunktes in der Mitte des Federarmes für die Bewegungsrichtung in Schienenlängsrichtung. Deutlich zu sehen ist, wie die Variation des Dämpfungsgrades zu unterschiedlichen Überhöhungen der Bewegung im Falle von Resonanz führt. Eine Kalibrierung des Simulationsmodells hinsichtlich der dargestellten Punktauslenkung kann an dieser Stelle nicht erfolgen, da in den experimentellen Modalanalysen mit einem Impulshammer keine definierte Anregungsamplitude erzeugt wird.

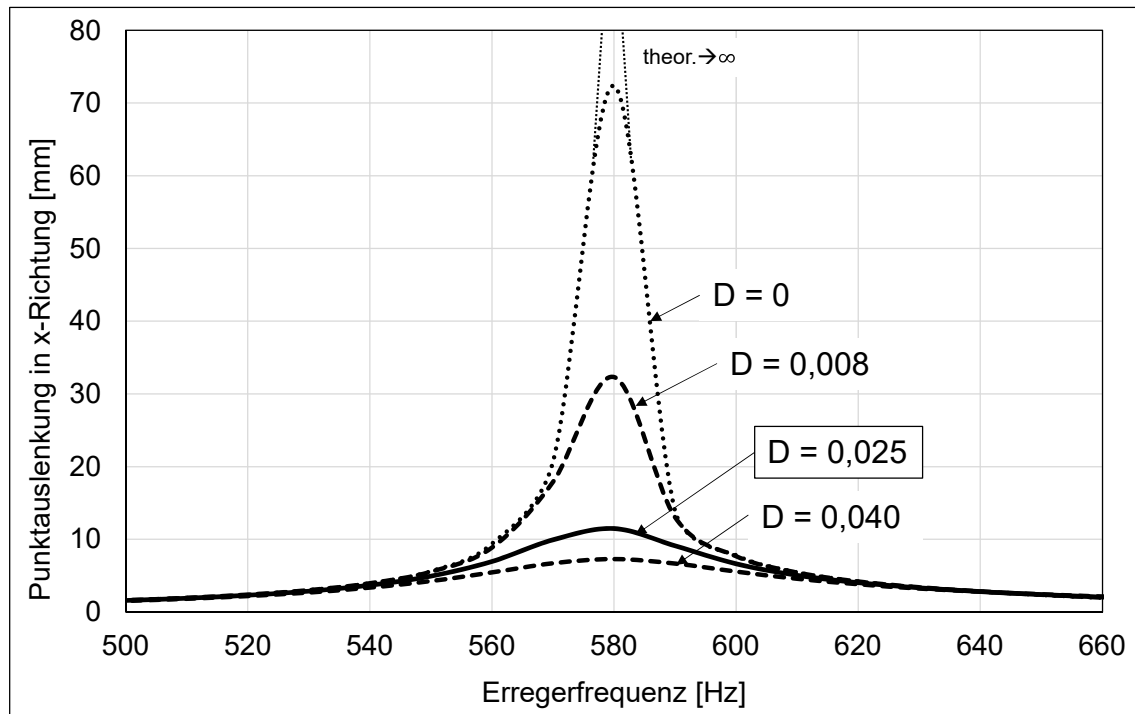


Abbildung 5.20 Amplitudengang des Punktes mit der maximalen Auslenkung in x-Richtung bei einer vertikalen Anregung von 3,00 mm. Dargestellt sind die Ergebnisse bei unterschiedlichen Dämpfungsgraden

Für die Verwendung eines Dämpfungsgrades $D=0,008$ spricht, dass er nicht auf Anhaltswerten aus der Literatur beruht, sondern tatsächlich gemessen wurde. Andererseits fand die Anregung über einen Hammerschlag direkt auf die Federarme statt und nicht als Fußpunkterregung an der Kontaktfläche zur Schiene. Die höheren Werte aus der Literatur gelten jedoch nicht für vorgespannte Systeme. Welcher Dämpfungsgrad tatsächlich vorliegt kann nur durch weitere Forschung bestimmt werden. Eine Messung der Amplituden bei Resonanz in Betrieb wäre hierzu erforderlich. Unbestritten ist, dass in den Ausführungen oben mit einem Dämpfungsgrad von 2,5 % der vergleichsweise günstigere Fall gewählt wurde. Dennoch zeigen sich bereits hier starke plastische Verformungen und ein Spannungszustand, den es zu vermeiden gilt.

Um die genaue Höhe der Dämpfung und der Spannungen im Resonanzfall zu bestimmen, besteht weiterer Forschungsbedarf. Sicher ist jedoch, dass selbst bei einem günstig gewählten Wert für den Dämpfungsgrad $D=0,025$ (nach den Anhaltswerten von (CADFEM GmbH, 2016a) sind Größenordnungen bis zu 4 % üblich) Spannungen oberhalb der Dauerfestigkeit auftreten und zu einem frühzeitigen Versagen der Spannklemme führen. Für dieses Szenario sollen im Folgenden konstruktive Maßnahmen untersucht werden, die das Schwingungsverhalten der Spannklemmen anpassen und zu einer Vermeidung von Resonanzversagen führen sollen.

6 Schwingungstechnische Optimierung von Spannklemmen

6.1 Allgemeine Strategien für eine schwingungstechnische Auslegung

Dieses Kapitel zeigt potentielle Strategien zur Beeinflussung der Eigenfrequenzen von vorgespannten Spannklemmen, um eine Schädigung der Befestigung infolge von Resonanzen zu vermeiden. Grundlage hierfür stellen die numerischen Modelle aus Kapitel 4 dar, die das Schwingungsverhalten der Skl 15 simulieren.

In Abbildung 6.1 ist für einen Einmassenschwinger die idealisierte Schwingungsantwort in Form eines Amplitudenganges dargestellt. Deutlich erkennbar ist der Spitzenwert der Kurve bei einer Frequenz von 1 Hz, bei der die Eigenfrequenz dieses beispielhaften Einmassenschwingers liegt, und bei dem es zu stark überhöhten Schwingwegen kommt. Ziel einer schwingungstechnischen Optimierung ist, dass im Betrieb auftretende Erreger- und Eigenfrequenzen nicht zusammenfallen und somit überhöhte Schwingwege verhindert werden.

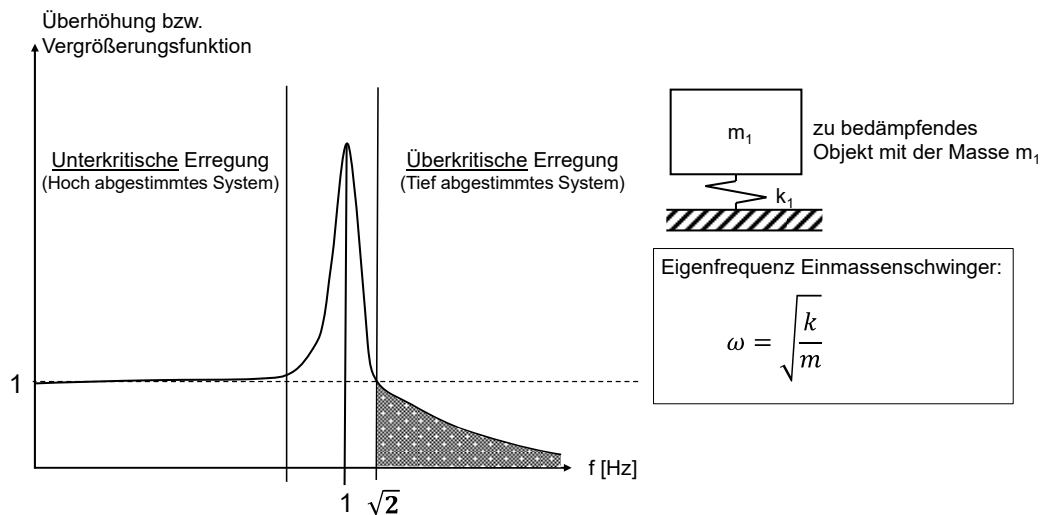


Abbildung 6.1 Allgemeine Strategien zur Schwingungsreduzierung, in Anlehnung an (Petersen, 2001, S. 45)

Wird die Eigenfrequenz des Systems so eingestellt, dass die Erregerfrequenzen mit ausreichendem Abstand unter der Eigenfrequenz liegen, spricht man von einer unterkritischen Erregung. Das System ist demnach hoch abgestimmt. Ein System, dessen Eigenfrequenz mit ausreichendem Abstand unter den Erregerfrequenzen liegt,

wird als tief abgestimmtes System bezeichnet. Die Erregung ist dann überkritisch. Als ausreichender Abstand wird dabei häufig ein Faktor von $\sqrt{2}$ angesetzt, da hier für ein tief abgestimmtes System der Verlauf einer idealisierten Vergrößerungsfunktion unter den Wert „1“ sinkt (vgl. Abbildung 6.1).

Sollte an einem System eine schwingungstechnische Optimierung durchgeführt werden, um dieses entweder hoch oder tief abzustimmen, kann dies sowohl über die Beeinflussung der Erreger-, als auch der Eigenfrequenzen erfolgen. Die Erregerfrequenzen infolge von Unebenheiten im Rad-Schiene-Kontakt sind durch den Abstand der periodischen Unebenheiten zueinander und der Fahrgeschwindigkeit definiert und können nur schwer beeinflusst werden. Denkbar wäre die Einrichtung von Langsamfahrstellen an Streckenabschnitten mit starker Riffelbildung oder eine Fehlerbeseitigung durch Reprofilierung der Schienen.

Zur Beeinflussung der Eigenfrequenzen der Spannklemme müssen Maßnahmen an der Schienenbefestigung selbst vorgenommen werden. Gegen die Senkung der Eigenfrequenzen der Spannklemmen (tief abgestimmtes System) spricht, dass im niederfrequenten Bereich zahlreiche weitere Erregerfrequenzen auftreten, die dann für die schwingungstechnische Auslegung der Spannklemme relevant werden. Als Beispiel sei hier die Schwingungsanregung, welche sich aus dem Stützpunktstand und der damit verbundenen unterschiedlichen Schieneneinsenkung definiert, genannt. Daraus folgend wird für Spannklemmen eine hohe Abstimmung (Eigenfrequenzen erhöhen) empfohlen.

In Abbildung 6.1 wird auch gezeigt, wie sich die Eigenfrequenz für den einfachsten Fall eines Einmassenschwingers berechnen lässt. Die Berechnungsformel zeigt, dass die Eigenfrequenz von dem Verhältnis der Steifigkeit k der Auflagerung zur Masse m des Einmassenschwingers abhängig ist. Wie sich in den folgenden Abschnitten zeigt, lässt sich dieser physikalische Zusammenhang auf die Spannklemmen übertragen und eine Veränderung der Eigenfrequenzen kann sowohl über eine veränderte Massenbelegung, als auch eine veränderte Auflagerung der Spannklemme realisiert werden.

6.2 Veränderung der Massenbelegung von Spannklemmen

6.2.1 Anhaften zusätzlicher Massen

Wie in Kapitel 6.1 beschrieben, beeinflusst die Massenbelegung eines Bauteils die Höhe der Eigenfrequenzen. Um die Eigenfrequenzen des Bauteils zu erhöhen, ist nach der oben vorgestellten Formel eine Reduktion der Masse nötig. Dies ist kritisch zu sehen, da damit die Festigkeiten der Spannklemme negativ beeinflusst werden.

Die einfachste Möglichkeit die Massenbelegung zu ändern, ist das Anbringen von zusätzlichen Massen auf der Oberfläche der Spannklemme, wodurch jedoch eine Senkung der ersten Eigenfrequenz erwartet wird. Inwieweit diese Maßnahme eine Wirkung erzielt und welche Rolle die Höhe der zusätzlich aufgebrauchten Masse spielt, lässt sich durch eine stark vereinfachende analytische Berechnung abschätzen, die in Anlage 4.1 vorgestellt wird. Die Ergebnisse der analytischen Berechnung finden sich in Abbildung 6.2 als gestrichelte Linie wieder.

Die analytische Betrachtung wurde durch eine numerische Simulationsrechnung am kalibrierten Modell der Ski 15 ergänzt. Hier können verschiedene Positionen der zusätzlich aufgebrauchten Massen berücksichtigt werden. Die Massen wurden in ANSYS Workbench als Punktmassen ohne Volumen definiert. Die Wirkung der Maßnahme ist in Abbildung 6.2 dargestellt.

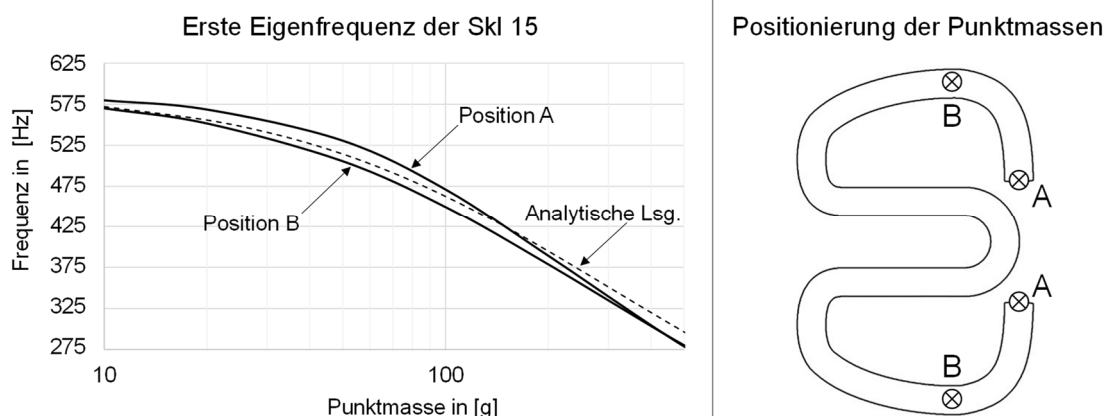


Abbildung 6.2 Einfluss zusätzlich anhaftender Massen auf die Höhe der ersten Eigenfrequenz einer Ski 15. Ergebnisse aus Simulationen in ANSYS und einer stark vereinfachenden analytischen Berechnung.

In Abbildung 6.2 sind drei Kurven gezeichnet, die die Höhe der ersten Eigenfrequenz in Abhängigkeit einer Punktmasse beschreiben. Die Kurven, die als „Position A“ und

„Position B“ bezeichnet sind, beziehen sich auf unterschiedliche Anordnungen der Punktmasse (vgl. rechte Seite der Abbildung). Die gestrichelte Linie stellt den Verlauf der analytischen Lösung dar. Der progressive Verlauf aller Kurven zeigt, dass es erst durch vergleichbar hohe zusätzliche Massen zu einer deutlichen Verschiebung der ersten Eigenfrequenz kommt. Eine Verschiebung der Eigenfrequenzen um 100 Hz nach unten, benötigt bereits etwa 100 g zusätzlich aufgebracht Masse je Federarm. Dies entspricht etwa einem Drittel der Masse eines Federarmes. Die Ergebnisse bestätigen auch die Beobachtung aus Kapitel 4.3, in dem gezeigt wurde, dass die geringe Sensormasse der verwendeten Beschleunigungsaufnehmer zu keiner entscheidenden Verfälschung der Messergebnisse führt.

Die Position der zusätzlich anhaftenden Massen beeinflusst deren Wirksamkeit. Eine Anordnung ist grundsätzlich an den Positionen mit der größten Auslenkung sinnvoll, da hier durch die zusätzlichen Massen die größten Drehmomente entstehen. In Abbildung 6.2 sind die beiden Varianten dargestellt, die untersucht wurden. Position A befindet sich am Ende der Federarme, Position B ist im Schwingungsbauch des Federarms definiert. Dass beide Anordnungen eine vergleichbare Wirkung erzielen, kann über das Verhältnis der Drehmomente gezeigt werden, welches die zusätzlichen Massen erzeugen.

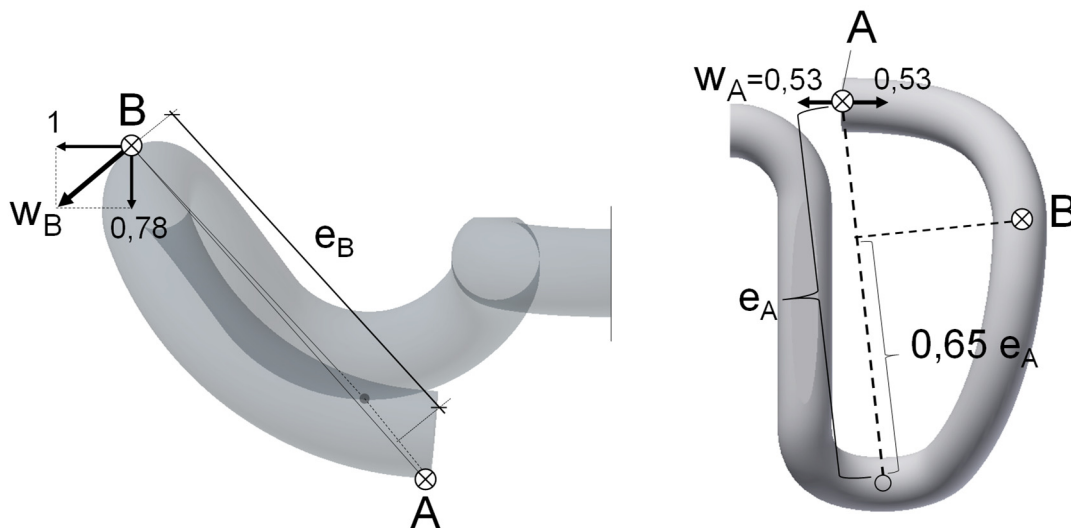


Abbildung 6.3 Kinematik der Federarme zur Ermittlung der Drehmomente für zusätzlich anhaftende Massen in Punkt A und Punkt B

In Abbildung 6.3 wird die Kinematik des Federarms dargestellt. Eingezeichnet sind die Hebelarme e_A und e_B , welche zusätzliche Massen in den Punkten A und B besitzen, wenn eine Kippbewegung des Federarmes analog der ersten Eigenform eintritt. Daraus

lassen sich die Massenträgheitsmomente beider zusätzlicher Massen bestimmen und in ein Verhältnis setzen.

$$\frac{M_A}{M_B} = \frac{J_A \cdot \alpha_A}{J_B \cdot \alpha_B} = \frac{m \cdot e_A^2 \cdot \alpha_A}{m \cdot e_B^2 \cdot \alpha_B} \quad 6-1$$

Die Formel 6-1 beschreibt das Verhältnis der Drehmomente zueinander, welche durch eine zusätzliche Masse im Punkt A bzw. B entstehen. In der Formel sind J_A bzw. J_B die Massenträgheitsmomente, α_A bzw. α_B beschreiben die Winkelbeschleunigung. Das Massenträgheitsmoment J_A bzw. J_B ist die Masse m multipliziert mit dem Hebelarm zum Quadrat (Stelzmann et al. 2006, S 12f). Die Untersuchung zeigt, welche Wirkung die identische Masse m auf die Höhe der ersten Eigenfrequenz hat, wenn sie an unterschiedlichen Positionen appliziert wird. Da sich die beiden Drehmomente M_A und M_B auf die identische Schwingbewegung beziehen, und deren größte Auslenkung (des Schwingweges) in Punkt A und Punkt B zum gleichen Zeitpunkt erreicht wird, kann für den Vergleich nach Formel 6-1 der Einfluss der Zeit eliminiert werden. Es ergibt sich dann:

$$\frac{M_A}{M_B} = \frac{e_A^2 \cdot \varphi_A}{e_B^2 \cdot \varphi_B} = \frac{e_A^2 \cdot \frac{w_A}{e_A}}{e_B^2 \cdot \frac{w_B}{e_B}} \quad 6-2$$

Das Verhältnis der Hebelarme e_A zu e_B wurde in der CAD-Zeichnung gemessen und ergibt sich zu 1,9. Die Auslenkungen $w_A = 0,53$ und $w_B = \sqrt{1^2 + 0,78^2}$ entsprechen den normierten Messwerten aus Kapitel 4.3.5. Da in dem Betrag für w_B aber der Anteil der Bewegung des Gleitens enthalten ist, muss dieser Anteil vorher abgezogen werden. Es ergibt sich schließlich folgendes Verhältnis der Drehmomente:

$$\frac{M_A}{M_B} = \frac{1,9^2 \cdot \frac{0,53}{2,17}}{1^2 \cdot \frac{\sqrt{(1 - 0,65 \cdot 0,53)^2 + 0,78^2}}{1}} \approx 1 \quad 6-3$$

Die Drehmomente M_A und M_B sind etwa gleich groß. Demnach ist zu erwarten, dass Position A und Position B gleichermaßen geeignet für die Anordnung einer zusätzlichen Masse sind.

6.2.2 Veränderung des Drahtdurchmessers

Als weitere Maßnahme zur Modifizierung der Massenbelegung einer Spannklemme wird die Änderung des Drahtdurchmessers untersucht. Hieraus resultiert nicht nur die Änderung der Massenbelegung sondern auch der Steifigkeit des Bauteils. Da Spannklemmen auf Biegung und Torsion beansprucht werden, und sich mit dem Drahtdurchmesser das Flächenträgheitsmoment und das Torsionsträgheitsmoment ändern, wird von einer Verkleinerung des Drahtdurchmessers abgeraten. Ursprünglich liegt der Drahtdurchmesser einer Skl 15 bei 15 mm und wird im Rahmen einer Randwertbetrachtung auf 20 mm erweitert.

Die Methodik, die für diese Geometrieanpassung notwendig ist, wird in Kapitel 6.6.1 näher erläutert.

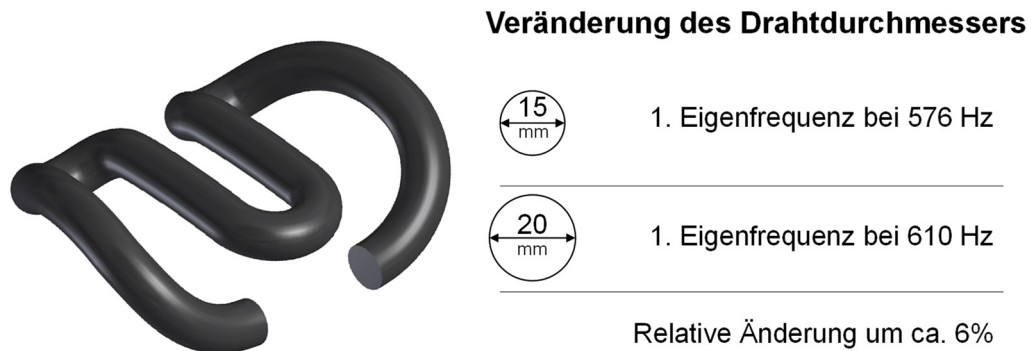


Abbildung 6.4 Darstellung der Spannklemme Skl 15 mit einem vergrößerten Drahtdurchmesser von 20 mm

Trotz der höheren Masse des Bauteils kommt es aufgrund der Zunahme des Flächenträgheits- und Torsionsträgheitsmoments nur zu einer leichten Erhöhung der ersten Eigenfrequenz auf 610 Hz. Der Effekt der Maßnahme liegt somit in einer Größenordnung, die die höheren (Material-)kosten nicht rechtfertigen. Die Vergrößerung des Drahtdurchmessers als Maßnahme der schwingungstechnischen Optimierung wird damit als ungeeignet angesehen.

6.3 Applikation schwingungstilgender Zusatzelemente

6.3.1 Vorüberlegung

Koppelt man an einen Einmassenschwinger eine zusätzliche Masse über ein Federelement an, entsteht nach (Petersen, 2001, S. 47) ein Zweimassenschwinger, der nun zwei Eigenfrequenzen besitzt, von denen eine über und eine unter der Eigenfrequenz des ursprünglichen Einmassenschwingers liegt. Wird die Masse m_2 und die Federziffer k_2 des angekoppelten Systems richtig gewählt, lässt sich die ursprüngliche Eigenfrequenz des Einmassenschwingers tilgen (vgl. Abbildung 6.5) und ein Schwingungstilger entsteht (Petersen, 2001, S. 47). In Kapitel 6.3 werden ring- und schlauchförmige Ausführungsvarianten von Schwingungstilgern für eine Spannklemme Skl 15 vorgestellt. Die Dimensionierung erfolgt dabei zunächst über Simulationsrechnungen in ANSYS Workbench. Dabei werden Masse und Steifigkeit so gewählt, dass die Eigenfrequenz des angekoppelten Tilgers der ersten Eigenfrequenz der Spannklemme Skl 15 entspricht. Im Anschluss wird die Wirksamkeit der Schwingungstilger durch Messungen an Prototypen im Labor geprüft. Es sei angemerkt, dass eine vergleichbare Maßnahme auch von Dr. Breitsamter vom Ingenieurbüro imb-dynamik GmbH vorgeschlagen und erfolgreich getestet wurde.

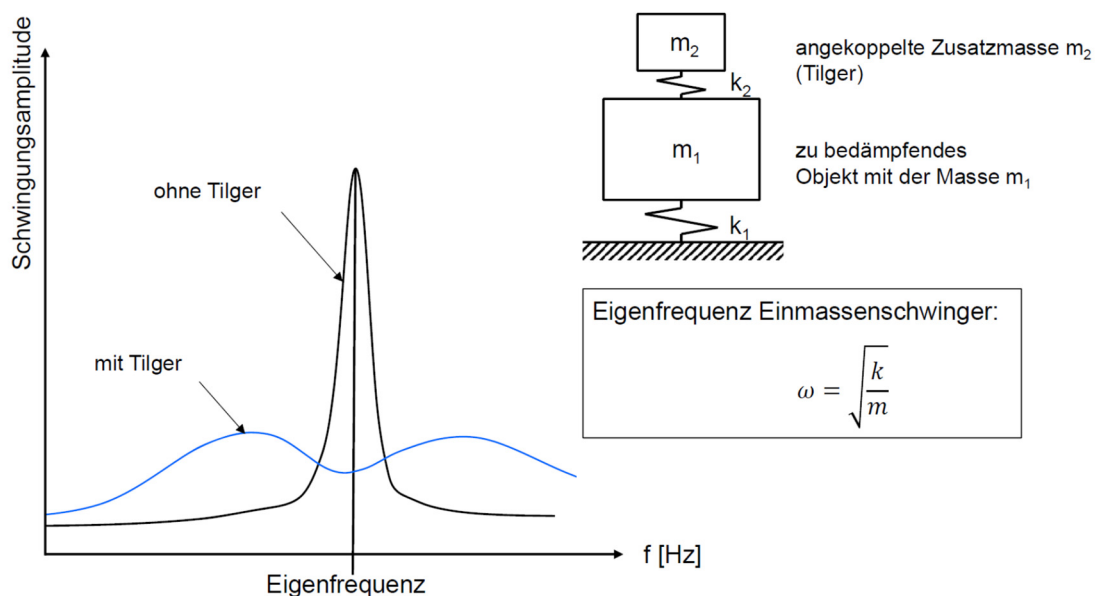


Abbildung 6.5 Schematische Darstellung der Wirkung von Tilgerelementen (Petersen, 2001, S. 46)

6.3.2 Dimensionierung ringförmiger Schwingungstilger

Bei den ringförmigen Schwingungstilgern wird die Masse m_2 durch einen Stahlring, der über ein ringförmiges Elastomer an die Spannklemme gekoppelt wird, erzeugt. Für die Positionierung des Schwingungstilgers gelten die gleichen Überlegungen wie sie bereits für die zusätzlich anhaftenden Massen in Kapitel 6.2.1 aufgestellt wurden. Demnach lässt eine Positionierung am Ort der größten Auslenkung die besten Resultate erwarten. Diese sind bei einer Ski 15 der Aufstandspunkt des Federarms auf dem Schienenfuß (Position A in Abbildung 6.2) und der Scheitelpunkt des Federarms in vertikaler Richtung (vgl. Position B in Abbildung 6.2). Aufgrund der einfacheren konstruktiven Umsetzung eines Schwingungstilgers in Position B (vgl. Abbildung 6.2), wird die Untersuchung auf diese Anordnung beschränkt.

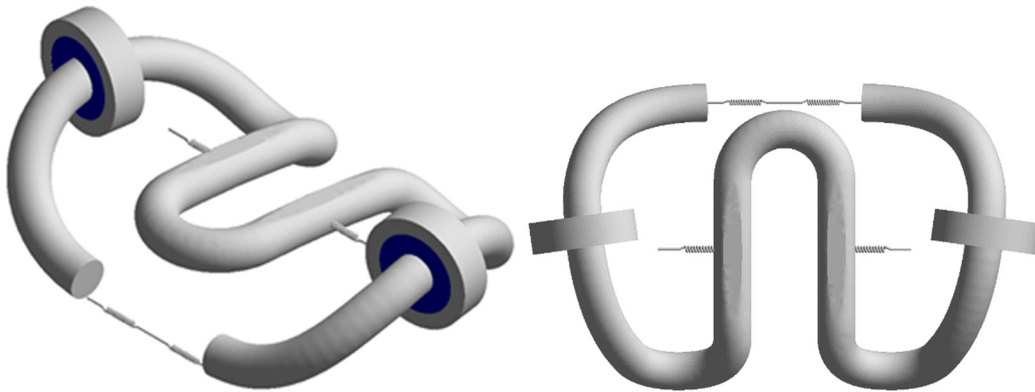


Abbildung 6.6 Konzept ringförmiger Schwingungstilger montiert auf einer Spannklemme Ski 15 (Myslisch, 2016)

In Abbildung 6.6 und Abbildung 6.7 ist das Konzept eines ringförmigen Schwingungstilgers dargestellt. Dabei werden Metallringe als zusätzliche schwingfähige Masse über ein ringförmiges Elastomer am Federarm angekoppelt. Für das Material des elastischen Elements wurde auf die Elastomere Sylodyn® ND, Sylodyn® NE und Sylodyn® NF der Getzner Werkstoffe GmbH zurückgegriffen.

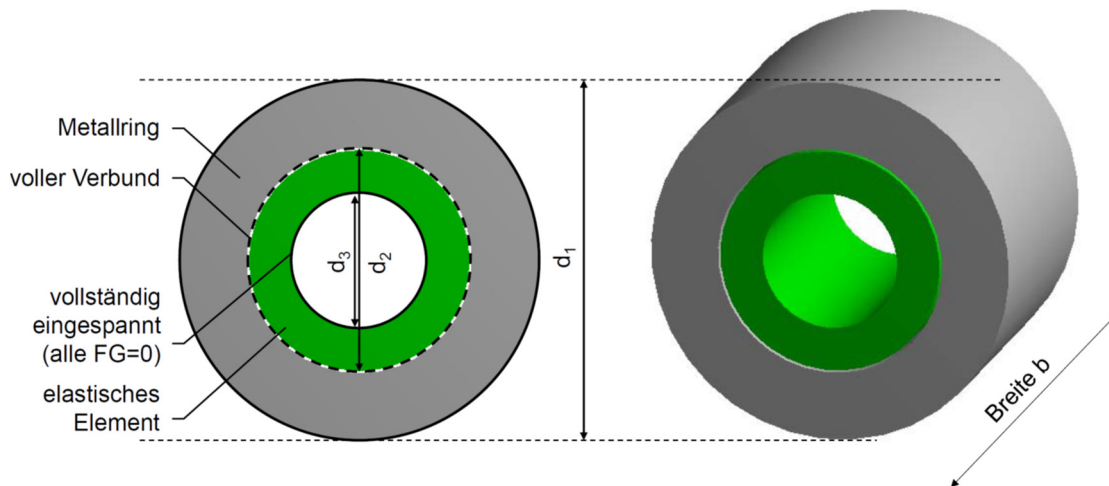


Abbildung 6.7 Skizze eines ringförmigen Tilgerelements und Definition der Abmessungen

Für die Dimensionierung wurde in einem ersten Schritt ein parametrisiertes Modell eines ringförmigen Tilgers in ANSYS Workbench erstellt (vgl. Abbildung 6.7, rechts). Dieses Modell, das ohne die Geometrie der Spannklemme auskommt, diente für Modalanalysen und der Abschätzung der Abmessungen d_1 , d_2 , d_3 und b . Bei dieser isolierten Betrachtung des Tilgers wurde die Innenseite des Elastomers vollständig eingespannt (d.h. alle Freiheitsgrade zu null gesetzt). Diese Konfiguration entspricht dem Zustand, in dem die Schwingung der Spannklemme vollständig getilgt wurde und die Verformungen ausschließlich in den angekoppelten Tilgerelementen stattfinden. Zudem herrscht in dem FE-Modell voller Verbund zwischen Metallring und Elastomer.

In Abbildung 6.8 sind die ersten vier Eigenformen der ringförmigen Tilgerelemente dargestellt. Bei der ersten Eigenform kommt es zu einer axialen Rotation des Tilgers, bei der zweiten Eigenform kippt der Tilger radial und bei der dritten Eigenform kommt es zu einer axialen Verschiebung des Tilgers entlang des Federarms der Spannklemme. Bei all diesen Eigenformen kommt es aufgrund der Bewegung des Metallrings zu einer Scherbeanspruchung in der Kontaktzone Metallring – Elastomer bzw. Elastomer – Federarm. Um ein Wandern der Tilger entlang des Federarmes dauerhaft zu verhindern, werden die Tilger R1, R2 und R3 so dimensioniert, dass die vierte Eigenform in etwa mit den angestrebten 576 Hz schwingt. Bei dieser vierten Eigenform kommt es zu einer Verformung, die einer radialen Verschiebung entspricht und die Kontaktzonen weniger beansprucht. Zudem kommt es bei der vierten Eigenform nicht zu einem Wandern des Tilgers auf dem Federarm. Diese Konfiguration wird dann erreicht, wenn die Parameter d_1 , d_2 , d_3 und b wie in Tabelle 6-1 festgelegt werden.

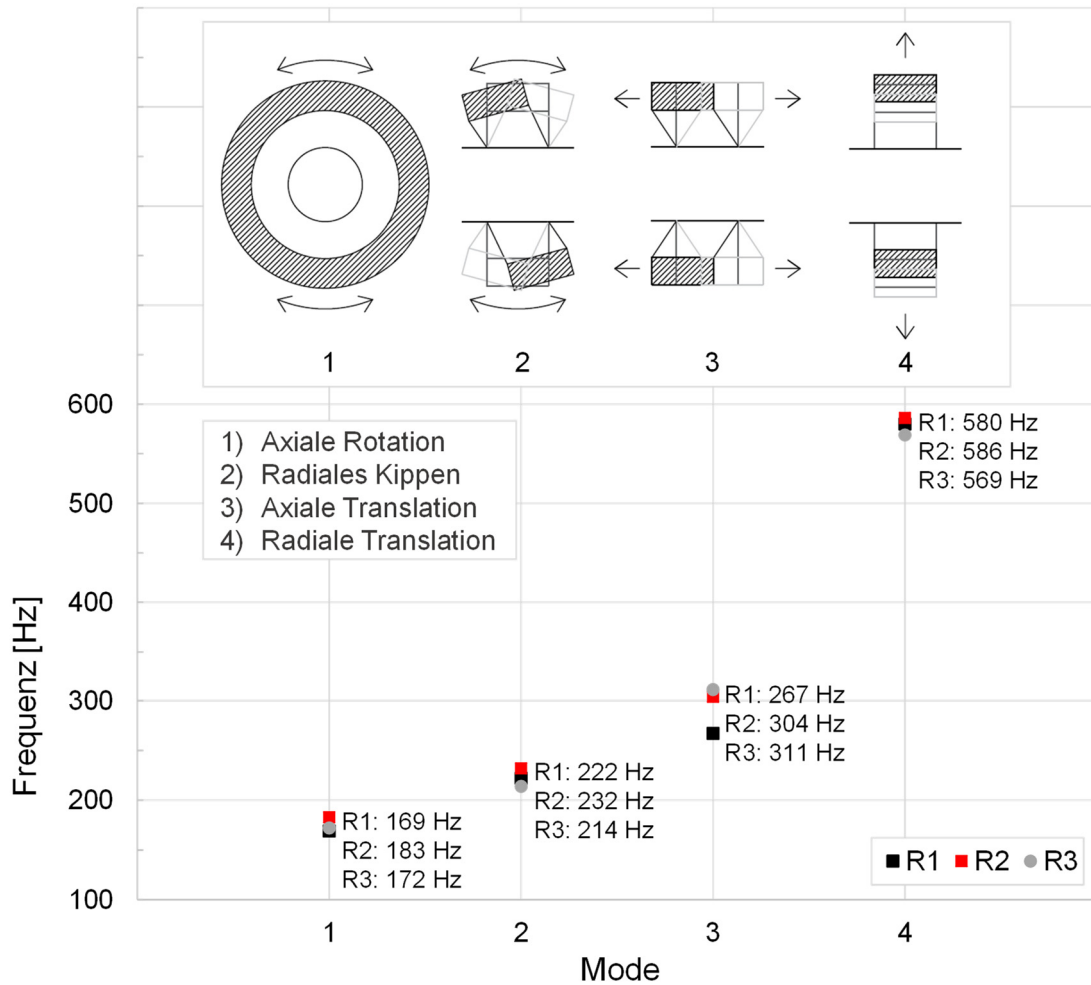


Abbildung 6.8 Die ersten vier Eigenformen eines ringförmigen Schwingungstilgers mit den zugehörigen Eigenfrequenzen

Um eine vierte Eigenform gemäß Abbildung 6.8 bei ca. 576 Hz zu erzielen, wurden die Parameter d_1 , d_2 , d_3 und b wie in Tabelle 6-1 festgelegt.

Tabelle 6-1 Abmessungen der ringförmigen Tilger

Variante	Material	d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_3 [mm]	b [mm]	m [g]
R1	Sylodyn® ND	36,6	25	15	12,5	54
R2	Sylodyn® NE	42,0	30	15	12,5	65
R3	Sylodyn® NF	50,0	35	15	12,5	96

6.3.3 Dimensionierung schlauchförmiger Schwingungstilger

Bei den oben vorgestellten ringförmigen Schwingungstilgern ist kritisch zu bewerten, dass sich bei den drei ersten Eigenfrequenzen Schwingformen bilden, die möglicherweise die Dauerhaftigkeit der Konstruktion negativ beeinflussen (bspw. Wandern des Tilgers entlang des Federarmes).

Aus dieser Beobachtung heraus entstand die Überlegung, die Massen und Feder Elemente des Schwingungstilgers so umzuordnen, dass die erste Eigenform einer radialen Translation, vergleichbar der vierten Eigenform der ringförmigen Tilger, entspricht. So entstanden schlauchförmige Schwingungstilger, deren Dimensionierung nachfolgend vorgestellt wird.

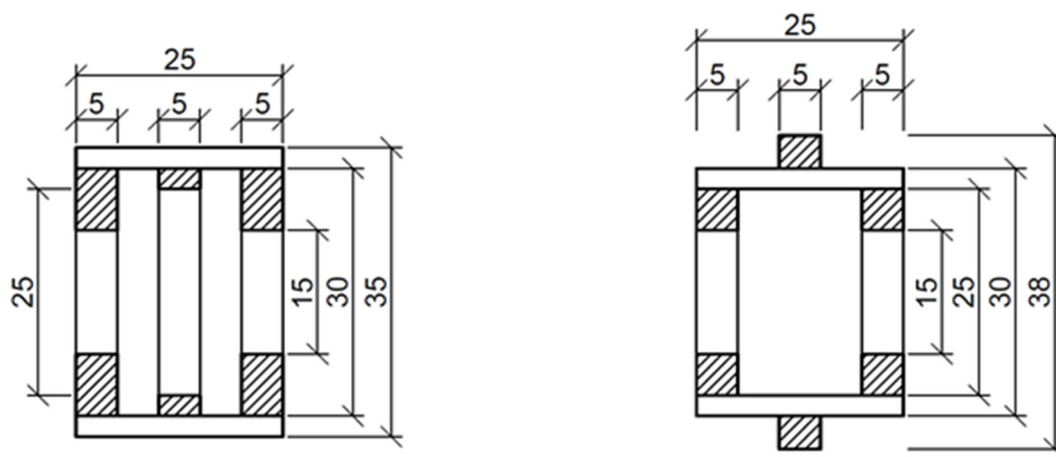


Abbildung 6.9 Längsschnitt durch zwei schlauchförmige Schwingungstilger; links mit innenliegender Masse, rechts ist die Masse außerhalb angeordnet (Myslich, 2016)

Abbildung 6.9 zeigt die Längsschnitte zweier schlauchförmiger Schwingungstilger. Beide Varianten bestehen aus jeweils zwei Distanzringen mit einem Innendurchmesser von 15 mm, die in der Abbildung schraffiert dargestellt werden. Um diese Distanzringe herum ist ein 25 mm langer Schlauch aus Sylodyn® NE bzw. Sylodyn® NF angeordnet. Die beiden Varianten unterscheiden sich durch die Positionierung der angekoppelten Masse. In der Variante links in der Abbildung wurde die Masse innen angeordnet, bei der Variante rechts liegt der Metallring außen am Elastomerschlauch an. Die Abmessungen der einzelnen Elemente wurden so gewählt, dass sich die Eigenfrequenzen gemäß Tabelle 6-2 ergeben. Die Eigenfrequenz, die bei einer radialen Translation (Eigenform 1) auftritt, wurde so festgelegt, dass sie sich möglichst den gewünschten 576 Hz annähert (erste Eigenfrequenz der Skl 15).

Tabelle 6-2 Eigenfrequenzen für die schlauchförmigen Schwingungstilger

Bezeichnung		Mode 1 (radiale Translation)	Mode 2 (Rotation)	Mode 3 (axiale Translation)	Mode 4 (Kippen)
Variante	Elastomer	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	f_3 [Hz]	f_4 [Hz]
S1	Sylodyn® NE	<u>539</u>	744	1006	1150
S2	Sylodyn® NF	<u>582</u>	544	1165	1052

Bei der Berechnung der Eigenfrequenzen in Tabelle 6-2 wurde voller Verbund zwischen allen Bauteilen angenommen. Die Variante S1 besitzt nach den Ergebnissen der Simulation eine erste Eigenfrequenz von 539 Hz, die damit unter den angestrebten 576 Hz liegt. Jedoch sei angemerkt, dass die beiden Distanzringe, die in der Simulation fest mit der Spannklemme verbunden sind, als zusätzlich anhaftende Massen an der Skl 15 wirken und somit die Eigenfrequenzen der Spannklemme gesenkt werden. Vergleiche hierzu Kapitel 6.2.1, das den Einfluss zusätzlich anhaftender Massen diskutiert.

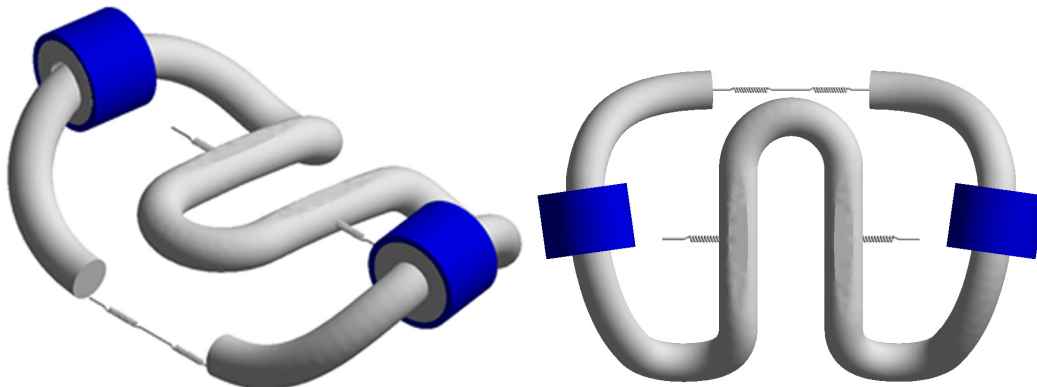


Abbildung 6.10 Konzept der schlauchförmigen Schwingungstilger mit innenliegender Masse montiert auf einer Skl 15 (Myslich, 2016)

Für die Variante S1 konnte das Ziel erreicht werden, dass bei der ersten Eigenfrequenz eine Eigenform der radialen Translation auftritt. Dies ist bei der Variante S2 nicht der Fall. Hier kommt es zunächst bei 544 Hz zur Rotation des außenliegenden Metallrings und bei 582 Hz zur radialen Translation. Die Positionierung der schlauchförmigen Tilger auf den Federarmen wird so gewählt, dass der Ring, der die schwingende Masse

darstellt, auf Höhe des vertikalen Scheitelpunktes des Federarmes liegt. Die Positionierung der schlauchförmigen Tilger ist in Abbildung 6.10 dargestellt.

6.3.4 Verifikation der Wirksamkeit in Simulationsrechnungen

Die theoretischen Untersuchungen aus den Kapiteln 6.3.2 und 6.3.3 zeigen, wie die Dimensionierung von Tilgern in einer numerischen Modalanalyse so erfolgen kann, dass die Tilger in einer gewünschten Eigenfrequenz (hier: ca. 576 Hz) schwingen. Bei dieser isolierten Betrachtung wurde das Schwingungsverhalten der Spannklemme selbst nicht berücksichtigt. In einem zweiten Schritt wird eine Frequenzganganalyse in ANSYS Workbench durchgeführt, bei der die Elemente Spannklemme und ringförmige Tilger miteinander gekoppelt werden. Da auch diese Berechnungsform nur lineare Kontakte (voller Verbund, reibungsfreie Kontakte) berücksichtigt, werden die Kontakte zwischen Elastomer und Federarm der Spannklemme als vollständig fixiert definiert. Die restlichen Randbedingungen der Spannklemme entsprechen den Simulationen aus Kapitel 4.4.

Die Frequenzganganalyse ermittelt nicht Eigenfrequenzen und Eigenformen, sondern bestimmt das Verformungsverhalten des zu untersuchenden Objekts in einem vorher definierten Frequenzbereich. Eine harmonisch schwingende Last bzw. Verformung wird definiert, deren absolute Größe festgesetzt ist, deren Belastungsfrequenz aber im oben angesprochenen definierten Frequenzbereich variiert. Für die Untersuchung der Wirksamkeit der Tilger wurde eine Verformung des Aufstandspunktes des Federarmes auf dem Schienenfuß in Schienenlängsrichtung in einer Höhe von 0,1 mm vorgegeben. Der betrachtete Frequenzbereich liegt zwischen 0 und 1000 Hz.

Abbildung 6.11 zeigt die Ergebnisse der Berechnung. Darin zeigt die schwarze Kurve den Frequenzgang der Spannklemme Skl 15 ohne Schwingungstilger.

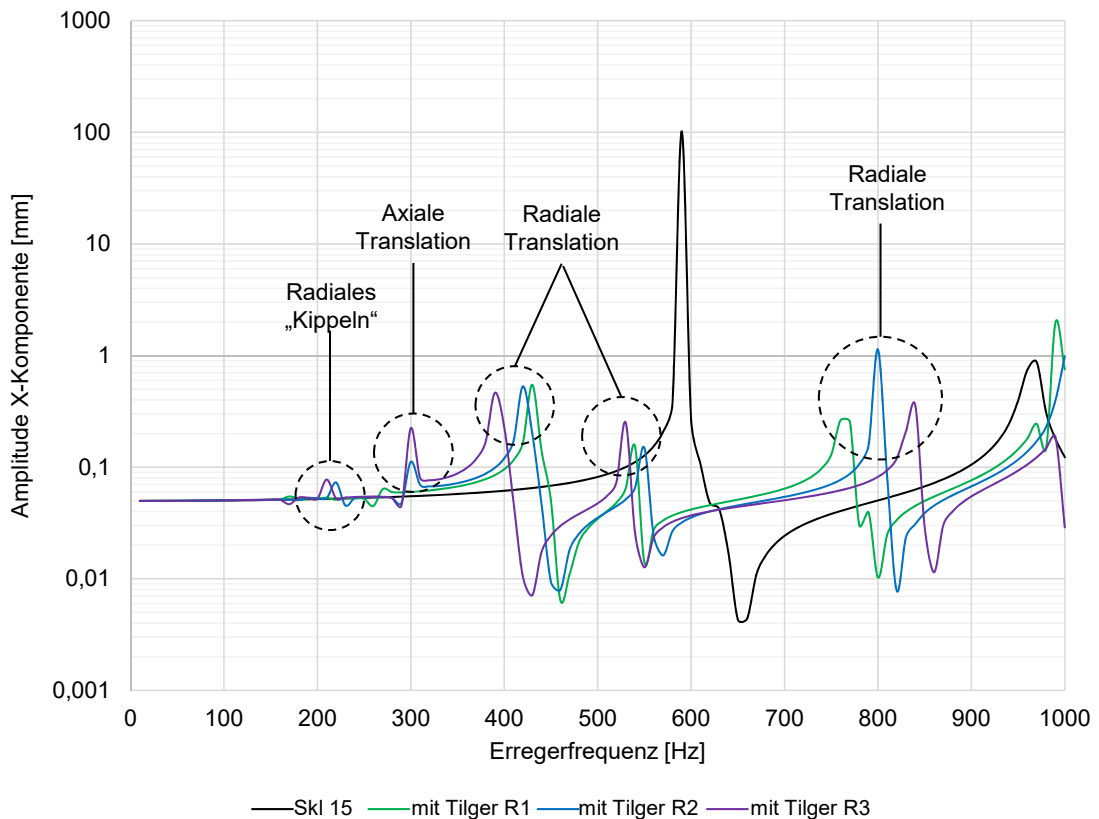


Abbildung 6.11 Frequenzganganalyse in ANSYS Workbench an einer Skl 15 mit und ohne ringförmige Tilger; Anregung in Schienenlängsrichtung

Durch die Verwendung der ringförmigen Tilger ergeben sich für das Schwingungsverhalten der Skl 15 mehrere neue Spitzenwerte im untersuchten Frequenzbereich. Die ursprüngliche signifikante Spitze bei 576 Hz konnte in dieser Berechnung weitestgehend getilgt werden. Die neuen Spitzen resultieren aus der Rückkopplung zwischen Tilger und Spannklemme: Schwingt der Tilger in einer seiner Eigenfrequenzen überträgt sich dies wiederum auf den Federarm der Spannklemme. Entscheidend ist, dass die Schwingungsamplituden der neu entstandenen Spitzenwerte deutlich unter dem ursprünglichen Spitzenwert der Skl 15 liegen und die Schwingungsintensität dadurch reduziert werden konnte. Es sei angemerkt, dass diese Form der Berechnung zwar einen Vergleich der Varianten mit und ohne Tilger ermöglicht, jedoch keine realen Werte für die absoluten Schwingungsamplituden berechnet werden. Ohne die Berücksichtigung der Dämpfung entstehen hier Ergebnisse, die die realen Verformungen um ein vielfaches überhöht wiedergeben.

6.3.5 Experimentelle Untersuchung der Wirksamkeit in Laborversuchen

6.3.5.1 Herstellung von Prototypen

Mit den oben spezifizierten Materialien wurden Prototypen für eine labortechnische Untersuchung hergestellt. Abbildung 6.12 zeigt die Prototypen R1, R2_{modif} und R3.



Abbildung 6.12 Prototypen ringförmiger Schwingungstilger: R3, R2_{modif}, R1 (v.l.n.r.)

Da ein möglichst starker Verbund zwischen den einzelnen Bauteilen erstrebenswert ist, wurde bei der Variante R2 ein Kerbschnitt am Metallring vorgenommen. Durch die zusätzliche Schlauchschelle lässt sich eine Vorspannung erzeugen, die den Tilger an den Federarm anpresst. Diese modifizierte Variante wird nachfolgend als R2_{modif} bezeichnet. Wie sich in den späteren Experimenten zeigt, kann der Effekt durch den Einsatz eines doppelseitigen Klebebands in der Kontaktzone Elastomer - Federarm weiter verstärkt werden. Das Klebeband verbessert die Passung der Prototypen, da diese aufgrund der Toleranzen des Durchmessers des Federarmes nicht fest genug mit den Spannklemmen verbunden waren.

Bei den schlauchförmigen Schwingungstilgern S1 und S2 wurden die einzelnen Bauteile mit Kabelbindern befestigt. Dies ist für die labortechnischen Untersuchungen

ausreichend, da hier keine großen Schwingungsamplituden erwartet werden. Abbildung 6.13 zeigt die Variante S1 mit innenliegendem Metallring.



Abbildung 6.13 Prototyp des schlauchförmigen Schwingungstilgers S1 mit innenliegender Masse
Die Massen aller Bauteile wurden vor den Messungen gewogen und sind in Anlage 4.3 tabellarisch zusammengefasst.

6.3.5.2 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Zur Prüfung der Wirksamkeit der Schwingungstilger wurden am Prüfamnt für Verkehrswegebau experimentelle Modalanalysen durchgeführt. Hierzu wurde zunächst ein Einzelstützpunkt mit folgenden Komponenten zusammengestellt:

- Spannklemme **SkI 15**, lackiert, Anziehmoment ca. 260 Nm
- Grundplatte **Grp 21**, SF 150, System 300
- Zwischenlage **Zw 692-6**, SF150, VM System 300-1
- Zwischenplatte **Zwp 104 NT**, SF150, $c=22,5$ kN/mm, 18-68 kN
- Schwellenschraube **Ss 36/230** mit Uls 7/50, 5.6, feuerverzinkt
- Winkelführungsplatte **Wfp 15 U**
- Kunststoffschraubdübel **Sdü 26**, Material PA

Zur Aufzeichnung der Schwingungsantwort wurden auf der Spannklemme und dem Schienenkopf je zwei einaxiale Beschleunigungsaufnehmer montiert. Die Beschleunigungsaufnehmer am Ende des Federarms der Spannklemme sind in der Lage Beschleunigungen in longitudinaler und vertikaler Richtung aufzuzeichnen. Die Sensoren am Schienenkopf messen die Beschleunigung in vertikaler und lateraler Richtung.

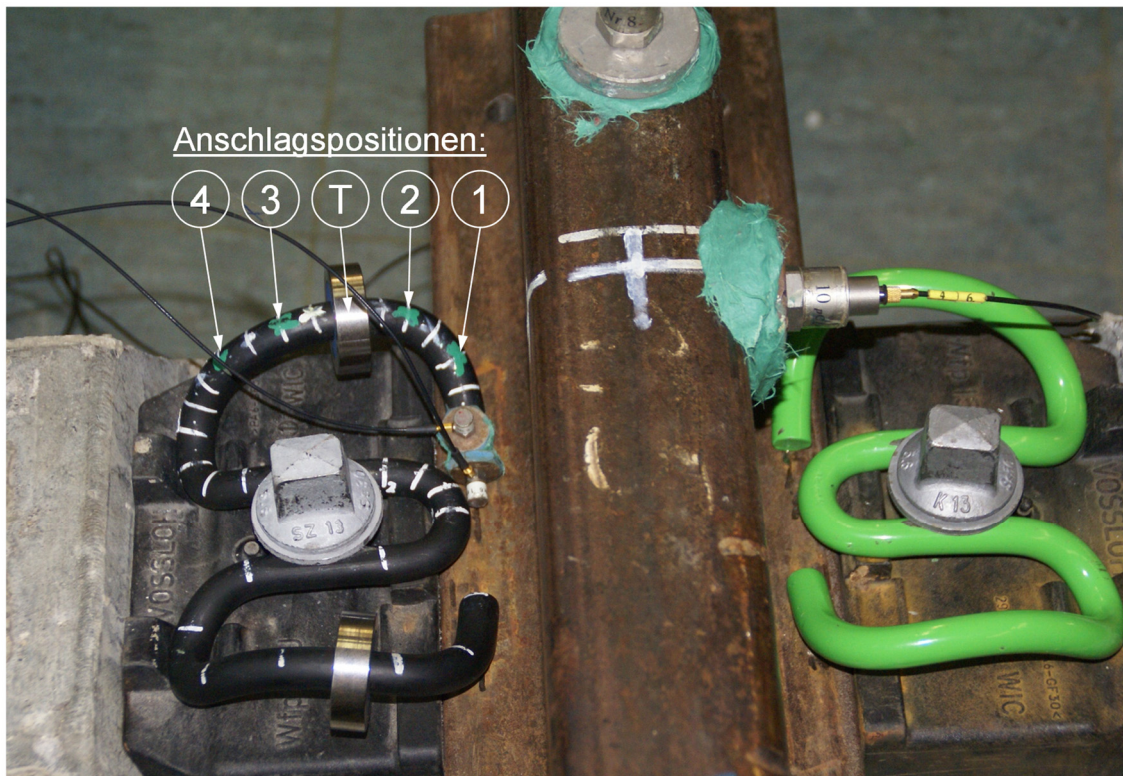


Abbildung 6.14 Versuchsaufbau und Definition der Anschlagpositionen entlang des Federarmes

Abbildung 6.14 zeigt den Versuchsaufbau bei den experimentellen Modalanalysen mit einem Schwingungstilger R3. Die linke Spannklemme Skl 15 mit KTL-Coating entspricht der identischen Spannklemme, die auch in den vorherigen Schwingungsuntersuchungen (vgl. Kapitel 4.3 und Kapitel 6.4) verwendet wurde. Am Aufstandspunkt des linken Federarms auf dem Schienenfuß sind die beiden Beschleunigungsaufnehmer zur Messung der vertikalen und longitudinalen Beschleunigung zu erkennen. Auf dem linken Federarm wurden fünf Punkte definiert und mit grüner Farbe gekennzeichnet. Sie dienen als Anschlagpositionen bzw. zur Positionierung der verschiedenen Tilgerausführungen.

Durch die Kombination der verschiedenen Anschlag- und Tilgerpositionen und den unterschiedlichen Ausführungen der Schwingungstilger ergeben sich eine Vielzahl von Messreihen, die in Tabelle 6-3 zusammengefasst sind.

Tabelle 6-3 Übersicht durchgeführter Messreihen zur Untersuchung der Wirksamkeit von Schwingungstilgern

Messreihe	Variante	Klebeband	Tilgerposition	Anschlagpositionen		
				2	3	4
1	ohne	-	-	2	3	4
2	R1	ohne	T	2	3	4
3	R2	ohne	T	2	3	4
4	R3	ohne	T	2	3	4
5	S1	ohne	T	2	3	4
6	R2 _{modif}	ohne	T	2	3	4
7	R2 _{modif}	ohne	3	2	T	4
8	R2 _{modif}	ohne	2	T	3	4
9	R2 _{modif}	mit	T	2	3	4
10	R1	mit	T	2	3	4
11	R3	mit	T	2	3	4

Wie Tabelle 6-3 zeigt, variiert die Anschlagposition zwischen Punkt 2, 3, 4 und T. Auf die Anregung im Punkt 1 wurde aufgrund der Nähe zu den Beschleunigungsaufnehmern verzichtet. Die Messreihen 6 – 9 wurden mit der Tilgervariante R2_{modif} durchgeführt. Bei dieser Tilgerausführung ist der Metallring der Variante R2 durch einen Kerbschnitt durchtrennt und um eine umschließende Schlauchschelle ergänzt worden. Wie bereits in Kapitel 6.3.2 erwähnt wurde, ergibt sich die größte Wirksamkeit der Schwingungstilger bei vollständigem Verbund der einzelnen Bauteile. Die Schlauchschelle ermöglicht das Aufbringen einer Vorspannung und daraus resultierend eine stärkere Verbundwirkung. Dieser Effekt kann durch die Verwendung von doppelseitigem Klebeband in der Kontaktzone Elastomer – Federarm weiter verstärkt werden (vgl. Messreihen 9 – 11).

6.3.5.3 Referenzmessung ohne Schwingungstilger

Die erste Messreihe bezieht sich auf ein System ohne Schwingungstilger. Die Ergebnisse dienen später als Referenz und zur Ermittlung der Wirksamkeit der einzelnen Tilgerausführungen. Die Auswertung der Messsignale bezieht sich immer auf einen Frequenzbereich kleiner 1000 Hz.

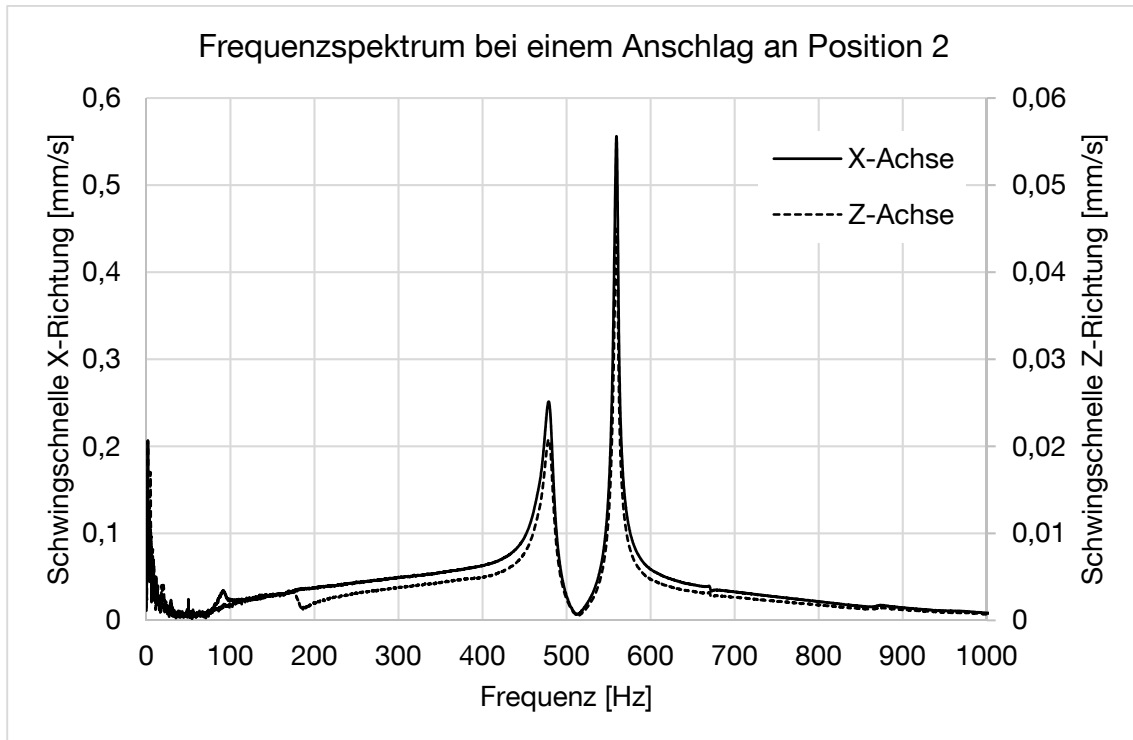


Abbildung 6.15 Frequenzspektrum einer Ski 15 unter den oben beschriebenen Versuchsbedingungen; ohne Tilger; Messung mit Beschleunigungsaufnehmern

Abbildung 6.15 zeigt das Frequenzspektrum einer Ski 15 unter den oben beschriebenen Randbedingungen. Es ergeben sich zwei Spitzenwerte bei 480 Hz und 560 Hz, wobei der höherfrequente Spitzenwert auch eine deutlich höhere Schwinggeschwindigkeit aufweist. Ein vergleichbares Frequenzspektrum wurde auch in den experimentellen Modalanalysen in Kapitel 4.3.5 gemessen. Die geringfügige Abweichung der Eigenfrequenzen ergibt sich aus der höheren Masse der Beschleunigungsaufnehmer, die in diesem Fall über Montageplatten befestigt waren. Die Schwinggeschwindigkeit in z-Richtung ist gegenüber den Werten in x-Richtung zehnfach überhöht angetragen. Auch die unterschiedlichen Amplituden in x- und z-Richtung entsprechen den Beobachtungen aus Kapitel 4.3.5. Die normierten Frequenzspektren für eine Anregung an Position 3 und 4 finden sich in Anlage 4.3.

6.3.5.4 Ergebnisse mit Schwingungstilgern

Alle zehn Messreihen mit Schwingungstilgern bestehen aus drei Einzelmessungen, bei denen die Anschlagposition variiert wurde. Die Messung wurde getrennt für longitudinale und vertikale Beschleunigungen am Ende des Federarmes ausgewertet. Die händisch erzeugte Anregung mit dem Impulshammer unterliegt einer Streuung. Daher wurde jede Anschlagposition dreimal angeregt. Falls es zu größeren

Abweichungen bei der Anregung kam, konnte diese Einzelmessung im Nachgang in den Messprotokollen analysiert und ggf. verworfen werden. Eine Mittelung der Signale der drei Anregungen ist nicht erforderlich, da bei der Auswertung eine Normierung auf das Hammersignal erfolgt. Über Integration des Messsignals wird die Schwingschnelle des Zeitsignals berechnet, eine FFT überführt die Ergebnisse in den Frequenzbereich. Dividiert man die in den Frequenzbereich überführten Messsignale der Beschleunigungsaufnehmer an der Spannklemme durch das aufbereitete Messsignal des Impulshammers, erhält man eine auf den Hammerschlag bezogene Normierung, die im Folgenden ausgewertet wird. Die Normierung ist notwendig, da bei der Auswertung die Schwingungsamplituden (der Schwingschnelle) aus unterschiedlichen Messreihen miteinander verglichen werden, und eine immer identische Anregung durch einen Impulshammer nicht realisierbar ist.

Da bei einer Anregung in Position 2 die größten Schwingungsamplituden erreicht werden, seien an dieser Stelle nur die Frequenzspektren für diese Anregung dargestellt. Die übrigen Diagramme finden sich in der Anlage 4.4.

Abbildung 6.16 zeigt verschiedene gemessene Frequenzspektren mit und ohne Verwendung von Tilgern. Als ein Kriterium der Wirksamkeit der Schwingungstilger wird die Abnahme der gemessenen Schwingschnelle des Messensors am Federarm im relevanten Frequenzbereich herangezogen. Dies wird für alle vier dargestellten Tilgerausführungen erreicht. Deutlich zu sehen ist, dass die Schwingungsintensität bei den Messreihen mit Tilgern abgenommen hat. Die neuen Schwingschnellenpegel liegen in einer Größenordnung von 25 bis 40 % der ursprünglichen Messwerte. Bei allen Messreihen sind die beiden ursprünglichen Spitzenwerte wiederzufinden. Es kommt nur zu einer geringfügigen Frequenzverschiebung der Spitzenwerte.

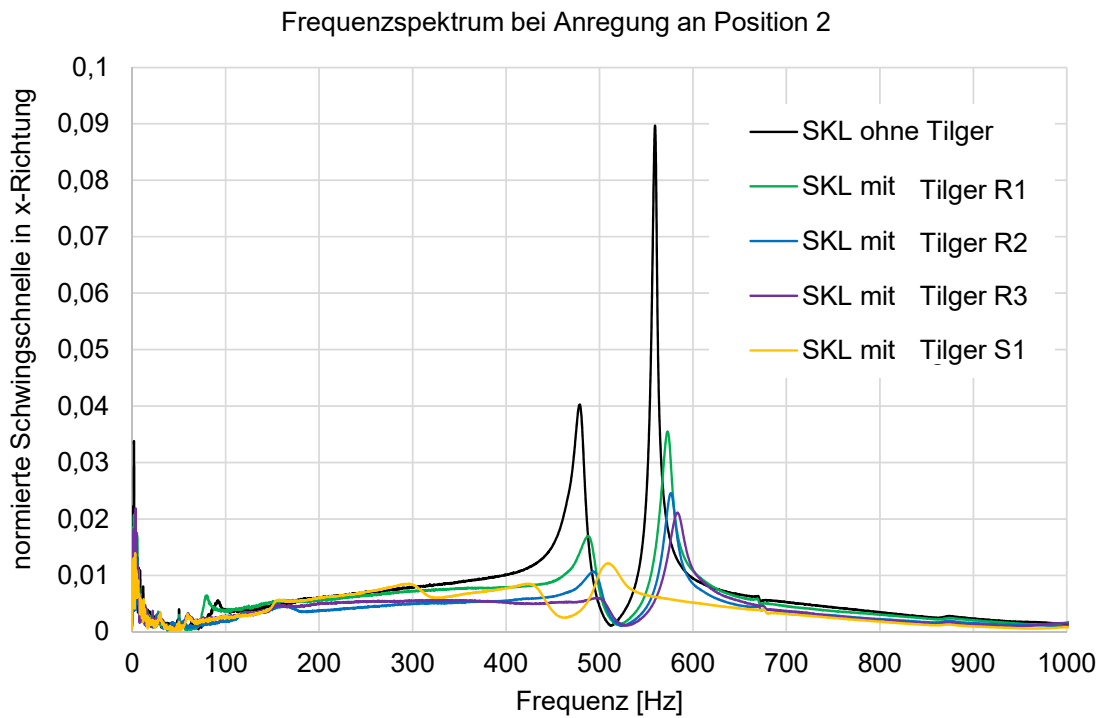


Abbildung 6.16 Frequenzspektren gemessen am Federarm einer Skl 15 mit verschiedenen Tilgerausführungen und einer Anregung an Position 2

Bei den ringförmigen Tilgern herrscht zwischen Metallring, Elastomer und Federarm keine kraftschlüssige Verbindung. Daher ist davon auszugehen, dass die Wirkung der Tilger nicht vollständig aktiviert wird. Wie die Abbildung 6.17 zeigt, ist eine Verbesserung der Wirkung durch einen Kerbschnitt des Metallrings mit anschließender Vorspannung durch eine Schlauchschelle möglich (Tilgervariante R2_{modif}). Der Schwingschnellepegel reduziert sich weiter und die Eigenfrequenz liegt bei 615 Hz. Die Abbildungen für eine Anregung in den Positionen 3 und 4 finden sich in der Anlage 4.4.

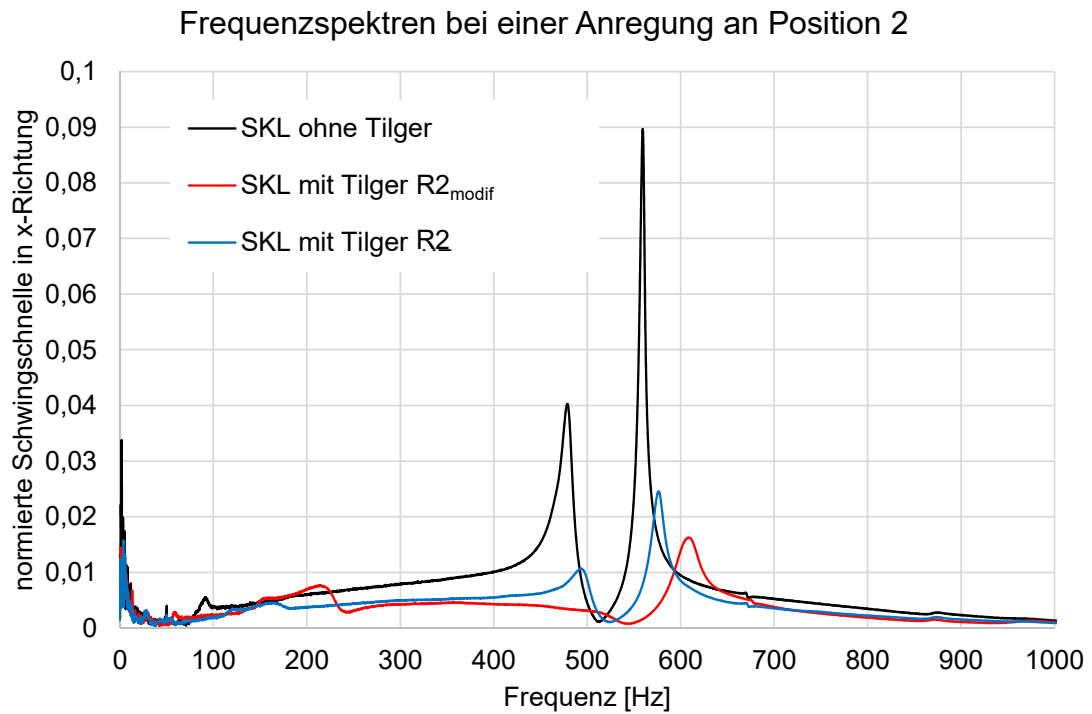


Abbildung 6.17 Frequenzspektren gemessen am Federarm einer Skl 15 mit modifizierter Tilgerausführung R2_{modif} und einer Anregung an Position 2

In weiteren Messreihen wurde die Bedeutung des Verbundes zwischen Elastomer und Federarm deutlich. Eine erhebliche Steigerung der Wirksamkeit der Schwingungstilger ist möglich, wenn unter dem Elastomerring ein doppelseitiges Klebeband angeordnet wird. Durch die haftende Wirkung und die zusätzliche Schichtdicke des Klebebandes ergeben sich Frequenzspektren entsprechend Abbildung 6.18. Die ursprünglichen Spitzenwerte konnten bei dieser Versuchsanordnung vollständig getilgt werden. Es entstehen zwei neue Spitzen bei etwa 250 Hz und 640 Hz deren Schwingschnelle aber auf etwa 9 % der ursprünglichen Werte reduziert werden konnte. Insgesamt bleibt festzuhalten, dass durch eine verbesserte Anbindung und einem verbesserten Verbund der einzelnen Bauteile zueinander die Wirksamkeit der Tilger steigt. Die Ergebnisse für eine Anregung in Position 3 und Position 4 befinden sich in der Anlage 4.4.

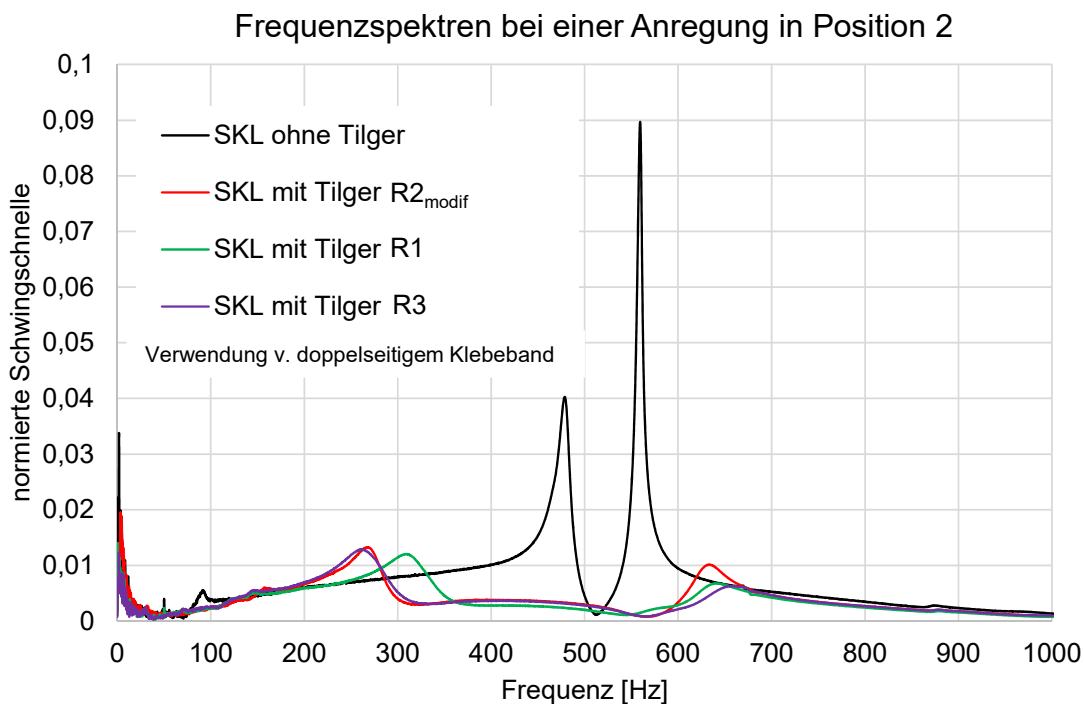


Abbildung 6.18 Frequenzspektren gemessen am Federarm einer Ski 15 mit modifizierter Tilgerausführungen; Normierte Schwingschnellen in x-Richtung bei einer Anregung an Position 2

Die Messreihen 7 und 8 untersuchen den Einfluss der Positionierung des Tilgers. Wie schon bei den Untersuchungen zum Einfluss zusätzlich anhaftender Massen in Kapitel 6.2.1 beobachtet wurde, ändern sich die Eigenfrequenzen und Schwingschnellepegel kaum. Die Frequenzspektren der Messreihen sind in Anlage 4.4 dokumentiert.

6.3.6 Bewertung der Maßnahme

Sowohl bei der theoretischen Betrachtung in FE-Simulationen, als auch bei Laborversuchen mit ersten Prototypen konnte die Wirksamkeit von Schwingungstilgern nachgewiesen werden. Besonders vielversprechend sind die Ergebnisse, die bei Einsatz von doppelseitigem Klebeband in der Verbundzone Elastomer-Federarm entstanden, da hier eine gute Verbindung zwischen der Spannklemme und den Tilgern herrschte. Hier konnte neben dem deutlichen Peak auch der zweite, kleinere Spitzenwert getilgt werden.

Trotz guter Wirksamkeit sei darauf verwiesen, dass die baupraktische Umsetzung von Schwingungstilgern näher untersucht werden muss. Bei den zusätzlich angebrachten Tilgerelementen handelt es sich um filigrane Bauteile, die im Betrieb leicht beschädigt werden oder verrutschen können. Zudem ist die Montage der Tilgerelemente aufwändig,

was insbesondere für die schlauchförmigen Tilger gilt. Positiv bewertet wird dagegen die Tatsache, dass bestehende Systeme mit Tilgern nachgerüstet werden können.

6.4 Veränderte Auflagerung der Spannklemme auf der Winkelführungsplatte

6.4.1 Vorüberlegungen

Bei der Simulation des dynamischen Verhaltens von Spannklemmen in Kapitel 4.2 zeigte sich, dass die Größe der Kontaktflächen zwischen den Schlaufen der Spannklemme und der Winkelführungsplatte die Höhe der Eigenfrequenzen maßgeblich beeinflusst. Beruhend auf dieser Beobachtung werden eine geometrische Anpassung der Winkelführungsplatte und die daraus resultierende veränderte Auflagerung der Spannklemme als konstruktive Maßnahme der schwingungstechnischen Optimierung vorgeschlagen. Durch eine flächenmäßig vergrößerte Auflagerung der Spannklemme auf der Winkelführungsplatte erhöhen sich die Eigenfrequenzen des Bauteils, was der Strategie eines hoch abgestimmten Systems entspricht.

Der Einfluss der Größe der Kontaktfläche auf das Schwingungsverhalten wird zunächst in einer Parameterstudie in 6.4.2 gezeigt. Kapitel 6.4.3 zeigt, wie die Ausführung der formmodifizierten Winkelführungsplatte aussehen kann und prüft die Wirksamkeit der Maßnahme anhand eines ersten Prototyps.

6.4.2 Simulation in ANSYS Workbench

In der Parameterstudie wird die Größe der Kontaktflächen zwischen den hinteren Schlaufen der Spannklemme und der Winkelführungsplatte variiert. Als Grundlage für die Simulationsrechnungen dient das kalibrierte Modell aus Kapitel 4.4. Da in den Kontaktflächen zur Winkelführungsplatte die Bewegung in vertikaler und lateraler Richtung festgehalten wird, kommt es mit zunehmender Größe der Kontaktflächen zu einer Versteifung der Struktur und es werden höhere Eigenfrequenzen erzielt. Abbildung 6.19 zeigt zwei Ansichten der Spannklemme Skl 15, in denen die Kontaktfläche F grün eingezeichnet ist. Zur Erzeugung dieser Teilflächen wurde in ANSYS Workbench eine Hilfsebene eingefügt, die das Geometriemodell im Bereich der hinteren beiden Schlaufen durchschneidet. Die relative Lage der Hilfsebene dz wurde in mehreren Durchgängen variiert.

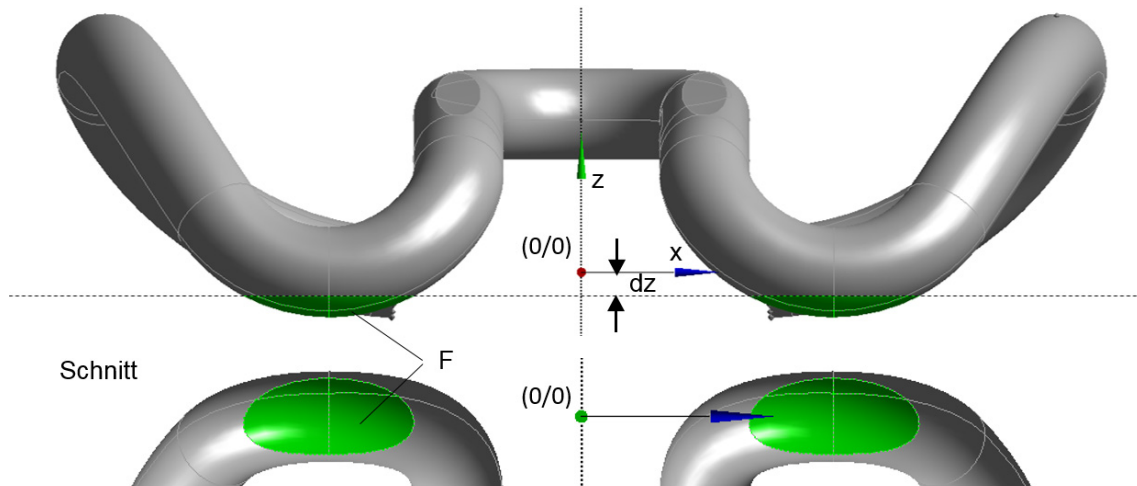


Abbildung 6.19 Parameterstudie zum Einfluss der Kontaktflächengröße auf die Höhe der Eigenfrequenzen einer Spannklemme Ski 15

Das kalibrierte Modell aus Kapitel 4.4 beruht auf Kontaktflächen der Größe $F = 25 \text{ mm}^2$. Abbildung 6.20 stellt die rechnerischen Ergebnisse der ersten Eigenfrequenz einer Spannklemme des Typs Ski 15 zusammen, wenn die Einspannung im Bereich der hinteren Schlaufen variiert wird.

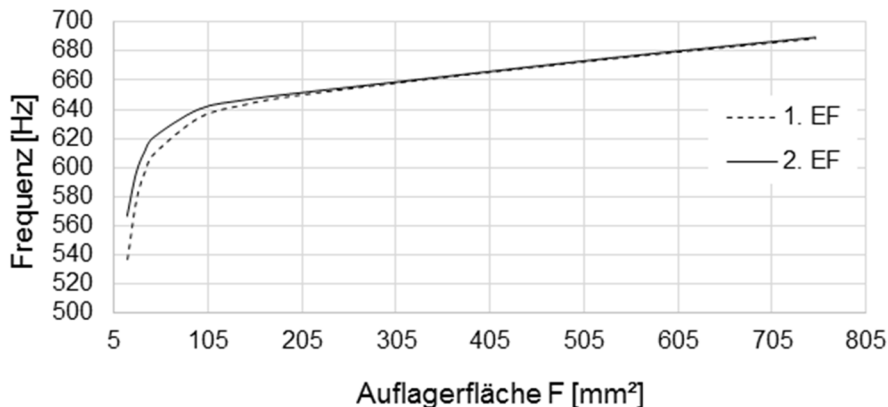


Abbildung 6.20 Entwicklung der Eigenfrequenzen einer Ski 15 in Abhängigkeit der Auflagerfläche F auf der Winkelführungsplatte

Durch den progressiven Anstieg der Kurven im Bereich bis ca. 100 mm^2 Auflagerfläche kann bereits durch eine kleine Änderung der Einspannung ein großer Effekt erzielt werden. Dieser Zusammenhang wird nachfolgend experimentell untersucht.

6.4.3 Experimentelle Untersuchung an einem Prototypen

Eine veränderte Lagerung der Spannklemme im Bereich der hinteren Schlaufen lässt sich durch die geometrische Modifikation der Winkelführungsplatte realisieren.

Abbildung 6.21 zeigt eine mögliche Anpassung der Form einer Winkelführungsplatte Wfp 15, bei der die Schlaufen der Spannklemme stärker eingespannt sind.

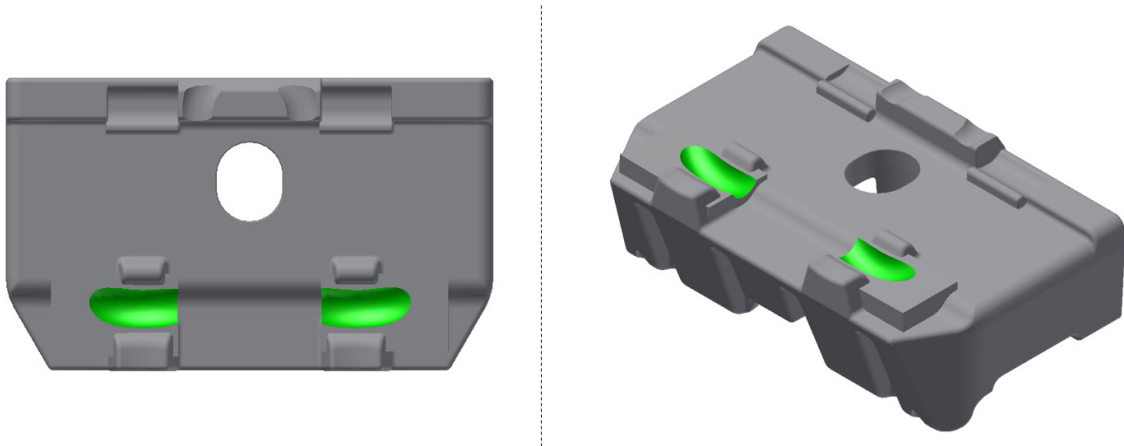


Abbildung 6.21 Konzeptstudie einer Winkelführungsplatte mit geändertem Kontaktbereich zur Spannklemme; Angepasstes Geometriemodell einer Wfp 15 (Hersteller der ursprünglichen Geometrie: Vossloh Fastening Systems GmbH)

Für die experimentelle Bestimmung der Wirksamkeit einer modifizierten Lagerung der Spannklemme auf der Winkelführungsplatte wurde ein Prototyp erstellt, der in Abbildung 6.22 dargestellt ist. Hierfür konnte mit einem Epoxidharz/Stahl-Gemisch eine zur verspannten Spannklemme formschlüssige Oberfläche hergestellt werden. Auf der gesäuberten und angerauten Oberfläche der Winkelführungsplatte wurde das Epoxidharz-Gemisch im Bereich der Kontaktflächen aufgetragen und vor Erhärtung des Gemisches die Spannklemme montiert und vorgespannt. Ein Verkleben zwischen Spannklemme und Winkelführungsplatte ließ sich durch eine Folie verhindern.



Abbildung 6.22 Prototyp einer formmodifizierten Winkelführungsplatte

Die experimentelle Modalanalyse des Stützpunktes mit Laservibrometer überprüft die Wirksamkeit der Maßnahme. Für eine gute Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen der in

Kapitel 4.3 beschriebenen experimentellen Modalanalysen, wurden die Messungen mit identischem Material und Bedingungen durchgeführt.

Abbildung 6.23 zeigt das Ergebnis der experimentellen Modalanalyse unter Verwendung der formmodifizierten Winkelführungsplatte (rote Kurve) und die Vergleichsmessung eines Stützpunktes mit unveränderter Winkelführungsplatte Wfp 15 (blaue Kurve).

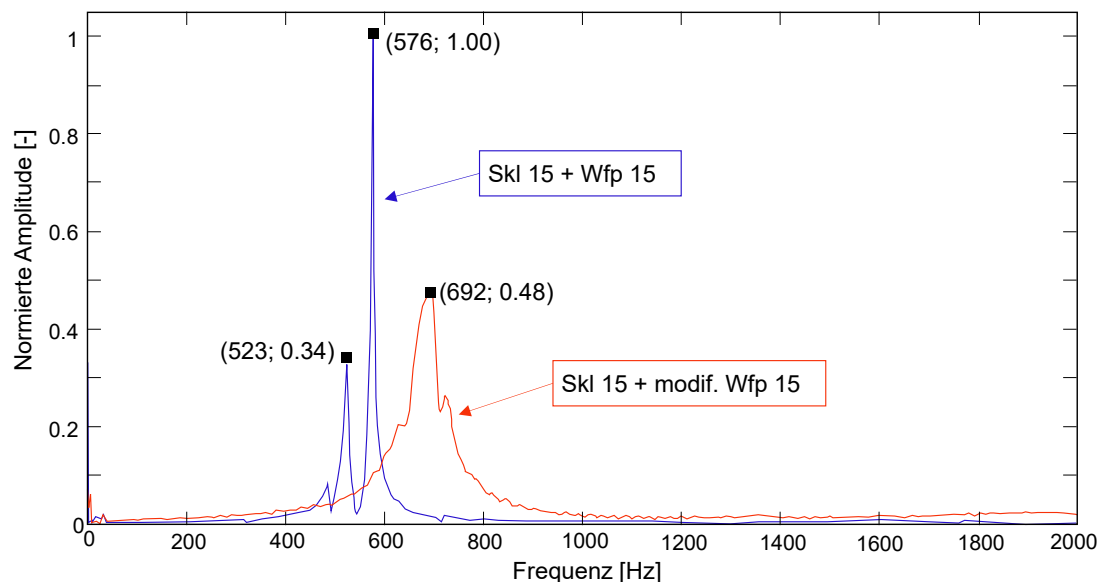


Abbildung 6.23 Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse im Vergleich: Die blaue Kurve zeigt die Schwingungsantwort vor der Formmodifizierung, die rote Kurve das Ergebnis mit geänderter Auflagerung

In der ursprünglichen Messung, die durch die blaue Kurve dargestellt wird, ergeben sich ein kleinerer Peak bei 523 Hz und ein deutlicher Peak bei 576 Hz. Das Ergebnis der Messungen mit der formmodifizierten Winkelführungsplatte ist in Abbildung 6.23 rot dargestellt. Zur besseren Vergleichbarkeit der beiden Messungen wurden die Amplituden beider Signale erst auf den Hammerschlag und anschließend auf den größten Peak bei 576 Hz des ursprünglichen Stützpunktes normiert. Bei der formmodifizierten Winkelführungsplatte bildet sich nur eine deutliche Spitze aus, die bei 692 Hz liegt. Somit kommt es zu einer Erhöhung der Eigenfrequenz von etwa 20% gegenüber dem ursprünglichen System. Besonders hervorzuheben ist, dass die Schwingungsintensität deutlich reduziert wurde. Die normierte Amplitude des Peaks liegt bei 48 % des ursprünglichen Werts.

6.4.4 Bewertung der Maßnahme

Die Variation der Größe der Kontaktflächen im Simulationsmodell in ANSYS Workbench weist darauf hin, dass sich durch eine vergrößerte Auflagefläche der Spannklemme auf der Winkelführungsplatte das Schwingungsverhalten der Spannklemme beeinflussen lässt. In einem Laborversuch konnte dieser Zusammenhang an einem Prototyp einer Winkelführungsplatte mit veränderter Auflagefläche nachgewiesen werden. Die Maßnahme hebt die erste Eigenfrequenz der Spannklemme auf 692 Hz an. Damit konnte die Wirksamkeit der Maßnahme sowohl numerisch als auch experimentell nachgewiesen werden.

Es sei darauf hingewiesen, dass bis zur Praxistauglichkeit der Maßnahme weitere Untersuchungen notwendig sind. Bei jeder Zugüberfahrt kommt es zu einer Bewegung der Federarme in vertikaler, lateraler und longitudinaler Richtung. Diese Bewegung wird durch die veränderte Geometrie u.U. behindert. Es gilt zu prüfen, wie dadurch die weiteren Funktionen der Spannklemme verändert werden. Eine alternative Gestaltung der Form der Winkelführungsplatte wäre, dass es erst bei einem Absenken der Federarme während der Zugüberfahrt zur Formschlüssigkeit kommt. Auch das Zwischenschalten eines Elastomers ist denkbar.

6.5 Verwendung von Isolatoren

Isolatoren können als zusätzliches Element zwischen Schienenfuß und Spannklemme eingebaut werden. Unter Verwendung von Isolatoren bestehen verschiedene Möglichkeiten den Kontakt zwischen Schiene und Spannklemme zu beeinflussen:

- Werden die Isolatoren mit elastischen Lagen ausgestattet, ließe sich die Fußpunkterregung der Spannklemmen dämpfen und die Schwingungsamplituden der Federarme reduzieren.
- Die erste Eigenform setzt sich aus einer Kipp- und Gleitbewegung der Federarme zusammen. Durch Isolatoren könnte der Widerstand gegen das Gleiten der Federarme auf dem Schienenfuß erhöht werden (bspw. durch einen höheren Reibungskoeffizient). In 4.4.2 wurde mit diskreten Federelementen gezeigt, welche Wirkung eine höhere Reibung auf das Ergebnis der Eigenfrequenzen hat und dass bei einem höheren Widerstand gegen das Gleiten des Federarmes auf dem Schienenfuß die Eigenfrequenzen der Spannklemme steigen.
- Ferner ist eine Behinderung der Kippbewegung der Federarme denkbar.

6.6 Formmodifizierung der Spannklemmen

6.6.1 Vorgehen bei der Formmodifizierung

Die Geometrieadjustierungen an der Spannklemme Ski 15 verfolgen das Ziel einer Anhebung der Eigenfrequenzen des verspannten Bauteils. Da es sich bei der ersten Eigenform um eine Kippbewegung des Federarms handelt, kann die Eigenfrequenz durch ein verändertes Massenträgheitsmoment des Federarms beeinflusst werden. Durch die Reduktion des Massenträgheitsmoments kommt es zu einer Erhöhung der Eigenfrequenz. Dies kann erreicht werden, wenn der Abstand der Masse zur Kippachse reduziert wird. Die Kippachse des Federarms ist dabei durch die beiden Aufstandspunkte des Federarms auf dem Schienenfuß und der Winkelführungsplatte definiert.

Im Rahmen der Arbeit wurde eine Methodik entwickelt, die an einer parametrisierten Version der Spannklemme Ski 15 schnelle, geometrische Anpassungen ermöglicht. Ausgehend von einer Herstellerzeichnung der Ski 15 wurde in der CAD-Software Autodesk Inventor Professional 2015 die Achse, die die Biegung des Federdrahtes der Spannklemme beschreibt, rekonstruiert. Dazu war es nötig mehrere temporäre Arbeitsflächen zu generieren, die Senkrecht auf der Oberfläche des Flächenkörpers stehen. Auf diesen Arbeitsflächen konnten anschließend Kreise mit dem Durchmesser 15 mm gezeichnet werden, die die Form der Spannklemme annähern. Verbindet man die Kreismittelpunkte miteinander, lässt sich ein Spline generieren, der die Formgebung der Spannklemme definiert. Mithilfe eines Visual Basic Makros können die Koordinaten, die den Spline beschreiben, exportiert werden. Eine Weiterverarbeitung der Daten ist nun möglich und erfolgte in MATLAB in der Version R2014b. In Abbildung 6.24 sind verschiedene geometrische Anpassungen dargestellt, die durch erstellte Skripte in MATLAB vorgenommen werden können.

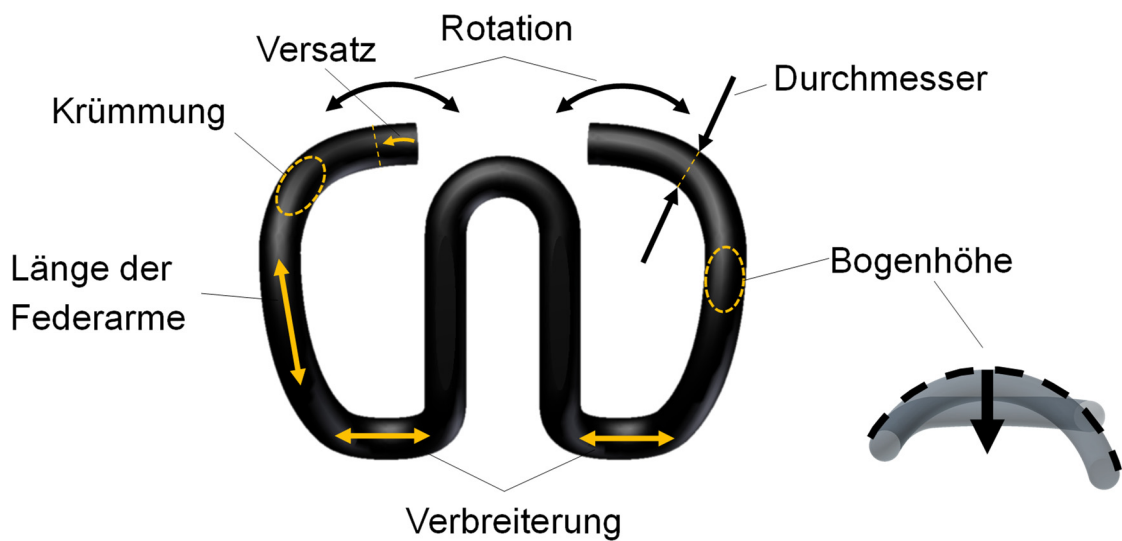


Abbildung 6.24 Übersicht verschiedener Operationen zur Geometrieanpassung an der Spannklemme Ski 15

Nachdem die gewünschten Operationen in MATLAB durchgeführt wurden, können die Koordinaten des Splines wieder reimportiert werden. Eine Extrusion eines Kreisprofils entlang des Splines führt zu einem Volumenkörper mit der gewünschten Geometrieanpassung. Das neue, abgeänderte Volumenmodell kann als Datei im iges-Format exportiert und damit in ANSYS Workbench weiterverwendet werden.

6.6.2 Änderung des Drahtdurchmessers

Die Veränderung des Drahtdurchmessers beruht auf dem in 6.6.1 vorgestellten Verfahren der Formmodifizierung und einer Extrusion entlang des Splines mit verändertem Kreisdurchmesser. Die Ergebnisse einer veränderten Massenbelegung wurden bereits in Kapitel 6.2.2 diskutiert. Allgemein kann festgestellt werden, dass sich durch die Erhöhung der Querschnittsfläche eine Erhöhung des Flächenträgheitsmoments und des Torsionsträgheitsmoment ergibt, was zu einer geringfügigen Erhöhung der Eigenfrequenzen führt. Gleichzeitig erhöht sich mit dieser Maßnahme aber die Masse des Federarmes, was zu einer Senkung der Eigenfrequenzen führt. Die Effekte gleichen sich weitestgehend aus, weshalb die Änderung des Drahtdurchmessers nicht als geeignete Maßnahme zur Optimierung des dynamischen Verhaltens der Spannklemmen angesehen wird.

6.6.3 Verringerung der Bogenhöhe

Folgende Untersuchung zeigt den Effekt einer verringerten Bogenhöhe der Federarme auf die Höhe der Eigenfrequenzen. Der die Geometrie der Spannklemme beschreibende Spline wird folgendermaßen angepasst: Die Spannklemme wird soweit rotiert, dass die vier Aufstandspunkte (zur Schiene und zur Winkelführungsplatte) auf einer horizontalen Ebene $z=0$ liegen. Anschließend kann durch die Multiplikation der vertikalen z -Koordinaten des Splines mit einem Formfaktor h^* eine neue Bogenhöhe eingestellt werden. Es werden nur die Abschnitte des Splines mit dem Formfaktor h^* multipliziert, die die beiden Federarme beschreiben, während die Mittelschlaufe unverändert bleibt. In Abbildung 6.25 bis Abbildung 6.27 wird diese Formänderung mit einem Formfaktor $h^*=0,4$ als blaue Kurve in mehreren Perspektiven dargestellt. Die ursprüngliche Form ist in schwarz eingezeichnet. Bei der roten Kurve wurde eine weitere Geometrieanpassung vorgenommen, die weiter unten beschrieben wird.

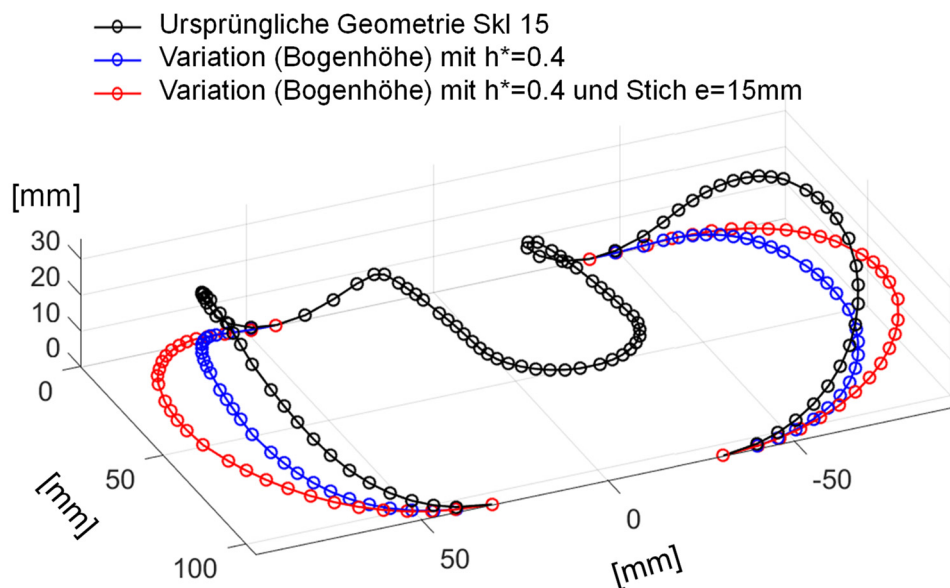


Abbildung 6.25 Veränderung der Bogenhöhe in MATLAB um den Faktor $h^*=0,4$ (blaue Kurve); Rote Kurve: Erhöhung der Ausrundung der Federarme um $e=15\text{ mm}$ (s. unten)

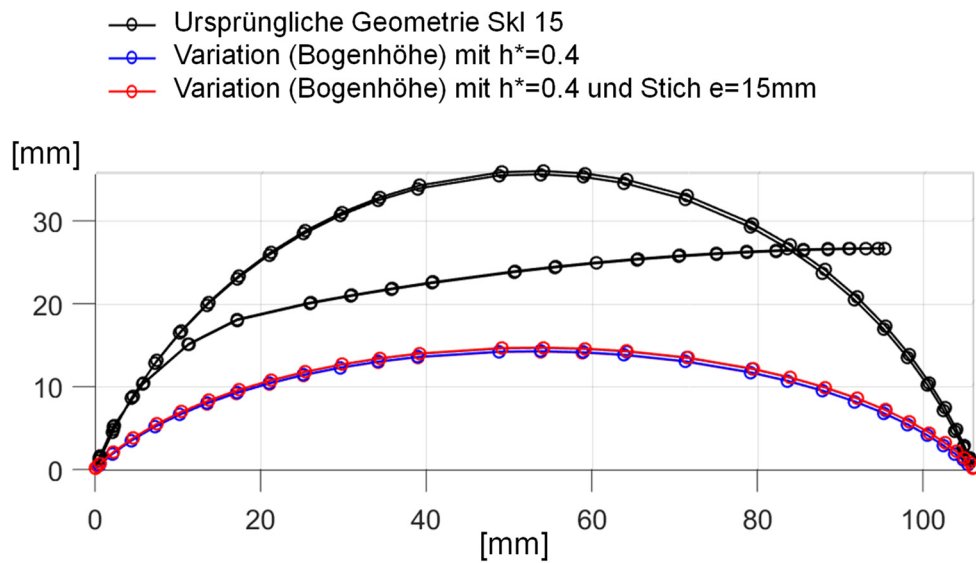


Abbildung 6.26 Veränderung der Bogenhöhe in MATLAB um den Faktor $h^*=0,4$ (blaue Kurve); Rote Kurve: Erhöhung der Ausrundung der Federarme um $e=15\text{ mm}$ (s. unten); Ansicht von der Seite

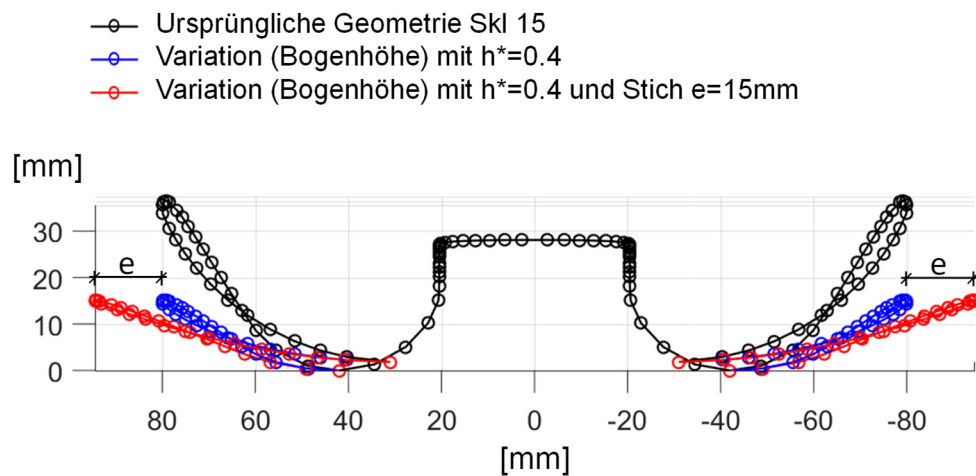


Abbildung 6.27 Veränderung der Bogenhöhe in MATLAB um den Faktor $h^*=0,4$ (blaue Kurve); Rote Kurve: Erhöhung der Ausrundung der Federarme um $e=15\text{ mm}$ (s. unten); Ansicht von vorne

In Abbildung 6.25 bis Abbildung 6.27 wird die Anpassung der Bogenhöhe exemplarisch für einen Formfaktor $h^*=0,4$ gezeigt. Nachdem der Spline in ein Geometriemodell überführt wurde, lassen sich Modalanalysen in ANSYS Workbench durchführen. Unter der Annahme einer unveränderten Niederhalte kraft können identische Werte für die Ersatzfedern zur Idealisierung des Reibkontaktes angesetzt werden. Wie Abbildung 6.28 zeigt, steigen mit abnehmender Bogenhöhe die erste und zweite Eigenfrequenz der modifizierten Ski 15 kontinuierlich an. Die höchsten Eigenfrequenzen entstehen

demnach bei einem Modell, bei dem die Federarme vollständig flach ausgeführt wurden ($h^*=0$). Hier liegen die ersten beiden Eigenfrequenzen bei 689 Hz und 694 Hz, was einer Anhebung der Eigenfrequenz von mehr als 100 Hz entspricht. Dabei sei erneut darauf hingewiesen, dass sich im Simulationsmodell zwei Eigenfrequenzen einstellen, die sehr nahe beisammen liegen und die prinzipiell gleiche Verformungsfigur besitzen. Jedoch ergibt sich ein Unterschied, ob die beiden Federarme parallel in die gleiche Richtung oder gegenläufig in unterschiedliche Richtungen schwingen.

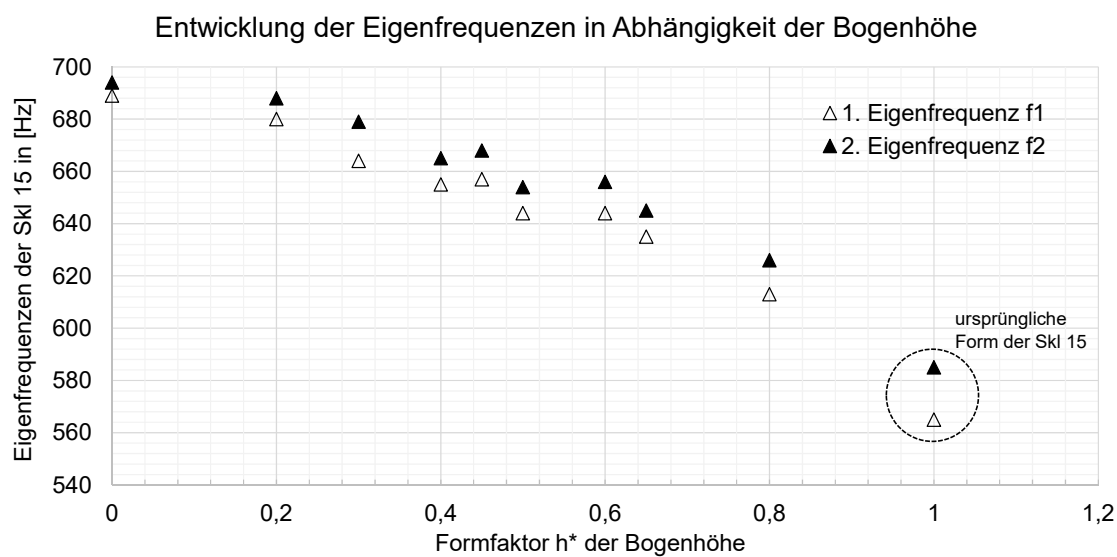


Abbildung 6.28 Entwicklung der ersten und zweiten Eigenfrequenz einer Ski 15 bei modifizierter Bogenhöhe

Bei der Variation der Bogenhöhe ist darauf zu achten, dass hieraus ein verändertes laterales Verformungsverhalten der Spannklemme resultiert, da sich neben der Bogenhöhe auch die Länge des verformbaren Federarmes reduziert. Nach (Liu, 2013, S. 85) erfolgt die Aufnahme lateraler Lasten im Gleis im Wesentlichen durch die Reibung zwischen der Schiene und den elastischen Lagen (Z_w und Z_{wp}), sowie über die Winkelführungsplatte (stirnseitig) und die Verformung der Spannklemmenfederarme (Lasten werden wiederum in die Winkelführungsplatte eingeleitet). Durch die Verringerung der Bogenhöhe werden die Federarme kürzer und die Spannklemmen in lateraler Richtung steifer, wie es die berechneten Federsteifigkeiten in Tabelle 6-4 zeigen. Wird die Bogenhöhe der Federarme auf 40 % reduziert ($h^*=0,4$), erhöht sich die laterale Federsteifigkeit der Spannklemme um 43 %. Sind die Federarme in lateraler Richtung steifer, ergeben sich bei einer lateralen Bewegung des Schienenfußes höhere Spannungen in den Federarmen bzw. kommt es dort zu einer größeren Belastung der Federarme. Die in Tabelle 6-4 angegebenen Werte für die laterale Steifigkeit beruhen

auf einer weiteren Simulation in ANSYS Workbench, bei der die jeweiligen Geometriemodelle unter identischen Randbedingungen, jedoch ohne Federelemente zur Idealisierung des Reibkontaktes, in lateraler Richtung beansprucht wurden.

Tabelle 6-4 Entwicklung der lateralen Federcharakteristika bei einer veränderten Bogenhöhe h^*

h^*	Erste Eigenfrequenz f1 [Hz]	Zweite Eigenfrequenz f2 [Hz]	Laterale Steifigkeit [N/mm]	Relative Abweichung von Skl 15
1,0	576	585	1863	-
0,4	655	665	2682	+43 %
0,3	664	679	2809	+51 %
0	689	694	3050	+64 %

Zur Beibehaltung der gleichen lateralen Federcharakteristik ist eine weitere Geometrie Anpassung erforderlich. Über eine Krümmungsänderung der Federarme in horizontaler Ebene (siehe Draufsicht in Abbildung 6.29) wird die Spannklemme in lateraler Richtung weicher. Bei dieser Formmodifikation werden die x-Koordinaten des Splines der Federarme mit dem Verlauf einer Parabel, die nach Abbildung 6.30 definiert ist, überlagert.

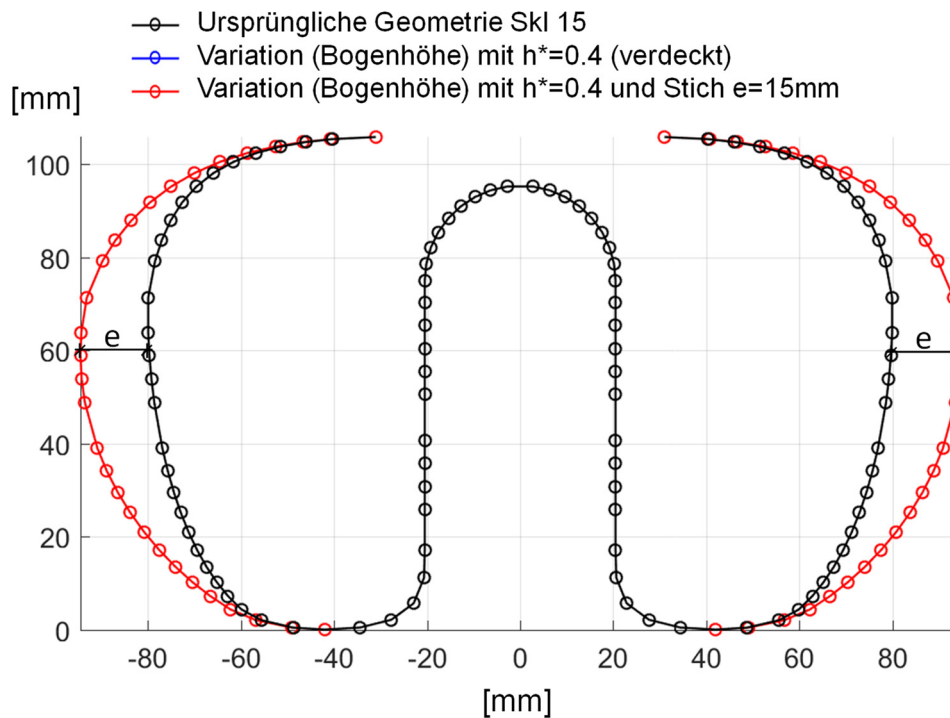


Abbildung 6.29 Modell mit ausgerundeten Federarmen (Stich $e=15$ mm) (rote Kurve) im Vergleich mit der ursprünglichen Geometrie der Skl 15 (schwarze Kurve)

Die überlagerte Parabel in der Scheitelpunktsform ist definiert nach Formel 6-4:

$$x = a \cdot (y - d)^2 + e \quad 6-4$$

Mit dem Öffnungsfaktor a :

$$a = -\frac{e}{d^2} \quad 6-5$$

Die y -Koordinate des Scheitels liegt bei etwa 51,6 mm. In einer Variantenuntersuchung werden für den Stich e die Werte 7,5 mm oder 15 mm angenommen.

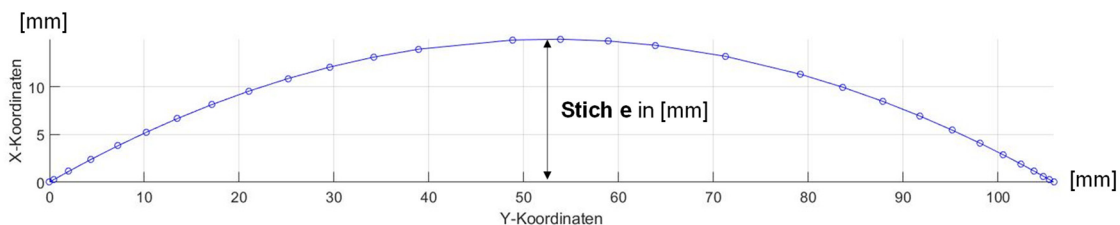


Abbildung 6.30 Definition der formmodifizierenden Parabel zur Krümmungsänderung der Federarme

Es sei angemerkt, dass sich durch die Ausrundung mit einer Parabel der Scheitelpunkt des Federarms von der Kippachse wegbewegt und sich die Massenträgheitsmomente

erhöhen. Dies hat den Effekt, dass durch die zusätzliche Ausrundung die Eigenfrequenzen der Spannklemme in ihrer Höhe wieder sinken und dem Ziel der Erhöhung der Eigenfrequenzen infolge einer verringerten Bogenhöhe entgegenwirken. Die Ergebnisse für die erste und zweite Eigenfrequenz bei einer veränderten Bogenhöhe und Ausrundung in einer horizontalen Ebene sind in Abbildung 6.31 zusammengefasst.

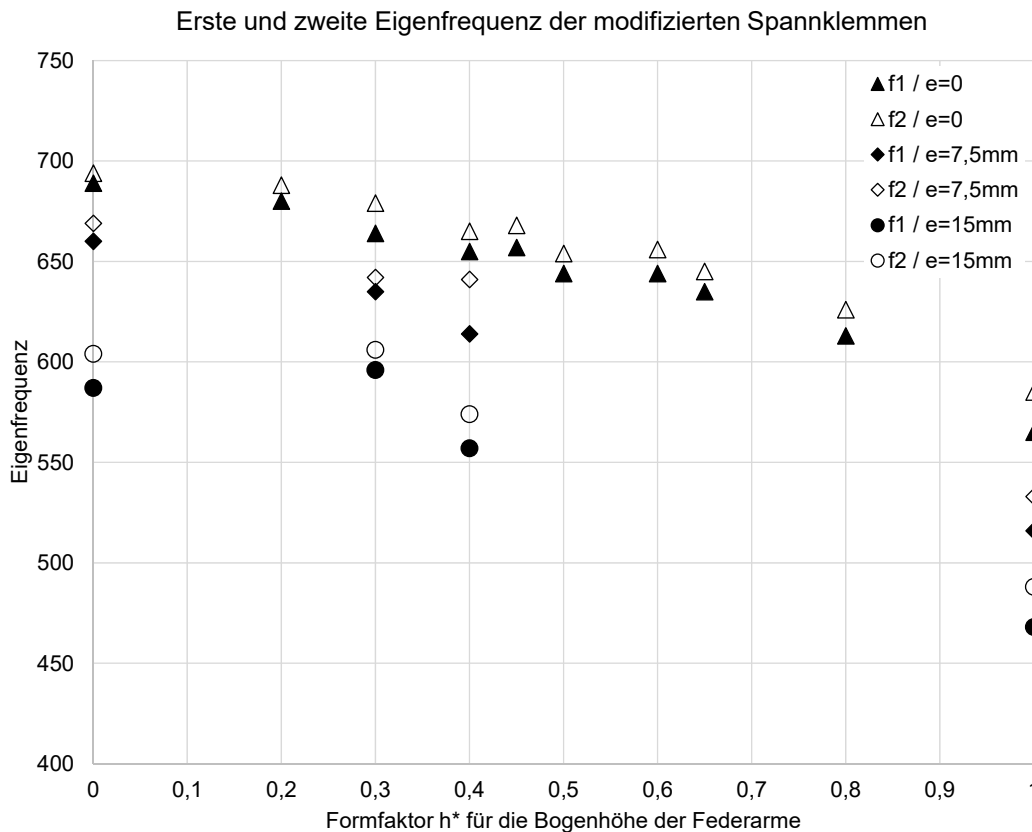


Abbildung 6.31 Erste und zweite Eigenfrequenz modifizierter Spannklemmen in Abhängigkeit des Formfaktors h^* [-] und e [mm]

Abbildung 6.31 zeigt die ersten und zweiten Eigenfrequenzen modifizierter Modelle von Spannklemmen in Abhängigkeit der Bogenhöhe der Federarme und einer zusätzlichen Ausrundung mit dem Stich e . Der ursprüngliche Zustand einer Ski 15 liegt bei einem Formfaktor $h^*=1$ und $e=0$ vor. Für alle Modelle wurden stets die erste und zweite Eigenfrequenz dargestellt. Wie oben beschrieben, handelt es sich bei den ersten beiden Frequenzen um das gleiche Verformungsbild, wobei bei der ersten Eigenfrequenz die Federarme parallel in die gleiche Richtung schwingen und bei der zweiten Eigenfrequenz sich die Arme gegenläufig zueinander bewegen. Durch Reduktion der Bogenhöhe steigen die Eigenfrequenzen stetig an. Die höchsten Eigenfrequenzen werden erreicht, wenn die Bogenhöhe gleich null gesetzt wird.

Tabelle 6-5 zeigt die Ergebnisse aus der Simulation für verschiedene Modifikationen der Skl 15. Angegeben sind der Faktor der reduzierten Bogenhöhe h^* und der zusätzlichen Ausrundung mit einer Parabel mit dem Stich e . Ebenso wird die laterale Steifigkeit k_{lat} (Bestimmung s.o.) und die relative Änderung dieser zur ursprünglichen Steifigkeit angegeben. Die Tabelle fasst auch die Ergebnisse für die ersten beiden Eigenfrequenzen f_1 und f_2 zusammen. Unter der Prämisse die laterale Steifigkeit möglichst beizubehalten, lässt sich mit einem Faktor $h^*=0,4$ und einer Ausrundung mit Stich $e=7,5$ mm eine Erhöhung der ersten Eigenfrequenz um etwa 40 Hz erzielen, während die laterale Steifigkeit nur um etwa 1 % zunimmt.

Tabelle 6-5 Zusammenfassung der Ergebnisse für eine Reduktion der Bogenhöhe bei gleichzeitiger zusätzlicher Ausrundung

Beschr.	h^* [-]	e [mm]	k_{lat} [N/mm]	Δk_{lat} [%]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]
Skl 15	1	0	1863	-	576	585
Skl 15 (Ohne Vorspannung)	1	0	1863	0		
Formmodifikationen	0,4	0	2682	+44	647 (+12,5 %)	657 (+12,3 %)
	0,4	7,5	1883	+1	614 (+6,8 %)	624 (+6,0 %)
	0,4	15	1359	-27	557 (-3,1 %)	574 (-1,9 %)
	1	7,5	1413	-24	516 (-10,3 %)	533 (-8,0 %)
	1	15	1888	+1	468 (-18,6 %)	488 (-19,9 %)

Zusammenfassend zeigt die Untersuchung, dass durch eine Reduktion der Bogenhöhe die Eigenfrequenzen der Spannklemme Skl 15 deutlich erhöht werden können. Erhöhungen um bis zu 100 Hz sind möglich. Durch die Reduktion der Bogenhöhe steigt gleichzeitig die Steifigkeit in lateraler Richtung. Um die laterale Steifigkeit der Spannklemme beizubehalten wird eine zusätzliche Ausrundung der Klemme in horizontaler Ebene vorgeschlagen, welche durch eine Parabel mit dem Stich e definiert ist. Außerdem zeigen die Ergebnisse, dass durch die zusätzliche Ausrundung mit einer Parabel sich die Eigenfrequenzen wiederum verringern. Es besteht weiterer

Forschungsbedarf, um zu klären, wie steif die Spannklemme in lateraler Richtung sein darf, um Schäden an den Klemmen infolge lateraler Belastung ausschließen zu können. Erst dann ist eine optimale Form durch Kombination der beiden Maßnahmen möglich.

6.6.4 Rotation der Federarme

Durch die Rotation der Federarme nach außen (vgl. Abbildung 6.24 in Kapitel 6.6.1) verschiebt sich der Aufstandspunkt der Spannklemme auf dem Schienenfuß. Damit verbunden ist eine Verlagerung der Rotationsachse, um die der Federarm kippt. Wenn sich der Abstand zwischen dem Scheitelpunkt des Federarmes und der Rotationsachse reduziert, entstehen niedrigere Massenträgheitsmomente und damit höhere Eigenfrequenzen. In der Simulation ergibt sich durch eine Rotation der Arme um 10° nach außen allerdings nur eine geringfügige Erhöhung der Eigenfrequenzen um ca. 5 %. Da sich andere Formänderungen als effizienter herausgestellt haben, wird der Ansatz der Rotation der Federarme nicht weiter verfolgt.

6.6.5 Stauchung der Spannklemme in lateraler Richtung

Untersucht wird eine Veränderung des Schwingverhaltens der Spannklemme Skl 15 bei einer Stauchung der Spannklemme in lateraler Richtung. Hierzu wird ein Stauchungsfaktor I^* eingeführt, der den Grad der Stauchung in Prozent beschreibt. Zusätzlich werden die beiden Schlaufen der Spannklemme um das Maß dx verbreitert. Abbildung 6.32 zeigt in der Draufsicht eine Skl 15 (schwarze Linie) und zwei formmodifizierte Varianten. Bei der blauen Linie wurde die Spannklemme um das Maß $dx=10$ mm verbreitert, wodurch sich die beiden Federarme um eben diesen Wert in Schienenlängsrichtung nach außen verschieben. Ausgehend von der verbreiterten Variante, wurde bei der roten Kurve zusätzlich der Stauchungsfaktor $I^*=0,7$ verwendet. Bei dieser Betrachtung wird nicht berücksichtigt, dass ein großer Stauchungsfaktor I^* die Montage der Spannklemme über die Schwellenschraube erschwert.

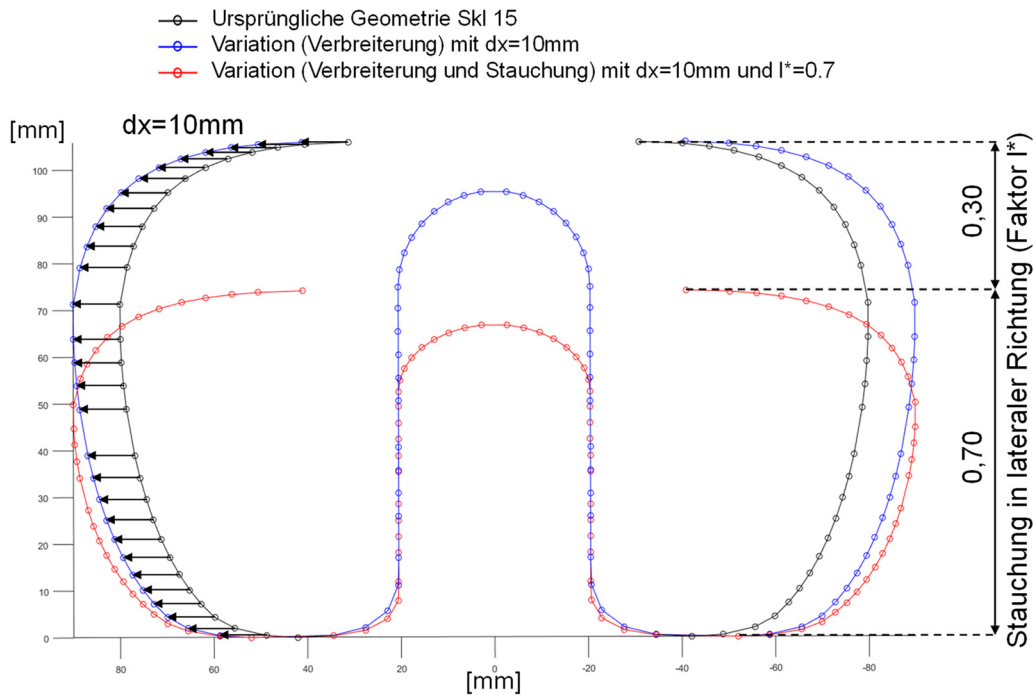


Abbildung 6.32 Formmodifikation Verkürzung der Federarme in lateraler Richtung bei gleichzeitiger Verbreiterung der Schlaufen auf der Wfp (Draufsicht)

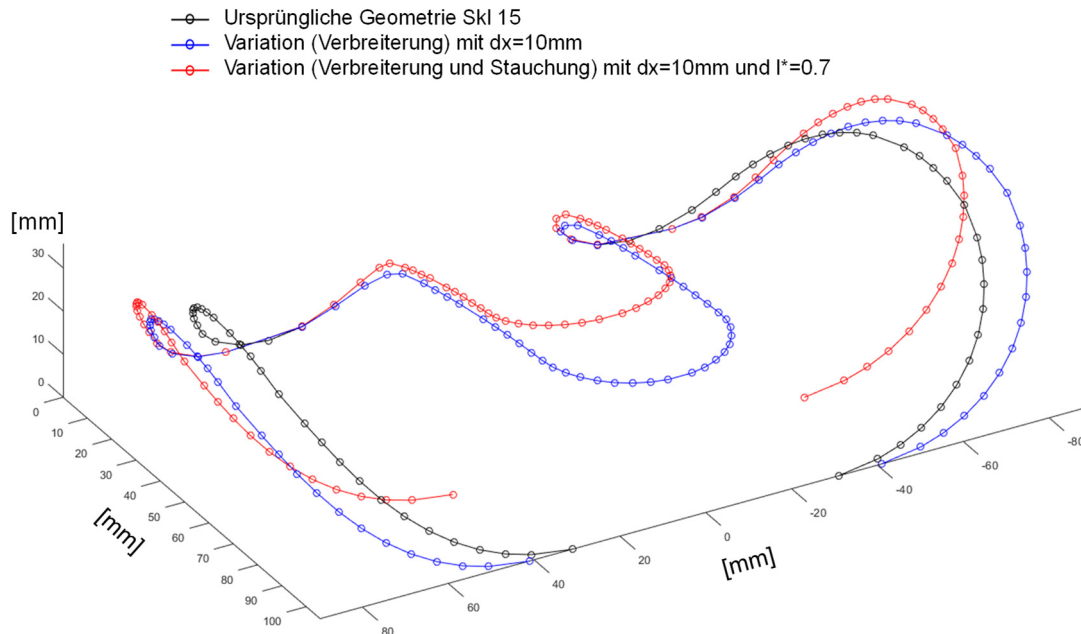


Abbildung 6.33 Formmodifizierte Spannklemmen. Schwarze Kurve: Skl 15 (ursprüngl.); blaue Kurve: Verbreiterung um $dx=10\text{ mm}$; rote Kurve: Verbreiterung um $dx=10\text{ mm}$ und Stauchung um $l^*=0,7$

Eine Verbreiterung um das Maß dx ist nötig, da sich durch die Stauchung der Hebelarm einer vertikalen Verformung der Spannklemme verkürzt. Hieraus erhöhen sich die Spannungen infolge Torsion, wie Abbildung 6.34 zeigt: Der Einfluss der Länge der

Federarme auf die Torsionsbeanspruchung einer Spannklemme soll anhand einer vereinfachten Modellvorstellung betrachtet werden, welche davon ausgeht, dass sich die beiden hinteren Schlaufen der Spannklemme, die auf der Winkelführungsplatte aufliegen, durch einen geraden Stab mit Kreisquerschnitt idealisieren lassen. Durch eine Verkürzung der Federarme in lateraler Richtung entsteht bei identischer vertikaler Auslenkung z^* ein größerer Verdrehwinkel φ innerhalb der Querschnittsfläche (vgl. orange Linie in Abbildung 6.34). Dies führt zu einer Erhöhung der Gleitung γ und schließlich zu größeren Schubspannungen:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad 6-6$$

Die Gleitung γ und die Schubspannungen τ sind konstant über die Breite B des Stabes, lassen sich jedoch über eine Verbreiterung von B reduzieren. Eine solche Verbreiterung ließe sich durch einen größeren Biegeradius der beiden hinteren Schlaufen realisieren und wird in der hier vorgestellten Formmodifikation durch das Maß dx erreicht.

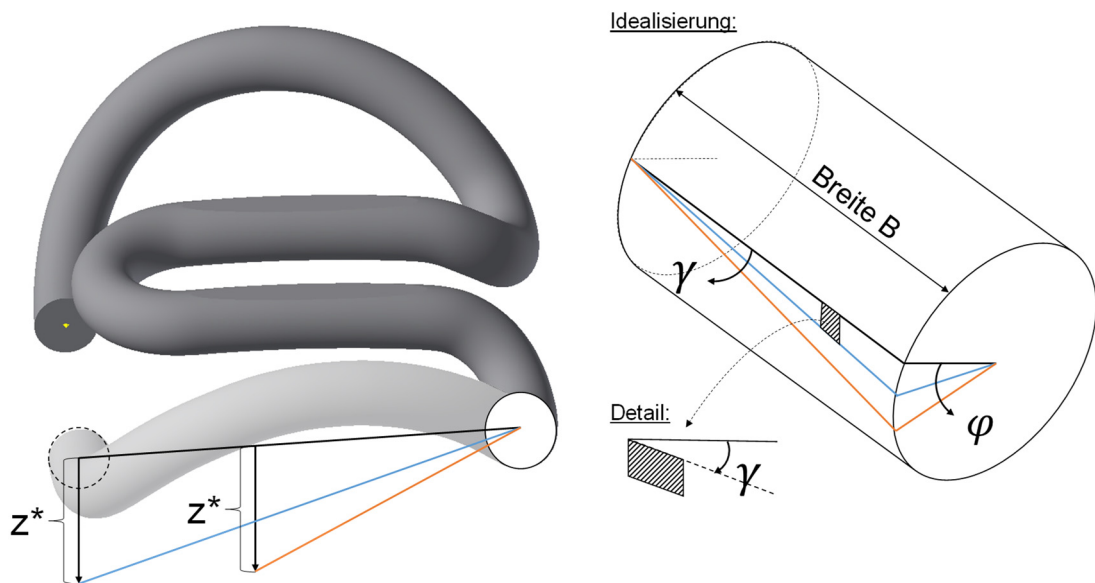


Abbildung 6.34 Qualitative Darstellung der Entwicklung der Torsionsbeanspruchung einer Spannklemme in Abhängigkeit der Länge der Federarme

Abbildung 6.35 fasst die Ergebnisse der Untersuchung zusammen und zeigt die Ergebnisse für die erste und zweite Eigenfrequenz bei unterschiedlichen Stauchungsfaktoren I^* und Verbreiterungen um dx . Wiederum sei darauf hingewiesen, dass es bei der ersten und zweiten Eigenfrequenz zur gleichen Eigenform kommt, wobei bei f_1 die Federarme parallel und bei f_2 gegenläufig schwingen.

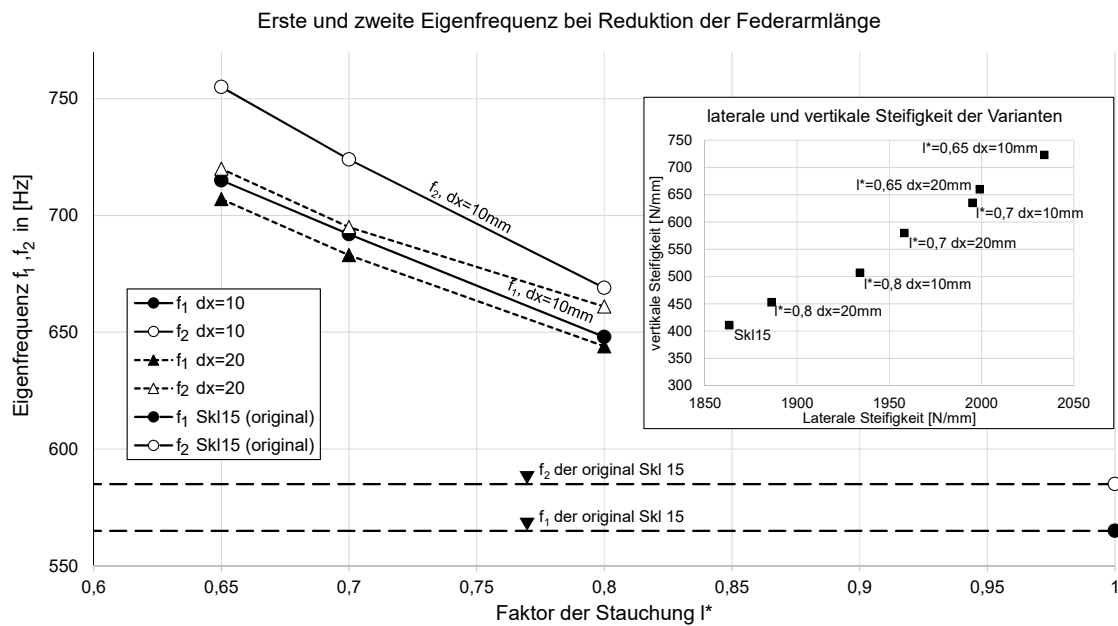


Abbildung 6.35 Erste und zweite Eigenfrequenz der Simulationsmodelle bei einer Verkürzung der Federarme (Faktor I^*) und einer Verbreiterung um dx in [mm]

Insgesamt wurden sechs Kombinationen untersucht, bei denen der Grad der Stauchung I^* zwischen 0,65 und 0,80 variiert und die Verbreiterung dx entweder 10 mm oder 20 mm beträgt. Die beiden durchgezogenen Linien zeigen die Entwicklung der ersten Eigenfrequenzen, wenn die Verbreiterung $dx=10$ mm beträgt. Die strichlierten Linien beziehen sich auf eine Verbreiterung um $dx=20$ mm. Die höchsten Eigenfrequenzen der untersuchten Kombinationen erzielt die Variante mit $I^*=0,65$ und $dx=10$ mm. Hier liegen die Eigenfrequenzen bei $f_1=715$ Hz und $f_2=755$ Hz, was einer Erhöhung um 27 % bzw. 29 % entspricht. Die Ergebnisse weisen darauf hin, dass die Maßnahmen auch zu einer höheren Steifigkeit in vertikaler und lateraler Richtung führen. In Abbildung 6.35 sind die Steifigkeitswerte für die sechs Varianten angetragen. Wie oben beschrieben, zieht eine in lateraler Richtung steifere Spannklemme Lasterlasten an und es kommt zu einer höheren Beanspruchung des Bauteils. Eine steilere Federkennlinie in vertikaler Richtung führt zudem dazu, dass bei einer Entlastung des Stützpunktes die Niederhalte kraft in größerem Maße abnimmt, als dies bei einer flacheren Federkennlinie der Fall wäre. Weiterer Forschungsbedarf besteht für die Montage der gestauchten Spannklemme (z.B. Anordnung der Schwellenschraube und Zugspannung in der Schraube).

6.6.6 Veränderung der Rotationsachse der Kippbewegung

Maßnahmen wie die Reduktion der Bogenhöhe zielen darauf ab, dass die Masse der Federarme zu der Rotationsachse der Kippbewegung der ersten Eigenform hinbewegt werden. Dadurch reduziert sich das Massenträgheitsmoment der Kippbewegung und es ergibt sich eine Erhöhung der Eigenfrequenz.

Ebenso ist eine Reduktion des Massenträgheitsmoments möglich, wenn die Rotationsachse der Kippbewegung verlagert wird. Dies kann durch eine Verschiebung der Aufstandspunkte der Spannklemme auf dem Schienenfuß geschehen. In Abbildung 6.36 und Abbildung 6.37 ist eine Auswahl verschiedener untersuchter Varianten dargestellt.

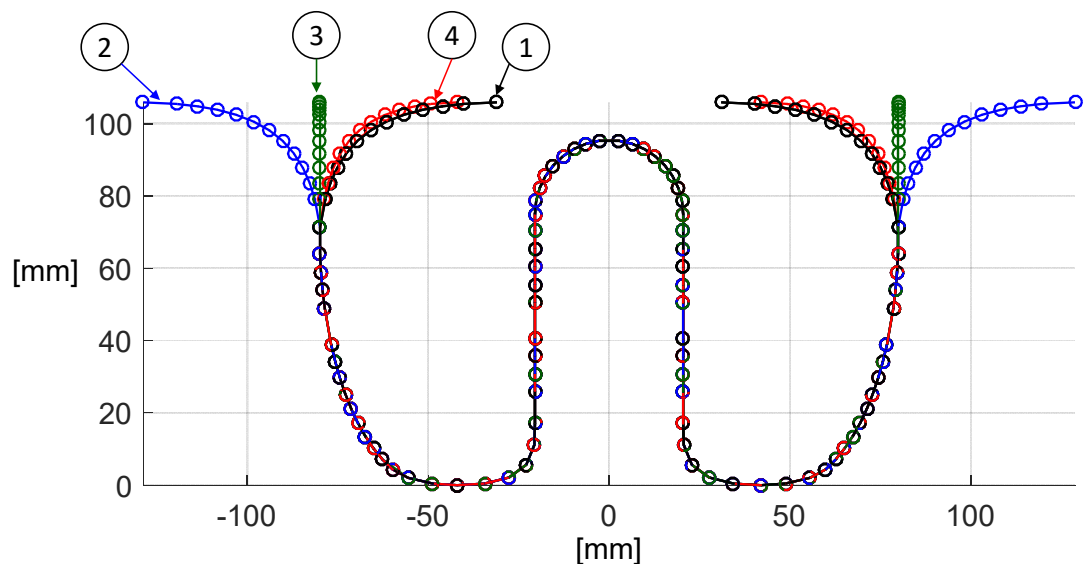


Abbildung 6.36 Verschiedene Geometriemodifikationen zur Verlagerung der Rotationsachse; Kurve (1) entspricht urspr. Skl 15; Draufsicht

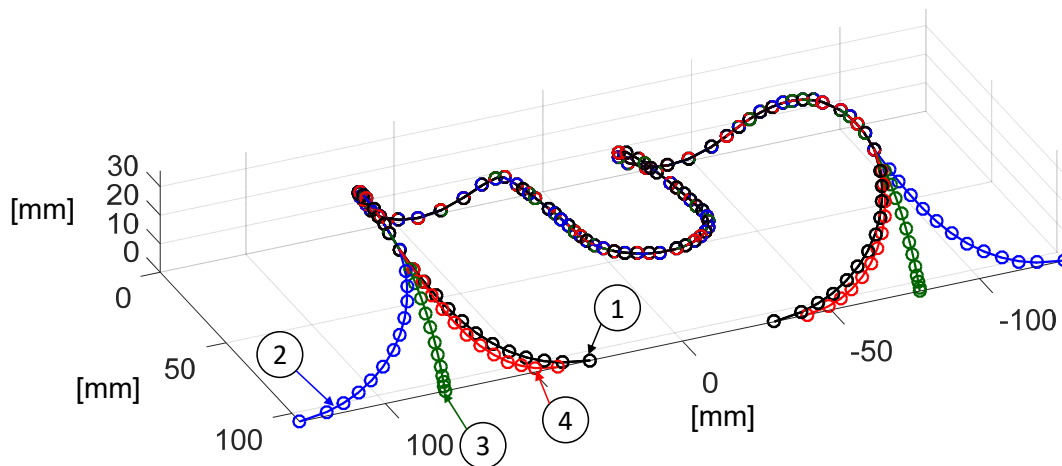


Abbildung 6.37 Verschiedene Geometriemodifikationen zur Verlagerung der Rotationsachse; Kurve (1) entspricht urspr. Skl 15

In Abbildung 6.36 sind vier Varianten mit veränderten Abstandspunkten der Skl auf dem Schienenfuß dargestellt. Die schwarze Kurve (1) zeigt die ursprüngliche Geometrie der Spannklemme Skl 15. Für die blaue Kurve (2) wurde der Verlauf des Splines ab dem höchsten Punkt des Federarmes um die y-Achse gespiegelt. In Abbildung 6.38 wird deutlich gezeigt, dass die neue Kippachse (definiert durch die beiden Abstandspunkte des Federarmes auf Schiene und Winkelführungsplatte) nun einen geringeren Abstand zu den Massen aufweist, als bei der ursprünglichen Geometrie. Die Länge des Federdrahtes ändert sich bei dieser Variante nicht. Da die Krümmung des Federarmes nur die Richtung geändert hat, kommt es zu keiner Verringerung der lateralen Steifigkeit der Spannklemme. Durch die Maßnahme erhöht sich in der Simulation die erste Eigenfrequenz auf 620 Hz (Anstieg um ca. 8 %, Basis 576 Hz). Nachteilig ist, dass durch die Verlagerung des Abstandspunktes ein längerer Hebelarm entsteht, welcher voraussichtlich zu einer niedrigeren Anspannkraft führt. Ein weiteres Kriterium für eine günstige Gestaltung der Geometrie von Spannklemmen ist ein kontinuierlicher Krümmungsverlauf der Federarme, da hierdurch Spannungsspitzen vermieden werden. Durch das Spiegeln der Federarme nach außen, kann dieses Kriterium nicht erfüllt werden (Im Zusammenhang dieses Kriteriums sei als Analogie auf Schraubenfedern verwiesen, die durch eine kontinuierliche Krümmung eine optimale Spannungsverteilung gewährleisten).

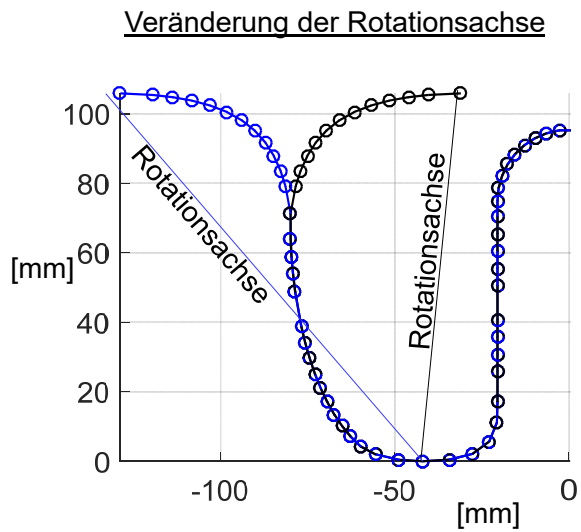


Abbildung 6.38 Veränderung der Rotationsachse durch die vorgestellte Geometriemodifikation

Die Variante (3) in Abbildung 6.36. zeigt eine Geometrie, bei der die erste bzw. letzte Biegung des Federdrahtes durch ein gerades Stück ersetzt wurde, wodurch die Federarme senkrecht auf dem Schienenfuß enden. Dadurch kann ebenfalls der Abstand zwischen Federarm und Rotationsachse verringert werden (vgl. Abbildung 6.39). Die erste Eigenfrequenz berechnete sich in der Simulation zu 671 Hz, was einer Erhöhung von etwa 17 % entspricht (Basis 576 Hz).

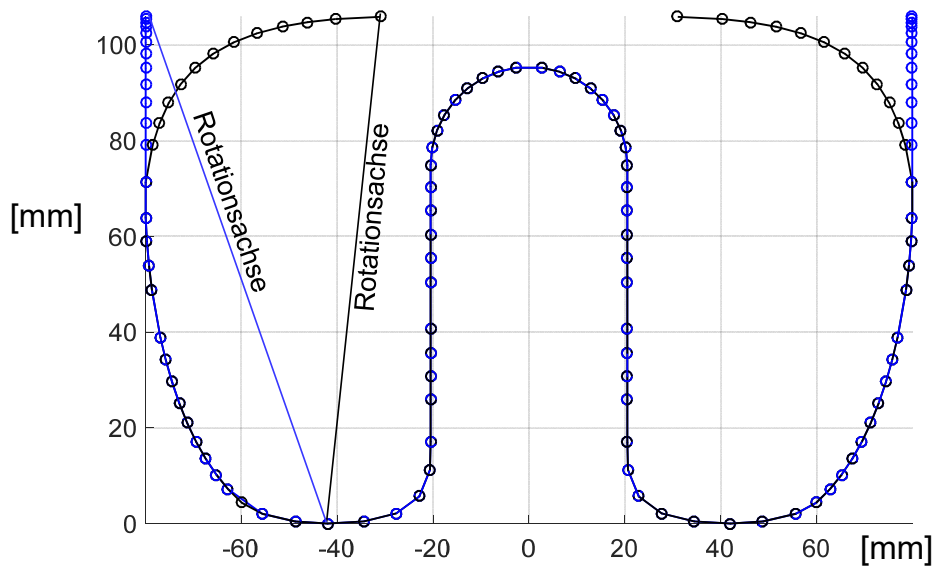


Abbildung 6.39 Veränderung der Rotationsachse der ersten Eigenform durch gerade Enden des Federdrahtes; (schwarz: ursprüngliche Geometrie)

Wiederum erhöht die Maßnahme die laterale Steifigkeit, die sich in Simulationen zu 3559 N/mm berechnet (Erhöhung um ca. 91 %). Um die laterale Steifigkeit zu verringern, kann erneut eine zusätzliche Ausrundung eingefügt werden (vgl. Kapitel 6.6.3). In Abbildung 6.40 ist als rote Kurve eine Geometrie mit zusätzlicher Ausrundung um einen Stich $e=15$ mm dargestellt.

Wie mehrfach erwähnt, hat die Reibung, die zwischen Spannklemme und Schienenfuß wirkt und im Modell durch diskrete Federelemente idealisiert wird, einen erheblichen Einfluss auf die Höhe der Eigenfrequenzen der Spannklemmen. In Abbildung 6.41 sind mehrere Rechenläufe für eine Spannklemme mit gerade endenden Federarmen dargestellt, wobei zum einen der Faktor h^* zur Beschreibung der Bogenhöhe und zum anderen die Federsteifigkeit der im Kontaktbereich wirkenden Federn variiert wurde. Als Mindestwert der Federsteifigkeit wurden 1200 N/mm angesetzt. Dieser Wert entspricht der Federsteifigkeit des kalibrierten Modells der ursprünglichen Skl 15 in Kapitel 4.4.2. Deutlich zu sehen ist das Potential einer Erhöhung der Eigenfrequenzen durch Erhöhung des Reibungswiderstandes. Zwar gestaltet sich die Erhöhung der Reibung selbst im Aufstandspunkt schwierig, doch eine Behinderung des Gleitens der Federarme scheint bei den geraden Enden dieser Formmodifikation als möglich. In Abbildung 6.42 ist eine Designstudie für einen Isolator abgebildet, der die Gleitbewegung der Federarme bei Resonanz behindern soll.

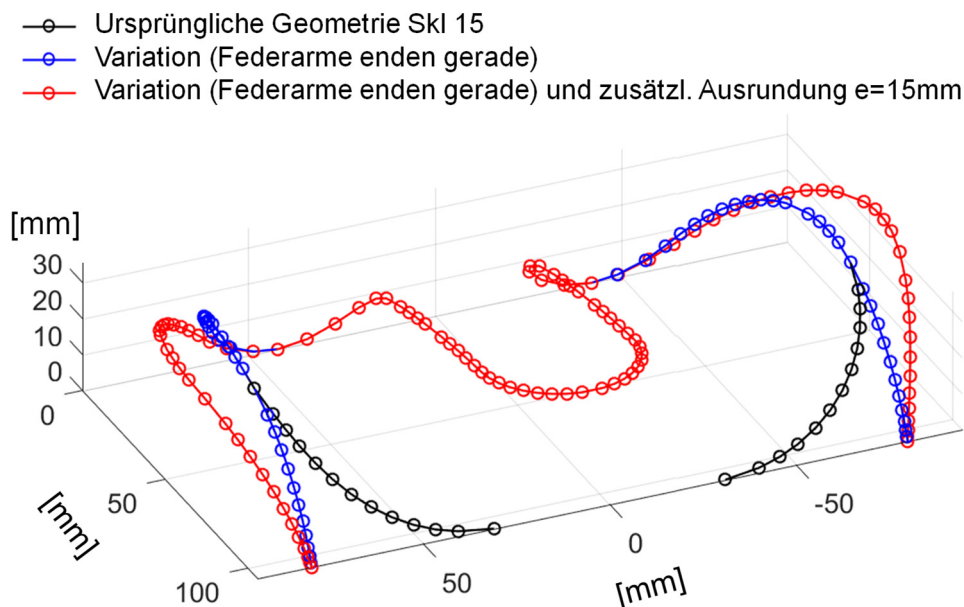


Abbildung 6.40 Veränderung der Rotationsachse der Kippbewegung durch Formmodifikation der Spannklemme Skl 15

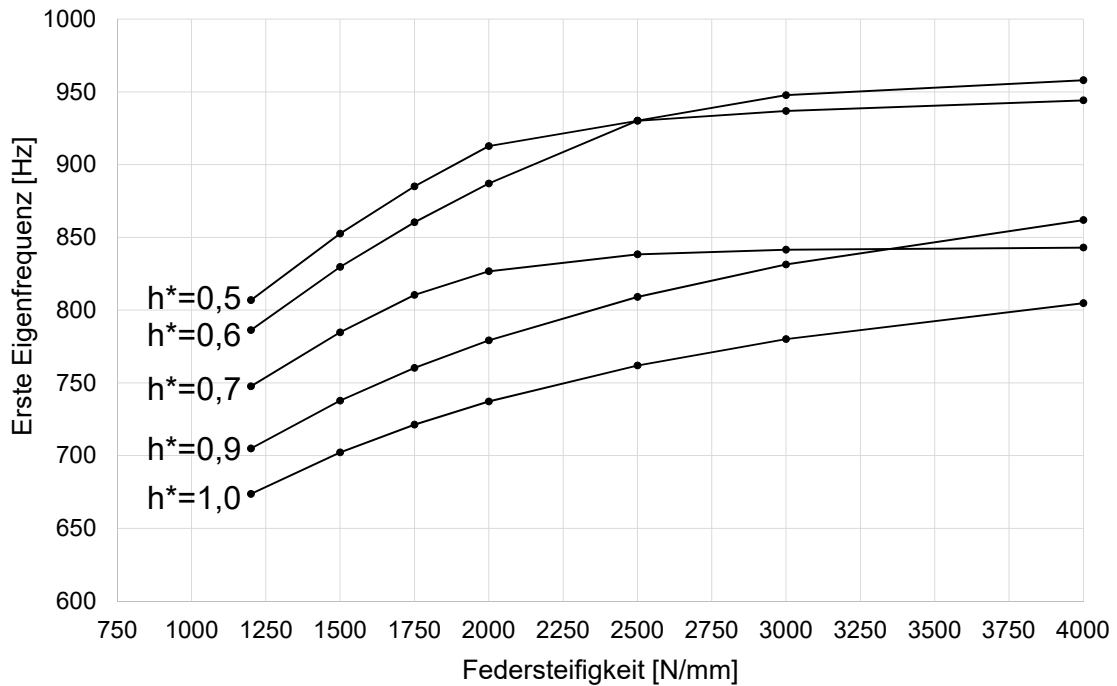


Abbildung 6.41 Einfluss der als Federsteifigkeit idealisierten Reibung auf die Höhe der ersten Eigenfrequenz bei gerade endenden Federarmen (Simulationsergebnisse)



Abbildung 6.42 Designstudie eines Isolators für eine formmodifizierte Spannklemme mit gerade endenden Federarmen

Als vierte Variante (4) wird in Abbildung 6.36 eine Geometrie gezeigt, bei der die Enden des Federdrahtes jeweils um 11 mm nach außen versetzt (d.h. verkürzt) sind. Die Anpassung erfolgt indem die x-Koordinaten der Punkte, die den Spline beschreiben, ab dem Scheitelpunkt des Fedarmes mit dem Faktor 0,78 multipliziert werden. In der Draufsicht in Abbildung 6.43 ist erkennbar, dass nun die Aufstandspunkte der Spannklemme auf der Winkelführungsplatte und der Schiene auf einer Linie liegen, d.h. bei einer vertikalen Verformung kommt es nun in der hinteren Schlaufe vornehmlich zur

Torsionsbeanspruchung und der Anteil der Biegung reduziert sich. Zudem reduziert sich das Massenträgheitsmoment einer Kippbewegung und die erste Eigenfrequenz steigt auf 615 Hz.

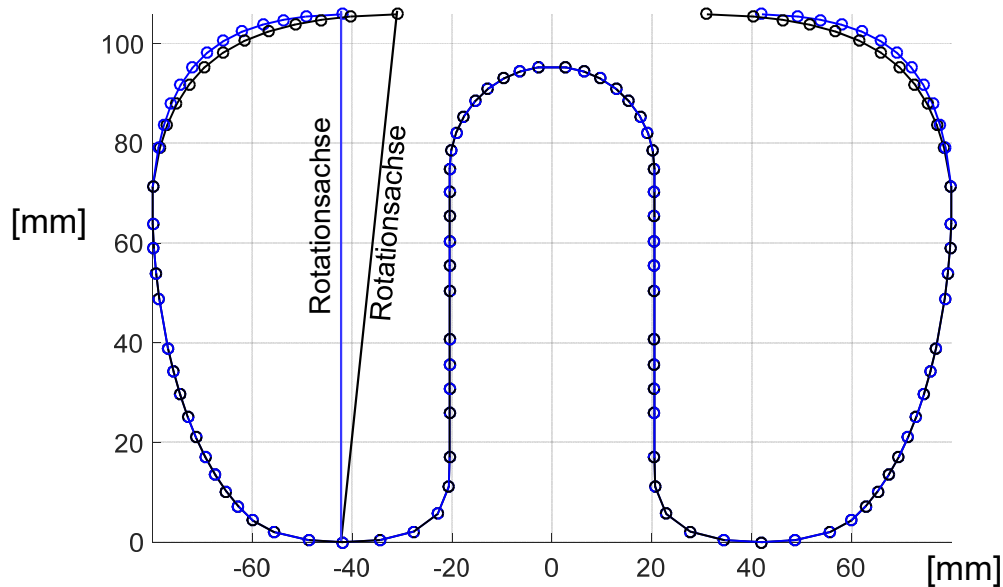


Abbildung 6.43 Veränderung der Rotationsachse der ersten Eigenform durch verkürzte Enden des Federdrahtes; (schwarz: ursprüngliche Geometrie)

6.7 Zusammenfassung der Ergebnisse

6.7.1 Übersicht über untersuchte Maßnahmen und deren Wirksamkeit

Ziel der Untersuchungen in Kapitel 6 ist eine schwingungstechnische Optimierung der Spannklemme des Typs Skl 15. Als Kriterium für eine erfolgreiche Optimierung wird eine veränderte erste Eigenfrequenz der Spannklemme betrachtet. Da im niederfrequenten Bereich zahlreiche weitere Erregerfrequenzen (bspw. Anregung durch Achs- und Drehgestellabstand des Fahrzeuges) vorliegen, wird empfohlen die Eigenfrequenz anzuheben, d.h. das System so hoch abzustimmen, dass hochfrequente Erregerfrequenzen infolge von Riffeln eine unterkritische Anregung darstellen. Die untersuchten Maßnahmen lassen sich drei Kategorien zuordnen:

- Applikation zusätzlicher Elemente auf den Spannklemmen
- Veränderung der Lagerung der Spannklemmen
- Formmodifikation der Spannklemmen

Zusätzliche Massen auf den Federarmen führen zu einer Verringerung der ersten Eigenfrequenz und sind nicht konform mit der gewählten Strategie der hohen Systemabstimmung. Weiter wurden Schwingungstilger untersucht, bei denen abgestimmte Massen über ein Elastomer an den Federarm gekoppelt werden. Trotz der guten Wirksamkeit der verschiedenen Arten entworfenener Tilger in numerischen und experimentellen Untersuchungen, gilt es zu prüfen, ob ein Einsatz praktikabel ist. Zwar könnten bestehende Systeme mit Tilgern kurzfristig nachgerüstet werden, doch könnte sich die Montage aufwändig gestalten.

Die Lagerung der Spannklemme kann entweder auf der Winkelführungsplatte oder auf dem Schienenfuß geändert werden. Da der Einfluss der Einspannung auf der Winkelführungsplatte auf das Schwingungsverhalten bereits aus Kapitel 4 bekannt war, wurden mit einem Prototyp für eine Winkelführungsplatte mit formschlüssiger Lagerung der hinteren Schlaufen der Spannklemme experimentelle Modalanalysen durchgeführt. In den Laborversuchen ergab sich eine höhere Eigenfrequenz der Skl 15 mit reduzierter Schwingungsamplitude.

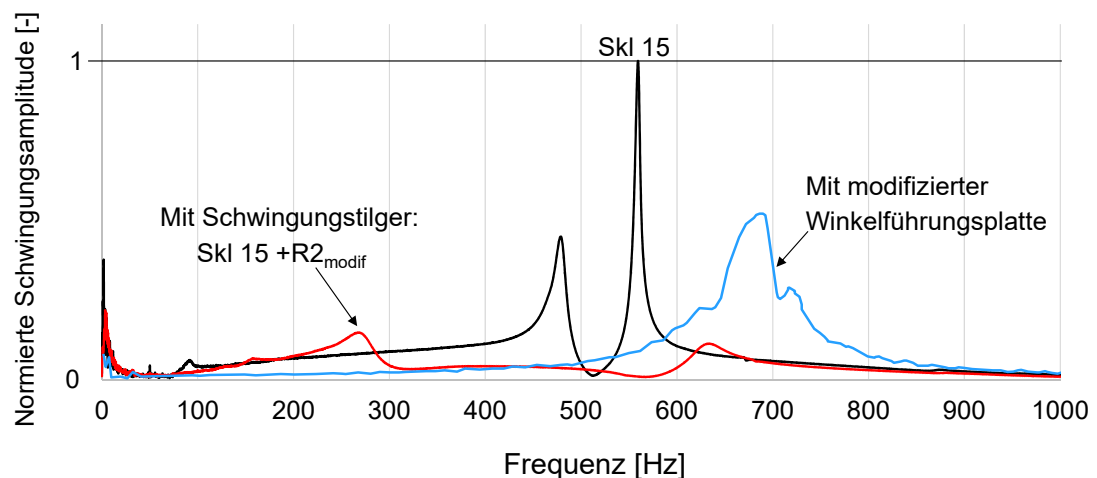


Abbildung 6.44 Amplitudengang aus Laborversuchen mit der Spannklemme Skl 15; Schwarze Kurve: ursprüngl. System; blaue Kurve: mit modifizierter Wfp; rote Kurve: mit ringförmigem Schwingungstilger

Abbildung 6.44 fasst die Ergebnisse von drei Labormessungen zusammen. Die schwarze Kurve entspricht dem ursprünglichen System mit Skl 15 ohne weitere Maßnahmen (Messaufbau und Methodik aus 6.3.5). Die rote Kurve entspricht den Messergebnissen bei Verwendung eines ringförmigen Schwingungstilgers mit Kerbschnitt und Klebeband (Messaufbau und Methodik aus 6.3.5). Die blaue Kurve entspricht der Messung mit modifizierter Winkelführungsplatte (Messaufbau und

Methodik aus 6.4.3). Da der Messaufbau und die Anregung der Spannklemme in den Untersuchungen analog gewählt wurden, lassen sich die Ergebnisse untereinander vergleichen. Es zeigt sich, dass beide Maßnahmen (Schwingungstilger und modifizierte Winkelführungsplatte) eine Verbesserung der Situation darstellen und der deutliche Spitzenwert der Skl 15 bei 576 Hz verschwindet.

Kapitel 6 zeigt außerdem, wie durch die Formmodifikation der Skl 15 höhere Eigenfrequenzen entstehen. Die Maßnahmen reduzieren dabei entweder die schwingfähige Masse des Federarmes oder bewegen die Masse des Federarmes in die Nähe der Kippachse der ersten Eigenform. Dadurch entstehen geringere Massenträgheitsmomente und schließlich höhere Eigenfrequenzen. Nachfolgend wird eine Auswahl gerechneter Varianten formmodifizierter Spannklemmen zusammengefasst:

- **Reduktion der Bogenhöhe:** In Kapitel 6.6.3 wird gezeigt, wie eine reduzierte Bogenhöhe der Federarme die Eigenfrequenzen beeinflusst. Der Parameter h^* gibt an, auf welchen Prozentsatz der ursprünglichen Bogenhöhe die neue Bogenhöhe reduziert wird. Die Ausrundung der Federarme einiger Varianten wird um eine zusätzliche Parabel erweitert, die über den Stich e [mm] definiert ist.

Tabelle 6-6 Erste und zweite Eigenfrequenz formmodifizierter Spannklemmen mit reduzierter Bogenhöhe

Variante	h^* [-]	e [mm]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]
A.01	1	0	576	585
A.02	1	7,5	516	533
A.03	1	15	468	488
A.04	0,8	0	613	626
A.05	0,6	0	644	656
A.06	0,5	0	644	654
A.07	0,4	0	655	665
A.08	0,4	7,5	632	641
A.09	0,4	15	557	574
A.10	0,3	0	664	679
A.11	0,3	7,5	635	642
A.12	0,2	0	680	688
A.13	0	0	689	694
A.14	0	7,5	660	669
A.15	0	15	587	604

- **Stauchung der Federarme:** Durch eine Stauchung der Federarme (Faktor l^*) reduziert sich die schwingfähige Masse und die Eigenfrequenzen erhöhen sich. Zusätzlich wird die hintere Schlaufe der Spannklemmen vergrößert (Faktor dx) um die Spannungen dort zu reduzieren. Die Maßnahmen werden in Kapitel 6.6.5 beschrieben und die Ergebnisse sind in Tabelle 6-7 zusammengefasst.

Tabelle 6-7 Erste und zweite Eigenfrequenz lateral gestauchter Spannklemmen

Variante	l^* [-]	dx [mm]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]
C.01	0,8	10	648	669
C.02	0,8	20	644	661
C.03	0,7	10	692	724
C.04	0,7	20	683	695
C.05	0,65	10	715	755
C.06	0,65	20	707	720

- **Federarme nach außen gespiegelt:** Durch Spiegelung der Federarme nach außen, können die Eigenfrequenzen der Spannklemme erhöht werden. Gleichzeitig kommt es zu keiner Versteifung der Spannklemmen in lateraler Richtung (vgl. Kapitel 6.7.2). Zusätzlich wird die Bogenhöhe der Federarme variiert (Faktor h^*). Die Varianten werden in Kapitel 6.6.6 näher beschrieben und in Tabelle 6-8 zusammengefasst.

Tabelle 6-8 Erste und zweite Eigenfrequenz von Spannklemmen mit nach außen gespiegelten Federarmen

Variante	h^* [-]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]
E.01	1	616	620
E.02	0,8	640	642
E.03	0,6	666	671

- **Federarme enden senkrecht auf dem Schienenfuß:** Wenn die Federarme senkrecht auf dem Schienenfuß enden (letzte Ausrundung des Federdrahtes entfällt), erhöhen sich die Eigenfrequenzen und die Spannklemmen werden in lateraler Richtung steifer. Die Maßnahme wird in Kapitel 6.6.6 beschrieben. Tabelle 6-9 fasst die Ergebnisse gerechneter Varianten zusammen.

Tabelle 6-9 Erste und zweite Eigenfrequenz von Spannklemmen, deren Federarme senkrecht auf dem Schienenfuß enden

Variante	h^* [-]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]
F.01	1	674	679
F.02	0,9	705	711
F.03	0,8	705	710
F.04	0,7	748	755
F.05	0,6	786	797
F.06	0,5	807	819

Anhand der entwickelten Methodik zur Veränderung der Geometrie und Simulation des Schwingungsverhaltens der Spannklemmen lassen sich Tendenzen erkennen, wie die Eigenfrequenzen auf Anpassung verschiedener Parameter reagieren. Es sei darauf hingewiesen, dass die Kalibrierung des Modells lediglich an der ursprünglichen SKI 15 erfolgte und die Eigenformen neuer Geometrien möglicherweise ein Anpassen der Steifigkeiten der Federn im Aufstandspunkt auf der Schiene erfordern. Dieser weitere Forschungsbedarf kann nur nach Herstellung von Prototypen untersucht werden. Als Ausgangspunkt weiterer Untersuchungen wird eine Spannklemme mit Federarmen, die senkrecht auf dem Schienenfuß enden, empfohlen (Variante F, siehe Tabelle 6-9). Diese kann durch einen Isolator, der die Gleitbewegung der ersten Eigenform zusätzlich einschränkt, ergänzt werden.

Schlussendlich sei darauf hingewiesen, dass für die Untersuchungen als Kriterium einer erfolgreichen schwingungstechnischen Optimierung ein Anheben der ersten Eigenfrequenzen betrachtet wurde. Auch andere Herangehensweisen, wie die Betrachtung der Spannungen im Resonanzfall, sind denkbar, wurden im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit jedoch nicht betrachtet. Wird eine Erhöhung der ersten Eigenfrequenz durch Anpassung der Geometrie der Spannklemmen angestrebt, erhöht sich dabei in der Regel auch die Steifigkeit der Spannklemmen in lateraler Richtung. Hieraus kann sich wiederum eine erhöhte Beanspruchung für laterale Verformungen ergeben. Es besteht also ein Zielkonflikt zwischen einer schwingungstechnischen Optimierung der Spannklemmen bei einer gleichzeitigen Begrenzung der Spannungen infolge einer lateralen Belastung. Dieser Zielkonflikt wird nachfolgend als Abschluss des Kapitels betrachtet.

6.7.2 Zielkonflikt zwischen einer schwingungstechnischen Optimierung von Spannklemmen und deren lateralen Steifigkeit

Als Ergebnis der Formmodifikationen der Spannklemmen (Kapitel 6.6) lässt sich festhalten, dass bei den vorgestellten Maßnahmen zur Erhöhung der ersten Eigenfrequenz in der Regel auch eine Erhöhung der lateralen Steifigkeit der Spannklemmen erfolgt. Dies wird u.a. bei der Verringerung der Bogenhöhe in 6.6.3 in Tabelle 6-4 deutlich. Eine Erhöhung der lateralen Steifigkeit gilt es zu vermeiden, da sich dadurch bei einer vorgegebenen lateralen Verformung höhere Spannungen in der Spannklemme ergeben. Gründe für die Steifigkeitszunahmen der formmodifizierten Geometrien liegen in der Reduktion der Bogenlänge der Federarme. Bei einer kürzeren Bogenlänge ist die relative Dehnung infolge einer vorgegebenen Verschiebung in lateraler Richtung größer, wodurch höhere Spannungen entstehen.

Um diesen Zielkonflikt zwischen schwingungstechnischer Optimierung und der lateralen Steifigkeit zu verdeutlichen, wurden an ausgewählten Geometrien von Spannklemmen FE-Simulationen durchgeführt, die zeigen, welche Spannungen bei lateraler Beanspruchung auftreten. Die theoretischen Ergebnisse werden nachfolgend vorgestellt. Das Untersuchungsprogramm umfasst folgende geometrische Varianten:

- Skl 15 (ursprüngliche Geometrie)
- Skl 15 mit reduzierter Bogenhöhe $h^*=0,50$
- Skl 15 mit Federarmen, die senkrecht auf dem Schienenfuß enden (Variante F.01 aus Tabelle 6-9, siehe auch Kapitel 6.6.6)
- Skl 15 mit Federarmen, die senkrecht auf dem Schienenfuß enden und deren Bogenhöhe um den Faktor $h^*=0,50$ reduziert wurde (Variante F.06 aus Tabelle 6-9, siehe auch Kapitel 6.6.6)
- Skl 15 mit Federarmen, die nach außen gespiegelt wurden (Variante E.01 aus Tabelle 6-8, siehe auch Kapitel 6.6.6)

Die Randbedingungen in der Simulation sind analog zu den Vorgaben in Kapitel 6.6 gewählt. Lediglich die Federn, die an den Enden der Federarme ansetzen und die Reibung in lateraler Richtung idealisieren, wurden entfernt. Die Federn in Schienenlängsrichtung haben nahezu keinen Einfluss auf den Ort und den Wert der Spannungsmaxima entlang der Federarme und können daher bestehen bleiben. Die Singularitäten an den Knoten, an denen die Federelemente angreifen, können vernachlässigt werden, da an dieser Stelle keine Auswertung der Spannungen erfolgt.

Als Belastung wird eine Verschiebung in Höhe von 1,00 mm in lateraler Richtung vorgegeben.

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die von Mises-Vergleichsspannungen für die unterschiedlichen Geometrien unter oben beschriebenen Randbedingungen. Da die maximal auftretenden Spannungen deutlich unter der Fließgrenze von $R=1300 \text{ N/mm}^2$ liegen, kann vereinfachend mit einem linear-elastischen Materialmodell gerechnet werden.

In Abbildung 6.45 sind die Vergleichsspannungen für die ursprüngliche Geometrie der Skl 15 dargestellt. An der Oberseite der Federarme ergibt sich ein Spannungsmaximum von $241,6 \text{ N/mm}^2$ an der Unterseite ein Maximum von $356,5 \text{ N/mm}^2$. Generell sind die Spannungen an der Innenseite des Bogens höher, da hier eine kürzere Bogenlänge vorliegt und dadurch bei einer vorgegebenen Verschiebung höhere Dehnungen entstehen.

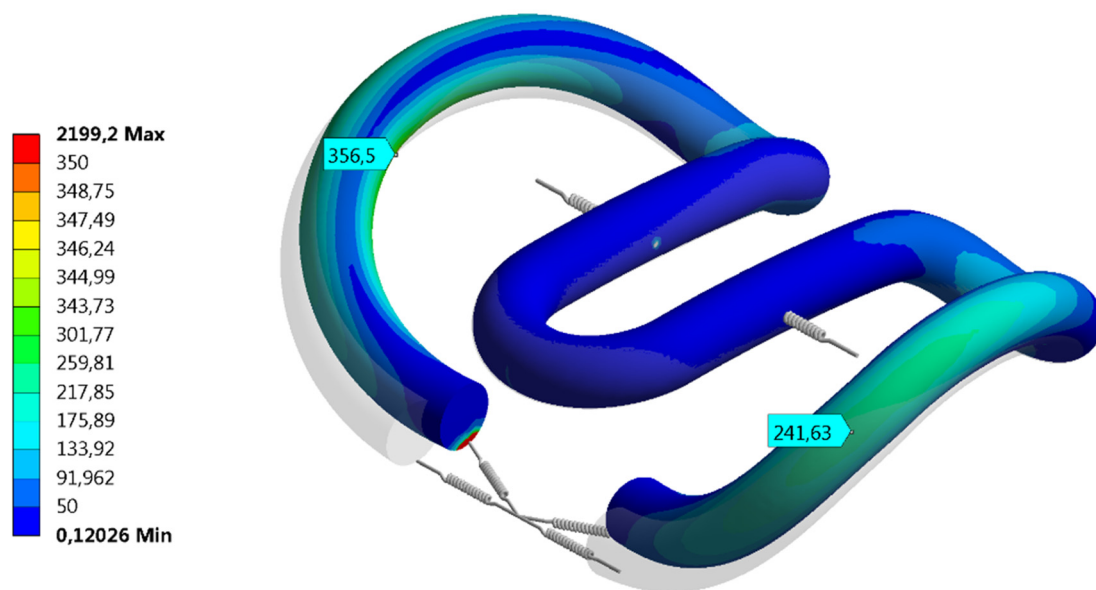


Abbildung 6.45 Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verschiebung der Federarme um 1,00 mm. Geometrie: ursprüngliche Version der Skl 15; Spannungswerte in $[\text{N/mm}^2]$

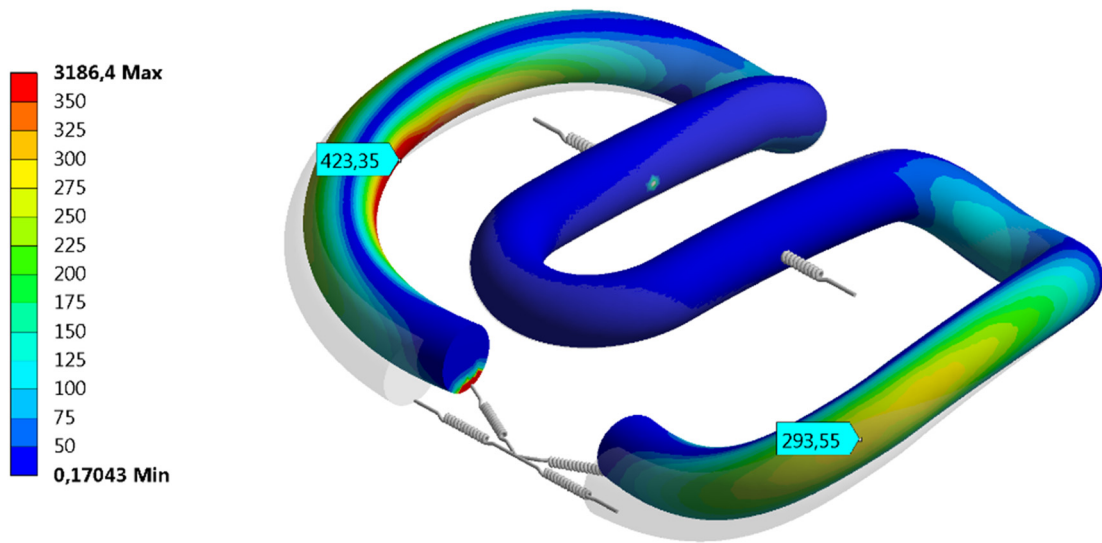


Abbildung 6.46 Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verschiebung der Federarme um 1,00 mm. Geometrie: Ski 15 mit reduzierter Bogenhöhe $h^*=0,50$; Spannungswerte in $[N/mm^2]$

Abbildung 6.46 zeigt zum Vergleich die von Mises-Spannungen, wenn bei der ursprünglichen Geometrie der Ski 15 die Bogenhöhe mit $h^*=0,50$ reduziert wird. Das Spannungsmaximum erhöht sich an der Unterseite auf $423,4 N/mm^2$ und auf $293,6 N/mm^2$ an der Oberseite. Dies entspricht einer Erhöhung um circa 19 %, welche sich durch die Verkürzung der Bogenlänge erklären lässt.

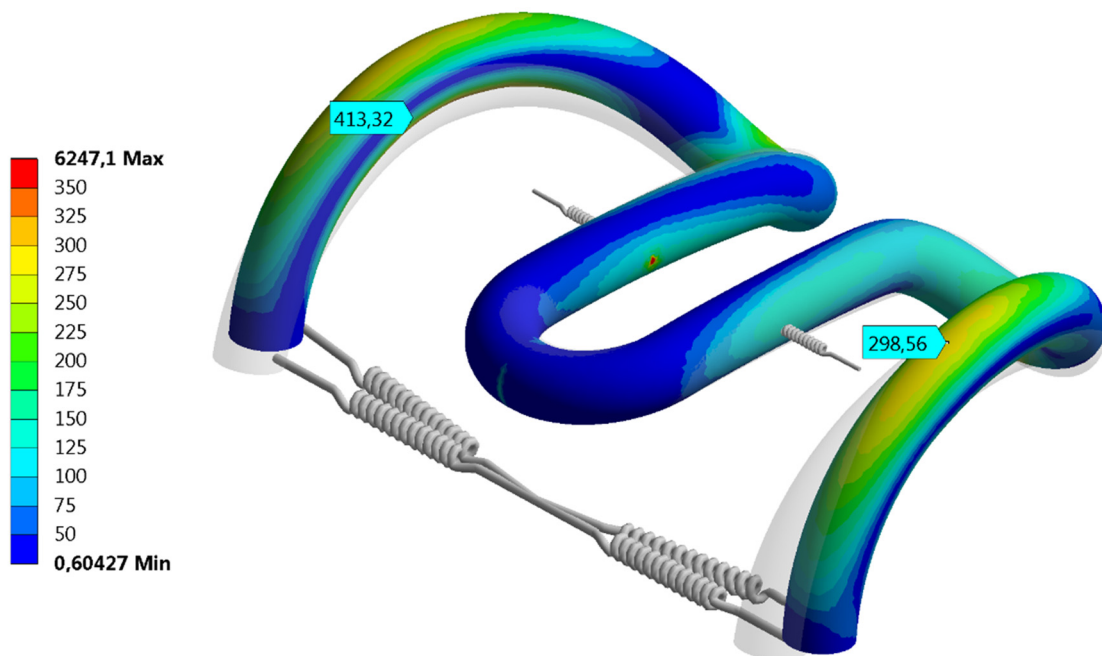


Abbildung 6.47 Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verschiebung der Federarme um 1,00 mm. Geometrie: Ski 15, Federarme enden senkrecht; Spannungswerte in $[N/mm^2]$

Abbildung 6.47 zeigt die Vergleichsspannungen für die Variante mit Federarmen, die senkrecht auf dem Schienenfuß enden. An der Oberseite der Federarme gibt es ein Spannungsmaximum von $298,6 \text{ N/mm}^2$, an der Unterseite stellen sich Werte bis zu $413,3 \text{ N/mm}^2$ ein. Die Spannungen liegen somit ca. 16 % über den Werten der ursprünglichen Geometrie der Skl 15 und knapp unter den Werten der Skl 15 mit reduzierter Bogenhöhe $h^*=0,50$.

Die Spannungen infolge einer lateralen Verformung erhöhen sich weiter, wenn die Federarme senkrecht enden und die Bogenhöhe auf 50 % herabgesetzt wird ($h^*=0,50$). Wie Abbildung 6.48 zeigt, erhöhen sich die Spannungsmaxima für diese Variante auf $447,2 \text{ N/mm}^2$ (Unterseite) bzw. $318,8 \text{ N/mm}^2$ (Oberseite). Dies entspricht einer Erhöhung um etwa 25 %.

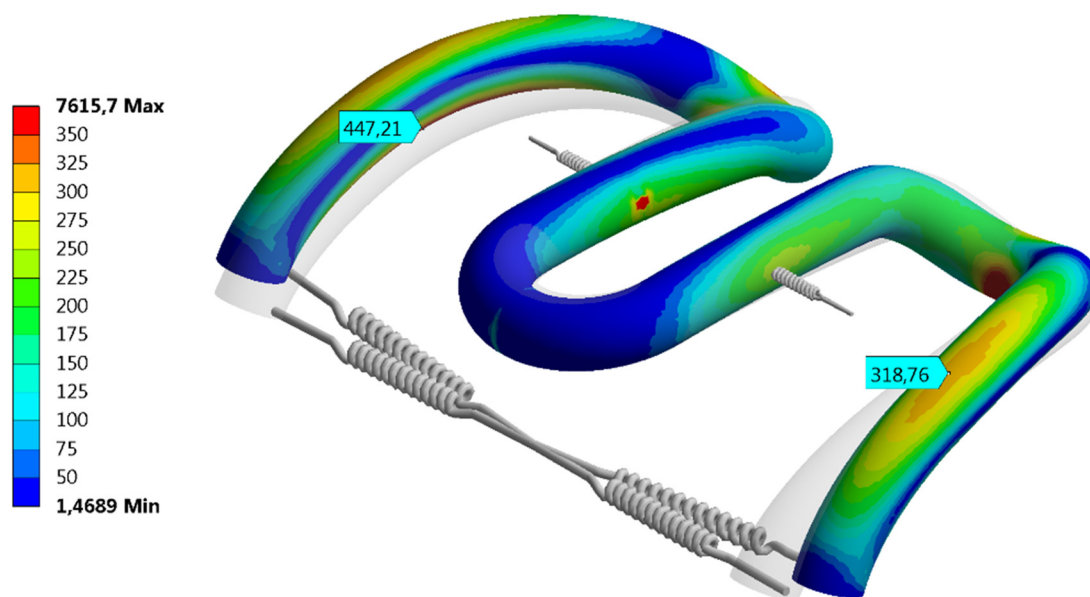


Abbildung 6.48 Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verschiebung der Federarme um $1,00 \text{ mm}$. Geometrie: Skl 15, Federarme enden senkrecht und reduzierte Bogenhöhe $h^*=0,50$; Spannungswerte in $[\text{N/mm}^2]$

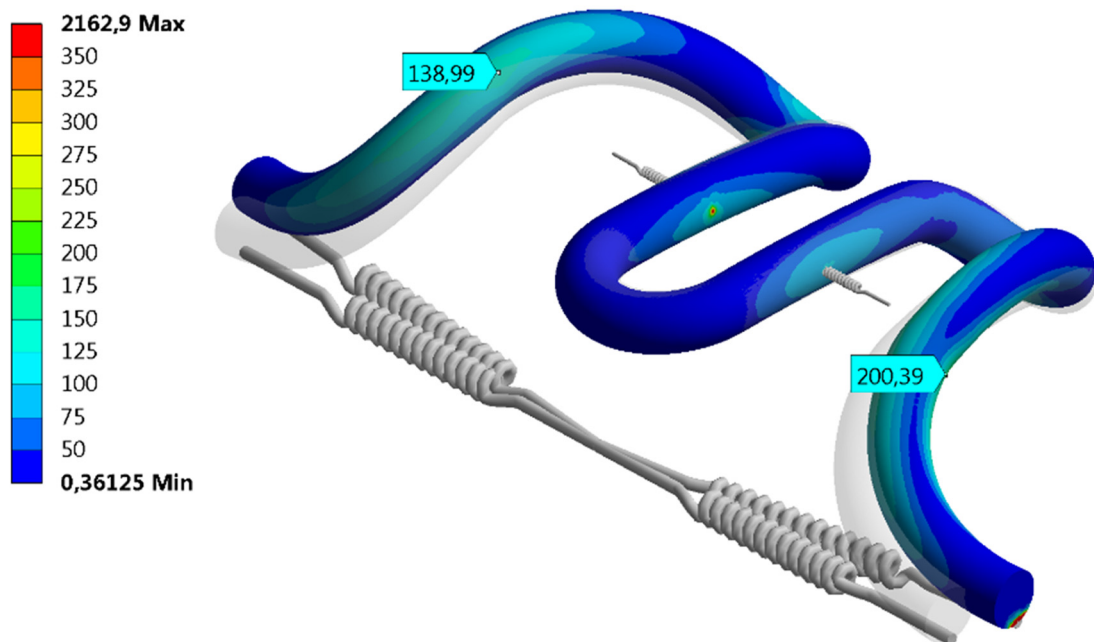


Abbildung 6.49 Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verschiebung der Federarme um 1,00 mm. Geometrie: Ski 15 mit nach außen gespiegelten Federarmen; Spannungswerte in [N/mm²]

Eine Reduktion der Beanspruchung infolge lateraler Verformung kann dagegen durch die Spiegelung der Federarme nach außen erzielt werden. Wie Abbildung 6.49 zeigt, entstehen hier Spannungen in Höhe von 200,4 N/mm² (Unterseite) bzw. 139,8 N/mm² (Oberseite).

In Tabelle 6-10 werden die Simulationsergebnisse für die unterschiedlichen geometrischen Varianten der Spannklemmen zusammengefasst. Weitere Abbildungen der Simulationsrechnungen finden sich in der Anlage 4.5.

Eine endgültige Bewertung der verschiedenen Geometrien kann nicht ohne genauere Angaben zu den Materialeigenschaften und eines Nachweises der Dauerfestigkeit bei lateraler Beanspruchung erfolgen.

Tabelle 6-10 Zusammenfassung der maximalen von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Beanspruchung i.H.v. 1,00 mm bei verschiedenen Geometrien von Spannklemmen

Abwandlung von der Skl 15 (Geometrie)	Erste Eigen- frequenz [Hz]	max. Vergleichsspannung [N/mm ²]	
		Unterseite	Oberseite
Skl 15	576	356,5	241,6
Skl 15, h*=0,5	644	423,4	293,6
	(+12 %)	(+19 %)	(+22 %)
Skl 15, Arme senkrecht	674	413,3	298,6
	(+17 %)	(+16 %)	(+24 %)
Skl 15, Arme senkrecht, h*=0,5	807	447,2	318,8
	(+40 %)	(+25 %)	(+32 %)
Skl 15, Arme gespiegelt	616	200,4	139,8
	(+7 %)	(-44 %)	(-42 %)

Ausgehend von den hier vorgestellten Ergebnissen wird festgehalten, dass die Eigenfrequenzen bei den Geometrien mit senkrecht endenden Federarmen im Vergleich zur lateralen Steifigkeit überproportional ansteigen. Zwar kann durch eine Spiegelung der Federarme nach außen die laterale Steifigkeit sogar reduziert werden, jedoch fällt die Erhöhung der Eigenfrequenzen der Spannklemme bei dieser Variante weniger deutlich aus.

7 Simulation der Rissinitiierung an Spannklemmen

7.1 Einführung

Ziel der Untersuchung ist die Bestimmung der Position eines Erstanrisses der Spannklemme in Abhängigkeit unterschiedlicher Belastungsrichtungen. Mit der Kenntnis über die Position eines möglichen Erstanrisses können in der Praxis Schäden an Spannklemmen hinsichtlich ihrer Ursache beurteilt werden. Hierfür wurde in mehreren Simulationsrechnungen in ANSYS Workbench ein Modell einer Spannklemme Skl 15 auf verschiedene Lastfälle hin untersucht und die dabei entstehenden Spannungsspitzen ausgelesen. Die Lastfälle umfassen eine Verformung der Federarme in vertikaler, lateraler und longitudinaler Richtung, sowie die Schwingung der Spannklemme in der ersten Eigenfrequenz.

7.2 Modellierung

Zur Bestimmung der Position eines Erstanrisses an Spannklemmen werden in ANSYS Workbench vier eigenständige FE-Modelle für unterschiedliche Lastfälle genutzt. Für die Verformung der Federarme in vertikaler, lateraler und longitudinaler Richtung wurde auf das in Kapitel 5.4.2 ermittelte, nichtlineare Materialmodell zurückgegriffen. Die Bestimmung des Erstanrisses infolge von Resonanz erfolgt über eine Frequenzganganalyse, bei der Nichtlinearitäten des Materials nicht berücksichtigt werden. Die weiteren Randbedingungen wurden wie folgt gewählt:

- **Erstanriss infolge vertikaler Beanspruchung:**

Das Geometriemodell einer Spannklemme Skl 15 wird auf einem Balken, dessen Unterseite vollständig festgehalten wird, gelagert. Im Kontaktbereich zwischen Spannklemme und Balken werden die Geometrien mit Kontaktelementen vernetzt. Relativbewegungen zwischen Spannklemme und Balken erfolgen reibungsfrei. Im Geometriemodell der Skl 15 liegen an der Mittelschlaufe zwei Aufprägungen vor (vgl. Abbildung 7.1). Die Aufprägungen, an denen in der Praxis die Unterlegscheibe der Schwellenschraube aufliegt, werden im Modell vollständig festgehalten. An einem Ende des Federdrahtes wird nun eine vertikale Verformung aufgebracht. Die Verformung greift dabei an der Stirnfläche

des Federdrahtes an und beträgt 9 mm. Die Größe der Vertikalverformung wurde so gewählt, dass das Material an der hinteren Schlaufe gerade zum Fließen beginnt, d.h. Spannungen über 1300 N/mm^2 auftreten.

- **Erstanriss infolge lateraler Beanspruchung**

Die Lagerung der Spannklemme (Fixierung der Mittelschlaufe und Lagerung auf dem Balken) ist analog zu dem Modell der vertikalen Beanspruchung gewählt. Die laterale Verschiebung eines Federarmes greift an der Stirnfläche des Federdrahtes an und beträgt 2 mm in Richtung Auflager auf der Winkelführungsplatte.

- **Erstanriss infolge longitudinaler Beanspruchung**

Die Lagerung der Spannklemme (Fixierung der Mittelschlaufe und Lagerung auf dem Balken) ist analog zu dem Modell der vertikalen bzw. lateralen Beanspruchung gewählt. Die longitudinale Verschiebung greift an der Stirnfläche eines Federarmes an (Ende des Federdrahtes) und beträgt 2 mm. Die Verformungsrichtung ist so gewählt, dass die Spannklemme aufgebogen wird.

- **Erstanriss infolge von Resonanz**

Verwendet wird ein Modell der Frequenzganganalysen aus Kapitel 5.3. Alle Randbedingungen sind analog gewählt. Die Anregung der Spannklemme erfolgt in vertikaler Richtung mit einer Amplitude von 0,1 mm. Die Auswertung der Spannungen erfolgt für die erste Eigenfrequenz.

In Abbildung 7.1 sind die Lagerung der Spannklemme (festgehaltene Flächen der Mittelschlaufe und Balken) sowie die Beanspruchungsrichtungen der einzelnen Lastfälle dargestellt.

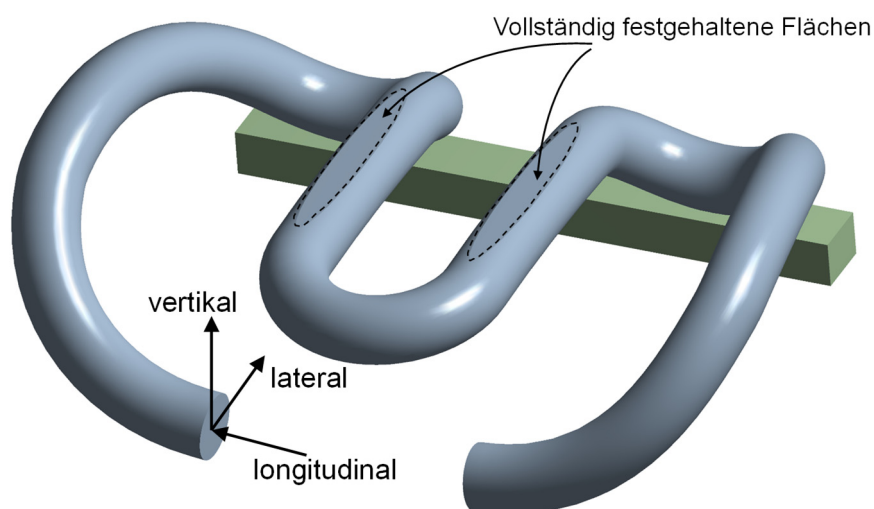


Abbildung 7.1 Randbedingungen und Verformungsrichtungen der Simulation der Rissinitiierung

7.3 Ergebnisse

7.3.1 Vertikale Beanspruchung

In Abbildung 7.2 werden die von Mises-Vergleichsspannungen für eine vertikale Beanspruchung gemäß Kapitel 7.2 gezeigt. Das Ergebnis lässt einen Erstanriss in der Schlaufe, die auf der Winkelführungsplatte aufliegt, erwarten. Die Spannungsspitze tritt nicht genau in der Mitte der Schlaufe auf, sondern etwas versetzt in Richtung Federarm (siehe Abbildung 7.2). Die hohen Spannungen am Ende des Federdrahtes sind als numerische Singularität aufgrund der Lasteinleitung zu verstehen und somit vernachlässigbar. Zur weiteren Verdeutlichung der Position des Erstanrisses wird in Abbildung 7.3 ein Schnitt durch das Modell dargestellt.

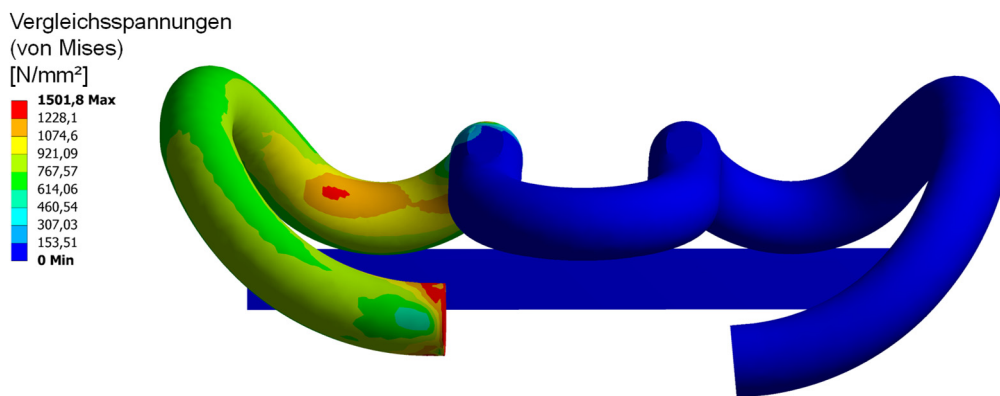


Abbildung 7.2 Vergleichsspannungen für eine vertikale Beanspruchung der Skl 15

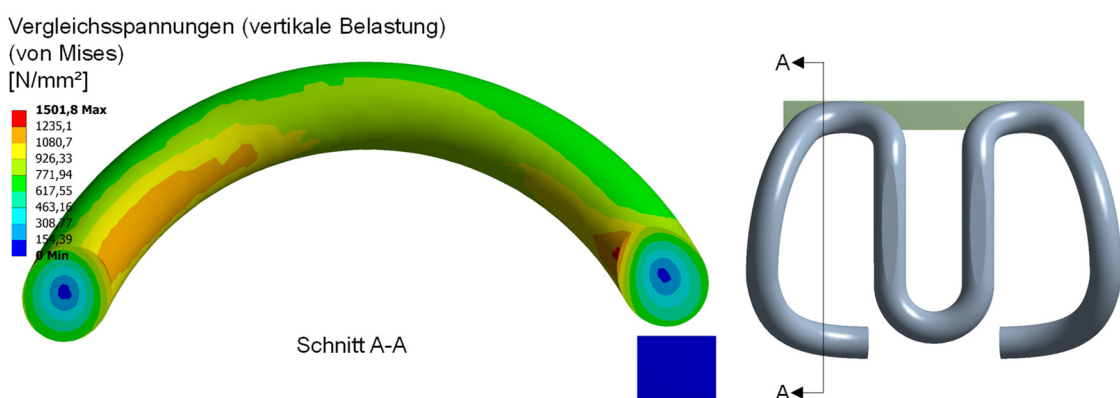


Abbildung 7.3 Vergleichsspannung für eine vertikale Beanspruchung der Skl 15 (Schnitt)

7.3.2 Laterale Beanspruchung

Abbildung 7.4 zeigt die Vergleichsspannungen, die bei einer lateralen Beanspruchung der Spannklemme nach den Vorgaben aus Kapitel 7.2 auftreten. Spannungsspitzen, die die Position einer Rissbildung markieren, liegen nahe der Mitte des Federarmes (vgl. Draufsicht in Abbildung 7.5 und Schnitt durch die Spannklemme in Abbildung 7.6).

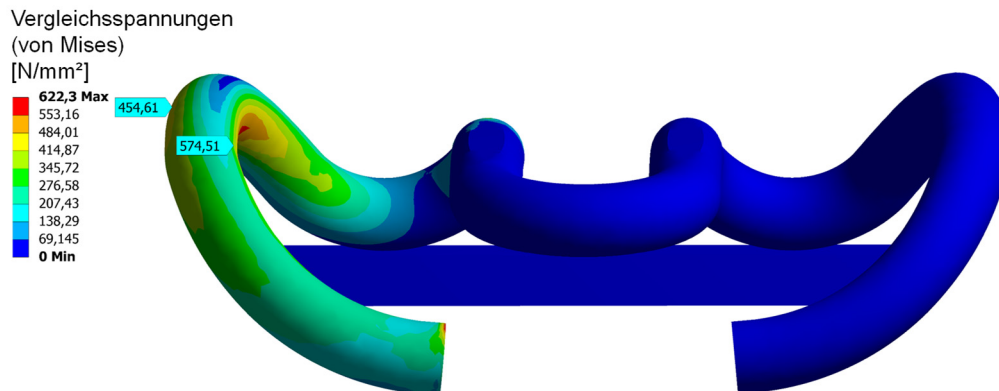


Abbildung 7.4 Vergleichsspannungen für eine laterale Beanspruchung der Ski 15

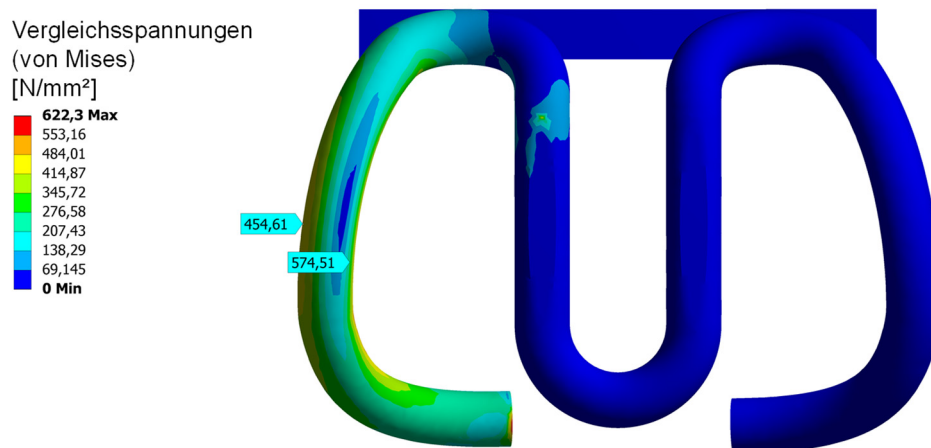


Abbildung 7.5 Vergleichsspannungen für eine laterale Beanspruchung der Ski 15 (Draufsicht)

Vergleichsspannungen (laterale Belastung)
(von Mises)
[N/mm²]

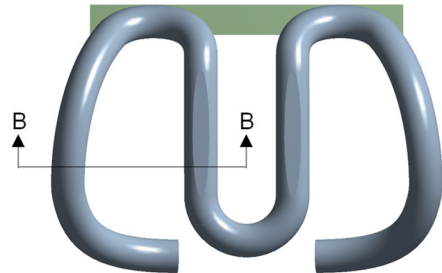
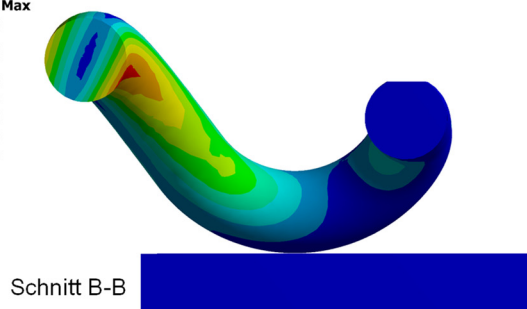
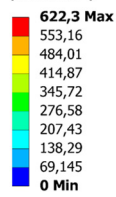


Abbildung 7.6 Vergleichsspannung für eine laterale Beanspruchung der Skl 15 (Schnitt)

7.3.3 Longitudinale Beanspruchung

Abbildung 7.7 zeigt die Vergleichsspannungen, die bei einer Beanspruchung der Spannklemme in longitudinaler Richtung auftreten. Ähnlich wie bei einer Belastung in vertikaler Richtung liegt das Spannungsmaximum in der hinteren Schlaufe (siehe Abbildung 7.7). Im Vergleich zur Belastung in vertikaler Richtung befindet sich das Spannungsmaximum bei longitudinaler Belastung jedoch mehr in der Mitte der Schlaufe. Durch die Ansicht in Abbildung 7.8 wird die Position der maximalen Vergleichsspannung präzisiert.

Vergleichsspannungen
(von Mises)
[N/mm²]

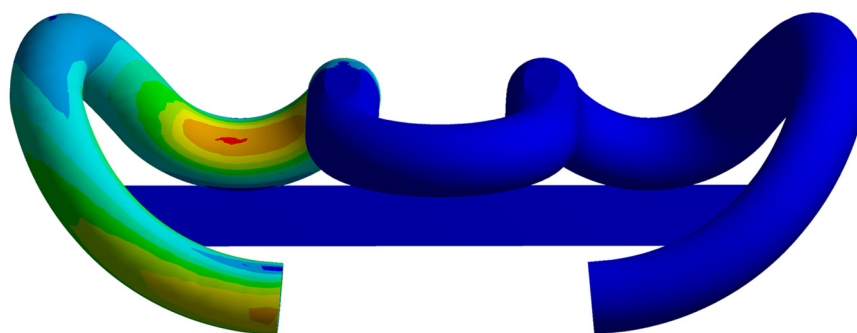
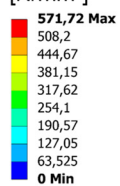


Abbildung 7.7 Vergleichsspannung für eine longitudinale Beanspruchung der Skl 15

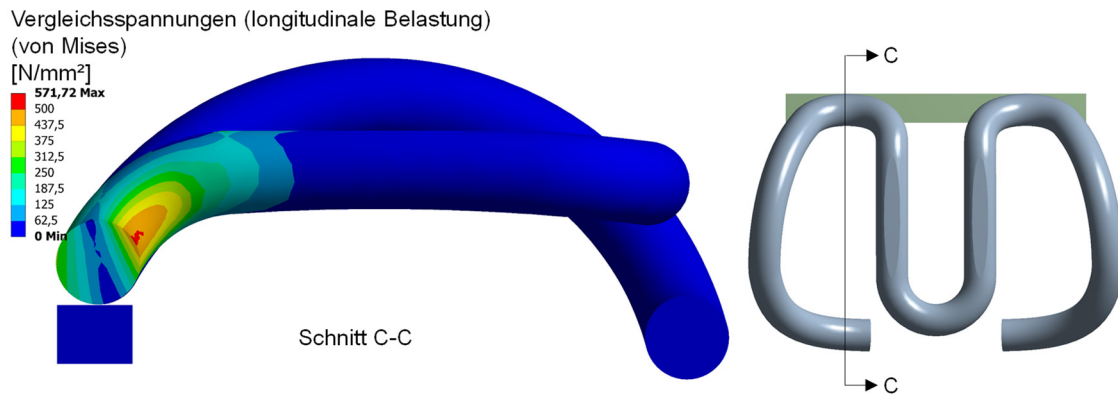


Abbildung 7.8 Vergleichsspannung für eine longitudinale Beanspruchung der SKI 15 (Schnitt)

7.3.4 Resonanz

In Abbildung 7.9 sind die Vergleichsspannungen bei Resonanz dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass das Spannungsmaximum während einer Schwingung in der ersten Eigenfrequenz in der hinteren Schlaufe liegt.

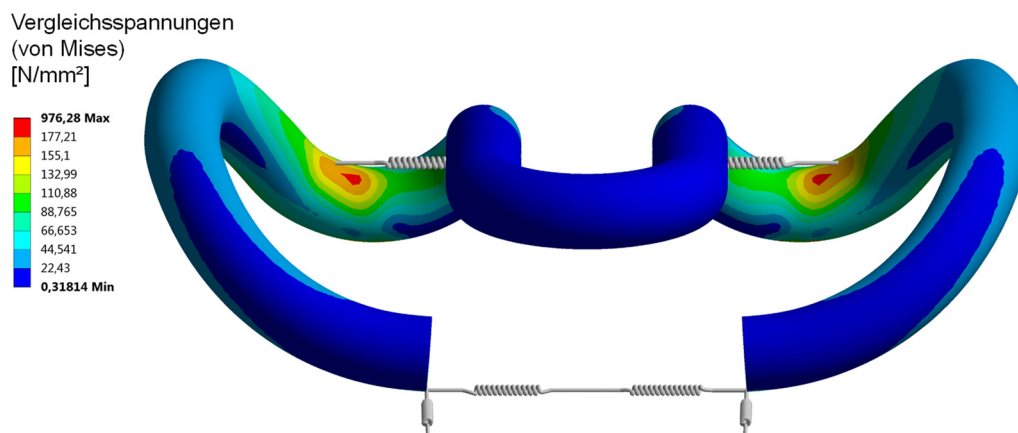


Abbildung 7.9 Vergleichsspannung bei Resonanz (erste Eigenfrequenz)

In Abbildung 7.10 ist zu sehen, dass sich an der Unterseite des Querschnitts des Federarmes hohe Spannungswerte ergeben. Dieses Spannungsmaximum entspricht einer numerischen Singularität und ist auf die Festhalterung des Modells an dieser Stelle zurückzuführen. Die hohen Spannungswerte an der Unterseite des Querschnitts (Festhalterung) entsprechen demnach nicht dem Ort der Rissinitiierung. Stattdessen liegt das Spannungsmaximum infolge der Kippbewegung des Federarmes bei Resonanz

an der Oberseite des Querschnitts des Federarmes (vgl. Abbildung 7.9 und Abbildung 7.10).

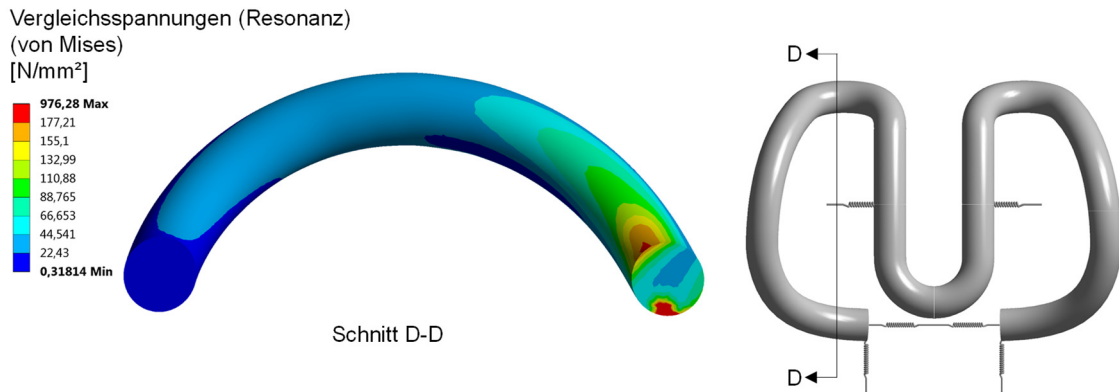


Abbildung 7.10 Vergleichsspannung bei Resonanz (erste Eigenfrequenz); (Schnitt)

7.3.5 Zusammenfassung

Abschließend werden die Positionen der Spannungsspitzen der unterschiedlichen Lastfälle gemeinsam auf der Oberfläche einer Spannklemme Ski 15 dargestellt (vgl. Abbildung 7.11, sowie die Draufsicht in Abbildung 7.12). In Abbildung 7.11 wird deutlich, dass die Positionen einer Rissinitiierung bei vertikaler und longitudinaler Belastung und bei Resonanz nahe beieinander liegen, was eine Zuordnung der Schadensursache in der Praxis erschwert.

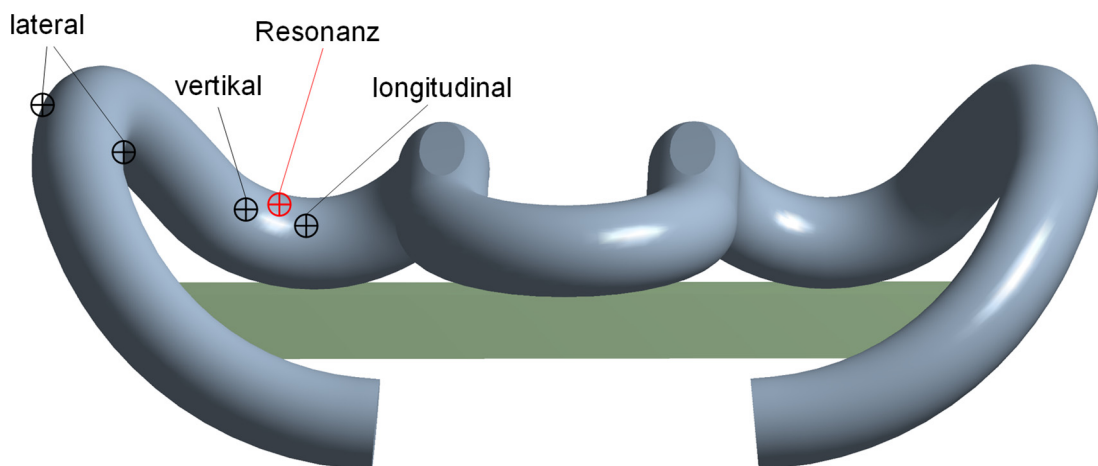


Abbildung 7.11 Positionen maximaler Vergleichsspannungen bei unterschiedlicher Belastungsart

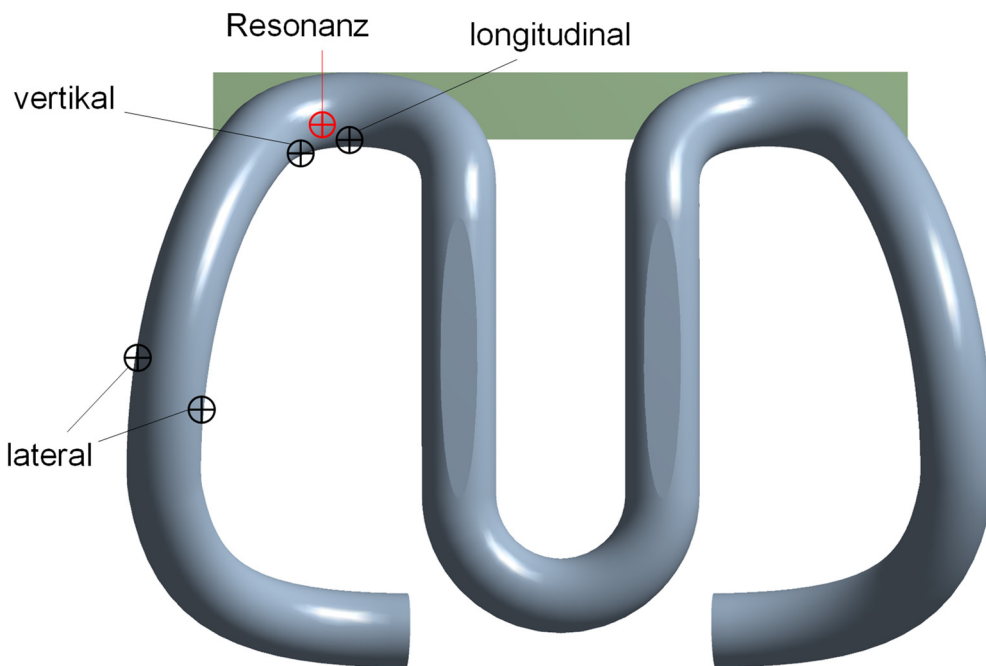


Abbildung 7.12 Positionen maximaler Vergleichsspannung bei unterschiedlicher Belastungsart (Draufsicht)

7.4 Fazit

Die Simulationsergebnisse zeigen an welchen Positionen der Spannklemme die maximalen Spannungswerte auftreten, wenn die Federarme in vertikaler, lateraler oder longitudinaler Richtung bewegt werden, oder die Spannklemme in der ersten Eigenfrequenz schwingt. Während sich die Spannungsmaxima für eine vertikale und longitudinale Beanspruchung auf die hinteren Schlaufen konzentrieren, befinden sich die Spannungsmaxima für eine laterale Beanspruchung nahe der Mitte der Federarme.

In der Simulation wurde vereinfachend angenommen, dass die Federarme nur in einer Richtung belastet werden. In der Praxis kommt es dagegen zu einer Überlagerung der Bewegungsrichtungen. Dies kann dazu führen, dass sich die Position eines Erstanrisses verändert.

Außerdem sei angemerkt, dass die Modelle nur den Zustand bis zum Erstanriss abbilden können. Sobald ein Riss an der Spannklemme entstanden ist, kann es zur Systemänderung kommen, bei der sich aufgrund der veränderten Lastabtragung ein anderer Spannungszustand auf der Spannklemme einstellt. Beispielsweise kann ein Riss, der infolge vertikaler Belastung entstand, durch eine longitudinale Beanspruchung der Spannklemme geöffnet werden, bis hin zum Bruch.

8 In-Situ Untersuchungen im Tauerntunnel

8.1 Vorstellung des Tauerntunnels und der Ausgangslage

Der zweigleisige Tauerntunnel im Netz der ÖBB-Infrastruktur AG ist 8371 m lang und verbindet die Bundesländer Salzburg (Bahnhof Böckstein) und Kärnten (Bahnhof Mallnitz). Bei der Oberbauform handelt es sich um eine Feste Fahrbahn des Systems Porr mit folgenden wesentlichen Bestandteilen der Schienenbefestigung:

- Spannklemmen Skl 15
- Winkelführungsplatte Wfp 15a
- Zwischenlagen Zw 692⁶
- Zwischenplatte Zwp 104

Die Betriebsbelastung des Tauerntunnels ist geprägt durch:

- Personenzüge, die den Tunnel mit maximal 120 km/h befahren,
- die Autoschleuse, die mit maximal 100 km/h fährt und den Tunnel täglich mit jeweils 18 Fahrten in jede Richtung passiert und
- Güterzüge, teilweise mit Doppeltraktion

Entlang der Tunnelstrecke kam es auf dem Richtungsgleis nach Mallnitz mehrfach zu Brüchen an Spannklemmen, während in der Gegenrichtung nahezu keine Schäden bekannt sind. Auffällig ist zudem die stark ausgeprägte Korrosion der Spannklemmen und Grundplatten, die auf den Salzeintrag durch die Autoschleuse zurückgeführt wird. Zur Untersuchung der Schadensursache wurde mit dem Betreiber ÖBB Infra AG und der Vossloh Fastening Systems GmbH zwischen Bahn-km 41+600 und 41+806 ein gemeinsamer Versuchsabschnitt definiert, an dem gebrochene Spannklemmen gefunden wurden. Der Versuchsabschnitt liegt in einer Geraden bei nur sehr geringer Längsneigung. Innerhalb des Versuchsabschnittes wurden verschiedene Messungen und Umbaumaßnahmen durchgeführt. Im Vordergrund steht die Frage nach der Schadensursache der gebrochenen Spannklemmen.

8.2 Konzept des Versuchsabschnittes

8.2.1 Messprogramm

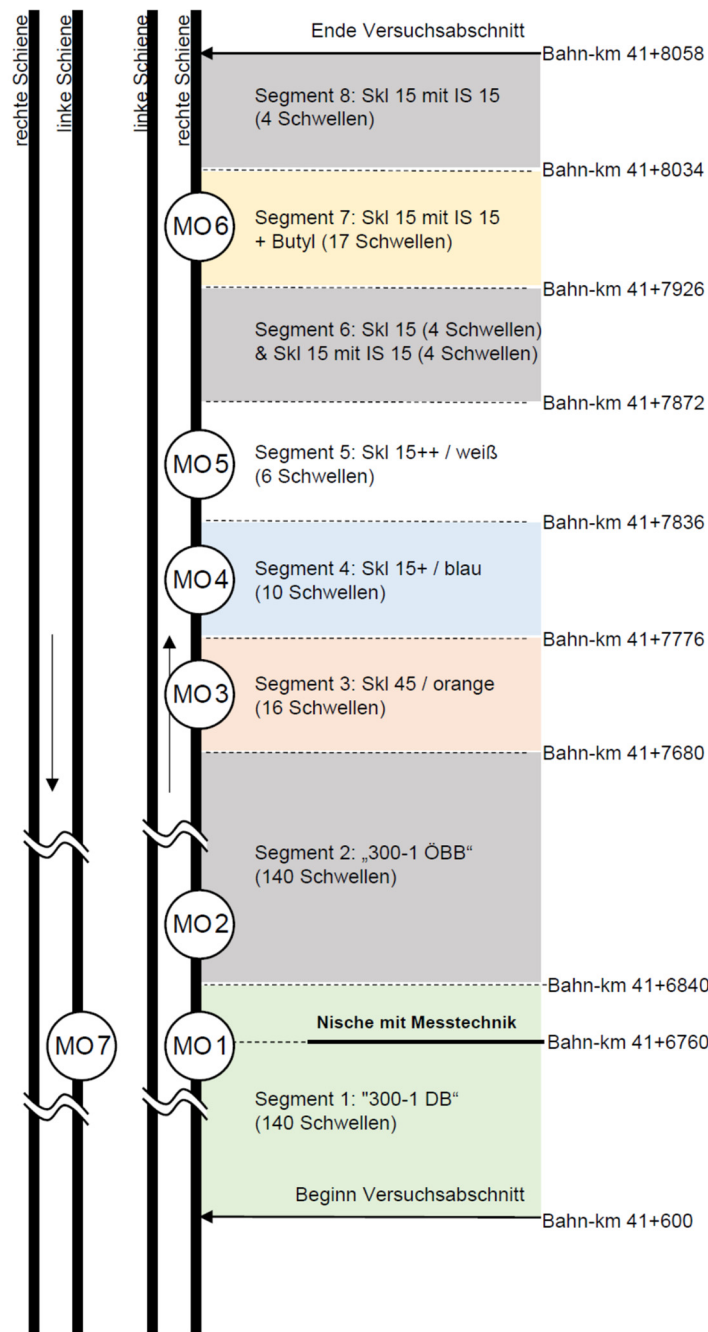
Unter Berücksichtigung der Beobachtungen bei einer ersten Gleisbegehung im März 2015 und der in Kapitel 8.1 dargestellten Ausgangssituation, wurde folgender Untersuchungsrahmen festgelegt:

- Phänomenologische Beschreibung gebrochener Spannklemmen
- Messung des Schienenlängsprofils
- Bestimmung der Gleislagequalität
- Messung der Schienenbewegung an mehreren Messorten

8.2.2 Segmente innerhalb des Versuchsabschnittes

Der Versuchsabschnitt wurde in mehrere Segmente mit unterschiedlichen Schienenbefestigungssystemen unterteilt. Ziel ist die langfristige Beobachtung der Lebensdauer unterschiedlicher Typen von Spannklemmen.

In Abbildung 8.1 sind die einzelnen Segmente und deren Lage innerhalb des Versuchsabschnittes dargestellt. Die Darstellung ist schematisch und ohne Maßstab. Hier wird auch die Position der sieben Messorte (MO), die messtechnisch instrumentiert wurden, gezeigt. Die MO beziehen sich, wie in Abbildung 8.1 dargestellt, nur auf jeweils eine Schiene eines Richtungsgleises. Bei der Positionierung der MO wurde darauf geachtet, dass diese ausreichend Abstand zu den benachbarten Segmenten haben. Bei den kurzen Segmenten 3, 4, 5 und 7 liegen die MO in der Mitte des Segments. Die Segmente unterscheiden sich lediglich hinsichtlich der verwendeten Spannklemmen. In Segment 3 kommt die Spannklemme des Typs Skl 45 zum Einsatz, die eine Formmodifikation der Skl 15 darstellt und mit 3,4 mm Schwingweg eine erhöhte Dauerfestigkeit besitzt. Die Skl 15+ in Segment 4 und die Skl 15++ unterscheiden sich nicht in ihrer Form von der Skl 15, sondern durch die Art der Oberflächennachbehandlung. Diese Spannklemmen besitzen ebenfalls höhere vertikale Dauerfestigkeiten von 3,2 mm (Skl 15+) und 3,4 mm (Skl 15++). In allen übrigen Segmenten sind Skl 15 vorgesehen. In den Segmenten 6, 7 und 8 kommen zudem Isolatoren (IS) zum Einsatz, die in Segment 7 mit einer zusätzlichen Butyl-Schicht in der Kontaktzone zur Schiene versehen sind.

Mallnitz (Kärnten)Böckstein (Salzburg)Position der Messorte MOx:

MO1 Messort 1: km 41,6760
MO2 Messort 2: km 41,6936
MO3 Messort 3: km 41,7728
MO4 Messort 4: km 41,7806
MO5 Messort 5: km 41,7854
MO6 Messort 6: km 41,7974
MO7 Messort 7: Richtungsgleis n. Böckstein auf Höhe von MO1

Umbaumaßnahmen:

18.04.2015: Austausch der Spannklemmen in den Segmenten 1 (nur rechte Schiene), 3, 4, 5, 6, 7 und 8
 24.-26.10.2015: Austausch der elastischen Lagen im Versuchsabschnitt

Durchgeführte Messungen:

- **Schienenlängsprofil**
Messung des Richtungsgleises nach Mallnitz am 18.04.2015
- **Gleislage**
Messung beider Richtungsgleise am 04.07.2015
- **Schienenbewegung**
04.-07.09.2015: Messung der vertikalen, lateralen und longitudinalen Bewegung an den MO1, MO2, MO4, MO6 und MO7
24.-26.10.2015: Wiederholungsmessung nach dem Austausch der elastischen Lagen an MO1 und MO2
- **Verformungen an Skl**
Montage der instrumentierten Spannklemmen an den MO1, MO2, MO3, MO4 und MO6

Schematische Darstellung ohne Maßstab

Abbildung 8.1 Einteilung des Versuchsabschnittes in die Segmente mit unterschiedlichen Schienenbefestigungssystemen

Aufgrund der höheren Anspannkraft der Spannklemmen bei Verwendung von Isolatoren wurden zwischen Segment 5 (Skl 15++) und Segment 7 (Skl 15 mit IS 15+Butyl) zunächst vier aufeinanderfolgende Stützpunkte ohne Isolatoren, dann vier

aufeinanderfolgende Stützpunkte mit IS 15 und schließlich nach Segment 7 vier weitere Stützpunkte mit IS 15 angeordnet.

Bei der Erstellung des Versuchsabschnitts und den einzelnen Segmenten wurden zunächst nur die Spannklemmen ausgetauscht. Erst im Zeitraum vom 24. bis 26. Oktober wurden in Segment 1 und Segment 2 die elastischen Lagen (Zwischenplatte und Zwischenlage) und die Lastverteilungsplatte (Grundplatte) gewechselt. In Segment 1 sind Schienenbefestigungssysteme mit Zw 692 EVA und Zwp 104NT verbaut. In Segment 2 liegen Zw 700/85 und Zwp 104.

8.2.3 Zeitlicher Ablauf der In-situ Untersuchungen

Tabelle 8-1 Zeitlicher Ablauf der Messungen und Umbaumaßnahmen im Tauerntunnel

Datum	Beschreibung
25.03.2015	<ul style="list-style-type: none"> • Erste Gleisbegehung, Festlegung des Messprogramms
18. – 20.04.2015	<ul style="list-style-type: none"> • In Segment 1 werden am rechten Schienenstrang neue Spannklemmen Skl 15 montiert. Die Segmente 3 bis 8 werden hergestellt (Austausch der Spannklemmen). Segment 2 bleibt unverändert. • Messung des Schienenlängsprofils und der Gleislage.
04. – 07.09.2015	<ul style="list-style-type: none"> • Messung der Schieneneinsenkung
24. – 26.10.2015	<ul style="list-style-type: none"> • In Segment 1 und 2 werden die elastischen Komponenten erneuert. Segment 1 und 2 werden vollständig mit neuen Skl 15 bestückt • Messung der Schieneneinsenkung erfolgt an den Messorten MO1 u. MO2

8.3 Phänomenologische Beschreibung der Schäden an den Spannklemmen

8.3.1 Statistische Auswertung der Spannklemmenbrüche innerhalb des Versuchsabschnittes

Am 19.04.2015 wurde vor dem ersten Umbau des Versuchsabschnittes das Gleis inspiziert und Brüche an Spannklemmen aufgezeichnet.

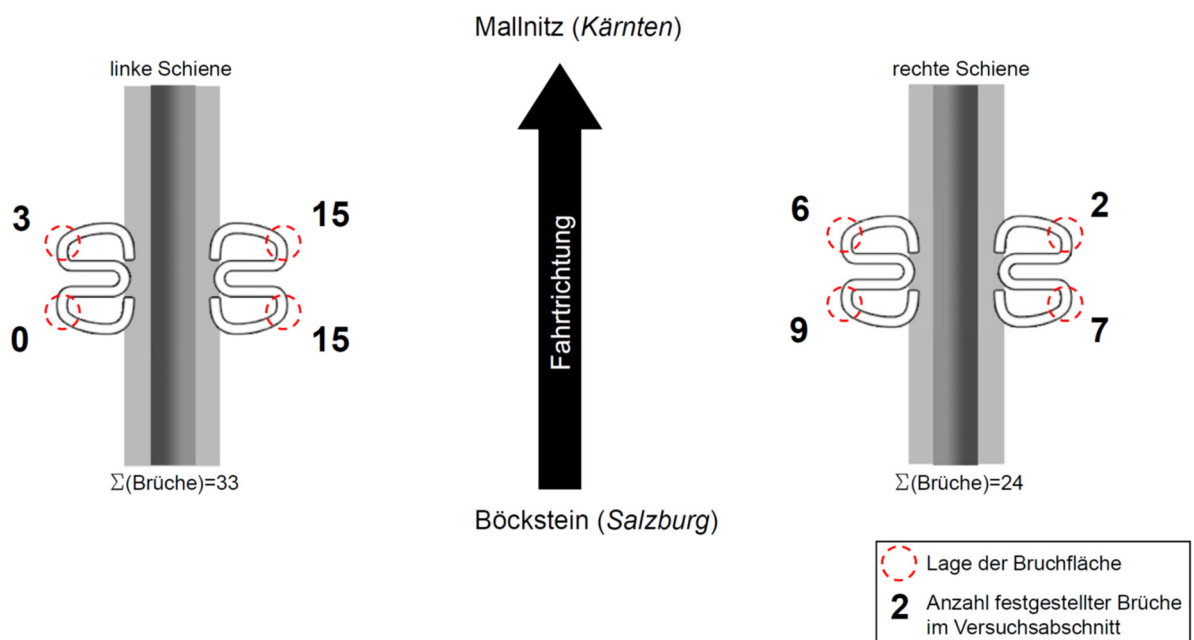


Abbildung 8.2 Aufgezeichnete Spannklemmenbrüche innerhalb des Versuchsabschnittes

Abbildung 8.2 zeigt die Anzahl der festgestellten Brüche an Spannklemmen und deren Position. Es traten mehr Brüche auf der Schieneninnenseite (Spurseite), als auf der Schienenaußenseite auf. An der linken Schiene wurden insgesamt 33 Brüche und auf der rechten Schiene 24 Brüche festgestellt.

8.3.2 Augenscheinliche Longitudinalbewegung und –verformung der Federarme

Bei der Gleisbegehung fielen Spuren am Schienenfuß auf, die auf eine longitudinale Relativbewegung zwischen den Federarmen der Spannklemmen und der Schiene schließen lassen (siehe Abbildung 8.3).



Abbildung 8.3 Beschädigte Spannklemme innerhalb des Versuchsabschnittes; Innerhalb der roten Markierung ist eine Spur der Längsbewegung des Federarmes zu sehen

Auch an den Spannklemmen lässt sich die Relativbewegung des Federarmes zur Schiene in Längsrichtung erkennen. Abbildung 8.4 zeigt die Unterseite eines abgebrochenen Federarmes einer Skl 15 aus dem Tauerntunnel. An der insgesamt stark korrodierten Spannklemme hat sich eine blanke Fläche im Kontaktbereich zum Schienenfuß gebildet. Da sich bei der Montage einer Skl 15 die Federarme lediglich um etwa 1 mm nach innen bewegen, lässt sich die blanke Fläche nicht auf die Montage der Spannklemmen zurückführen.

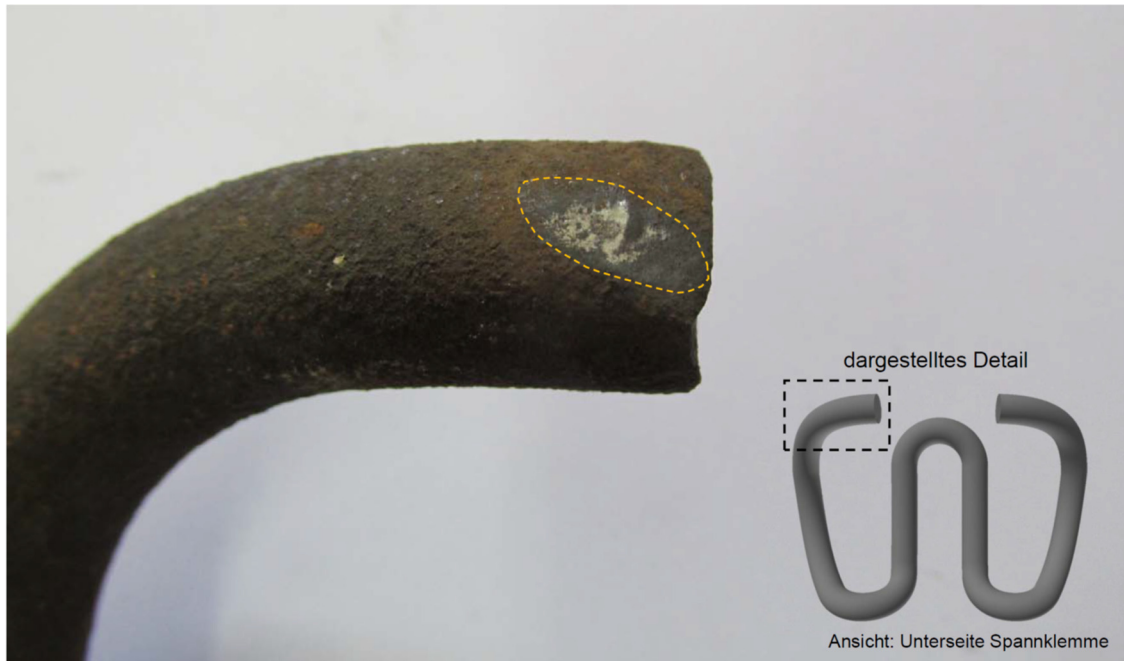


Abbildung 8.4 Abgebrochener Federarm einer Spannklemme aus dem Tauerntunnel; zu sehen ist die abgeriebene Kontaktfläche zwischen Federarm und Schienenfuß

Bei der Gleisbegehung wurden zudem plastisch verformte Federarme entdeckt, die in Schienenlängsrichtung aufgebogen waren.

8.3.3 Beschreibung der Bruchflächen

Bei Betrachtung der Bruchflächen lässt sich die Verformung des Federarmes erkennen, die zur Öffnung des Risses führte. In Abbildung 8.5 ist die Bruchfläche eines abgebrochenen Federarmes dargestellt. Typisch für die Bruchcharakteristik eines Schwingbruchs ist, dass sich auf der gegenüberliegenden Seite der Bruchinitiierung (A) eine Restbruchfläche (B) einstellt. Hier kommt es zum schlagartigen Versagen, bei dem der Arm vollständig durchbricht. Der Umstand, dass nur etwa die Hälfte der Bruchfläche deutlich korrodiert ist, deutet darauf hin, dass sich der Riss allmählich geöffnet hat, bevor die Spannklemme vollständig durchgebrochen wurde.

Der Anriss der Spannklemme fand mittig in der hinteren Schlaufe statt, was nach den Erkenntnissen aus Kapitel 7 auf eine Anrissbildung infolge von Resonanz oder einer Beanspruchung in Schienenlängsrichtung schließen lässt.



Abbildung 8.5 Bruchfläche eines abgebrochenen Federarms

8.4 Messung des Schienenlängsprofils

Als Ursache für die oben beschriebenen Schäden an Spannklemmen wurden u.a. der Einfluss von Imperfektionen im Rad-Schiene-Kontakt und die daraus resultierende Schwingungsanregung in Betracht gezogen. Ob ausgeprägte, kurzweilige Schienenunebenheiten im Fahrspiegel vorhanden sind, kann durch Messung des Schienenlängsprofils bestimmt werden. Für die Messung wurde das fahrbare Riffelmesssystem RMF1100 der Firma Vogel & Plötscher GmbH & Co. KG verwendet (vgl. Abbildung 8.7). Das mechanische Messprinzip des RMF1100 beruht auf einem Balken, der am vorderen und hinteren Ende auf Rollen gelagert auf dem Schienenkopf aufliegt und in Schienenlängsrichtung bewegt wird. In der Mitte des Balkens ist ein Taster aufgehängt, der den Höhenunterschied zu einem fiktiven Horizont, der durch den Balken definiert ist, aufzeichnet (s. Abbildung 8.6). Wird das Messsystem über die Schienen bewegt, zeichnet das System die Höhenänderung des Tasters im Längsabstand von 2 mm auf. Das RMF1100 führt diese Messung gleichzeitig an beiden Schienen aus (s. Abbildung 8.7). Die Genauigkeit reicht aus, um periodische Unebenheiten mit einem Abstand größer 10 mm zu erfassen und ist somit für Riffel geeignet. Da das Messsystem nur in einer Längsspur aufzeichnet und keine Querprofile erfasst werden, muss darauf

geachtet werden, dass die Messung tatsächlich im Schienenfahrspiegel erfolgt. Der Schienenfahrspiegel lässt sich augenscheinlich auf eine Breite von einigen Millimetern einschränken. Innerhalb dieses Bereichs werden mehrere Messungen vorgenommen und dabei jeweils die Längsspur um wenige Millimeter versetzt. Die Messung, bei der Unebenheiten am deutlichsten zu sehen sind, dient als ungünstigster Fall für die weitere Auswertung.

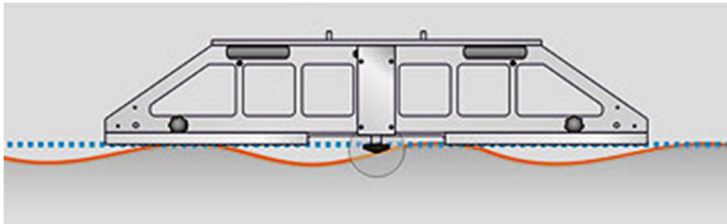


Abbildung 8.6 Messprinzip RMF1100 (Vogel & Plötscher GmbH & Co. KG, 2015)

Das Messsystem wertet das gemessene Schienenlängsprofil selbstständig aus und beurteilt das Ergebnis nach RIL 824.8310. Die RIL 824.8310 dient als Richtlinie zur Abnahme von Schienenbearbeitungen in Gleisen, Weichen und Kreuzungen. Zwar besteht mit der Richtlinie 821.2007 auch ein Regelwerk für bestehende Gleise, jedoch erfolgt hier nur eine Einteilung der Fehler in die Bereiche 10-100 [mm] oder 30-300 [mm]. Dagegen unterscheidet die Ril 824.8310 die Wellenlänge genauer und teilt in die vier Bereiche 10-30, 30-100, 100-300 und 300-1000 [mm] ein. Bei der Auswertung nach RIL 824.8310 wird geprüft, wie viele Messpunkte entlang des Wegsignals über bzw. unter Grenzwerten, die in Abhängigkeit des Wellenlängenbereichs definiert sind, liegen. Die Anzahl der Messpunkte über bzw. unter den Grenzwerten in Relation zur Gesamtheit der Messpunkte wird schließlich als prozentuale Überschreitungen angegeben (DB Ril 824.8310, 2003).

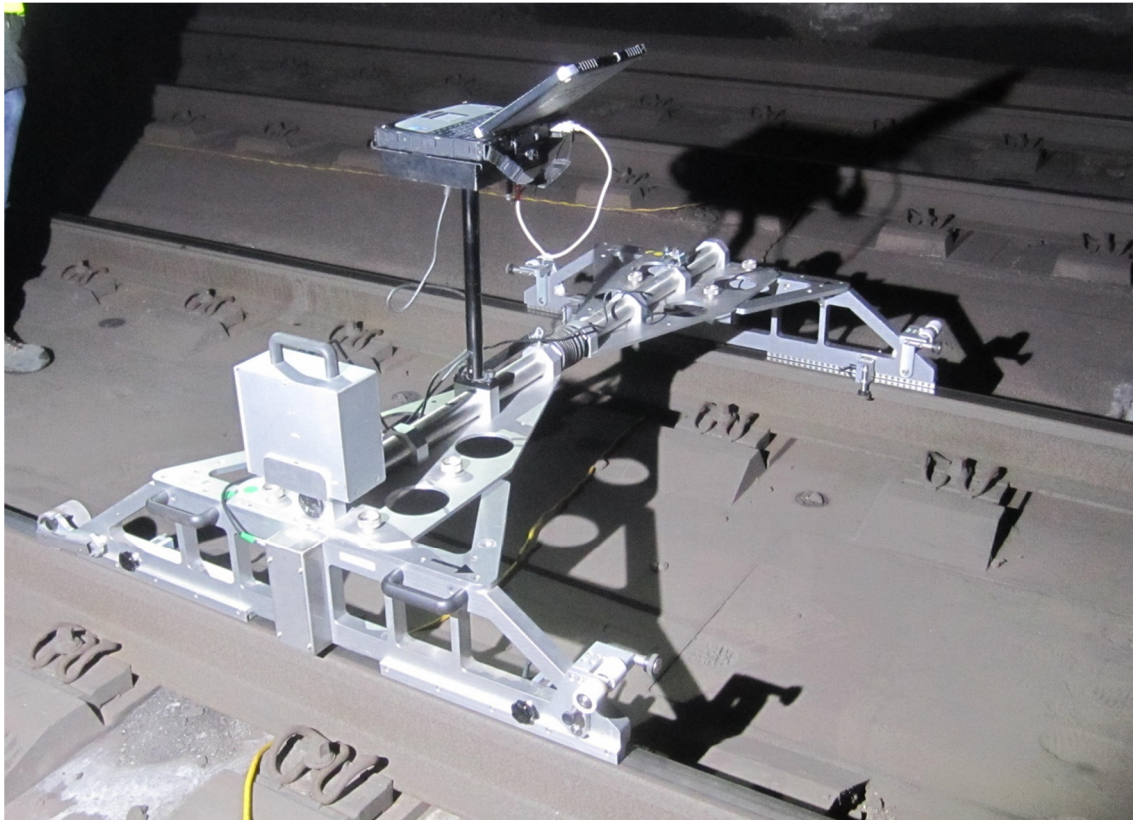


Abbildung 8.7 Fahrbares Riffelmessgerät RMF 1100

In Tabelle 8-2 sind die Ergebnisse der Auswertung nach RIL 824.8310 zusammengefasst. An der rechten Schiene (in Fahrtrichtung nach Mallnitz) kommt es im Wellenlängenbereich von 30 – 100 mm zu einer prozentualen Überschreitung der Grenzwerte in 6,2 % der Fälle. Nach RIL 824.8310 ist für diesen Wellenlängenbereich eine Überschreitung von maximal 5 % zulässig. Die vollständige Auswertung der Messung des Schienenlängsprofils ist in Anlage 5.2 zu finden (DB Ril 824.8310, 2003).

Tabelle 8-2 Überschreitungen nach RIL 824.8310

Wellenlängenbereich Von – bis [mm]	Außerhalb der Toleranz liegende Messwerte in [%]	
	Linke Schiene	Rechte Schiene
10 – 30	3,3	4,2
30 – 100	3,0	6,2
100 – 300	0,1	0,1
300 – 1000	0,1	0,0

Da die Tiefen der Unebenheiten einem ständigen Wachstum unterliegen, sind für die vorliegende Untersuchung vor allem die Wellenlängen der periodischen Unebenheiten von Interesse. Betrachtet man die Wellenlängen der periodischen Unebenheiten, kann auf die Erregerfrequenzen geschlossen werden, die durch den Betrieb angeregt werden.

Ob die Erregerfrequenzen eine für die Spannklemmen kritische Größenordnung annehmen, kann gezeigt werden, in dem das Messsignal des RMF1100 in den Frequenzbereich überführt wird. Dazu wird der aufgezeichnete Weg, entlang dessen alle 2 mm ein Wert aufgezeichnet wird, zunächst durch eine Referenzgeschwindigkeit dividiert und damit ein Zeitsignal berechnet. Dieses Zeitsignal lässt sich über eine Fast-Fourier-Transformation (FFT) in den Frequenzbereich überführen. Exemplarisch wird dies für einen Teilabschnitt der Versuchsstrecke und einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h in Abbildung 8.8 gezeigt. Die Darstellung zeigt, dass v.a. Frequenzen kleiner 200 Hz angeregt werden. Die Auswertung für die weiteren Abschnitte innerhalb der Versuchsstrecke finden sich in Anlage 5.3.

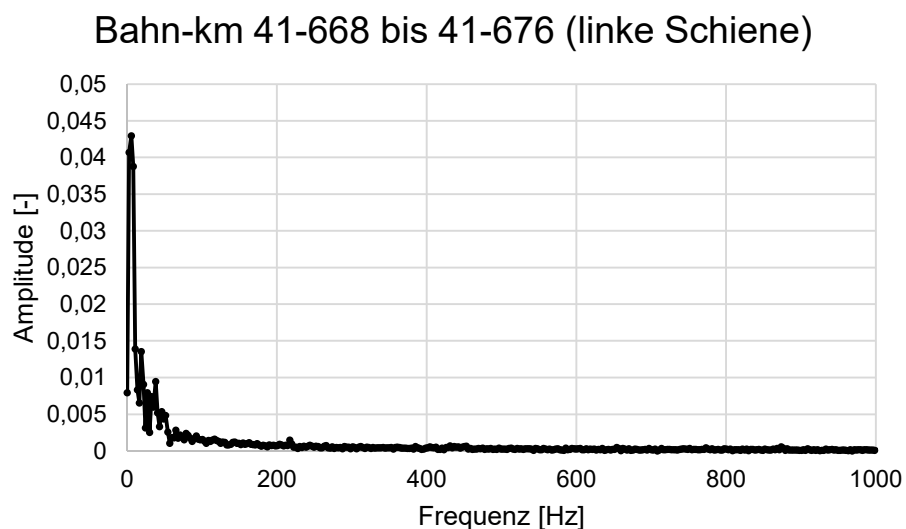


Abbildung 8.8 In den Frequenzbereich überführtes Messsignal des RMF1100 unter der Annahme einer Fahrgeschwindigkeit $v=80$ km/h

Zusammenfassend wird für die Auswertung des Schienenlängsprofils folgendes festgehalten:

- Über den gesamten Versuchsabschnitt (Länge 200 m) sind auf beiden Schienen kurzweilige Schienenunebenheiten zu finden (linke und rechte Schiene)
- Auf der rechten Schiene (Fahrtrichtung Bockstein → Mallnitz) ist die Bildung der Unebenheit stärker ausgeprägt.

- Die Wellenlängen der Unebenheiten befinden sich vornehmlich in den Intervallen 10 - 30 mm und 30 - 100 mm und entsprechen somit dem Erscheinungsbild von Riffeln.
- Aufgrund der niedrigen Fahrgeschwindigkeit ist nicht mit Erregerfrequenzen zu rechnen, die die Höhe der ersten Eigenfrequenz der Skl 15 erreichen.

8.5 Bestimmung der Gleislagequalität

Eine gute Gleislagequalität und ein damit verbundener ruhiger Fahrzeuglauf beeinflussen die Dauerhaftigkeit einzelner Komponenten des Eisenbahnoberbaus. Mit der Messung des Schienenlängsprofils in Kapitel 8.4 können kurzweilige Fehler erkannt werden. Dagegen bezieht sich dieses Kapitel auf langweilige Gleislagefehler. Im Rahmen der Feldmessungen war es möglich innerhalb des Versuchsabschnittes sowohl das Richtungsgleis nach Mallnitz als auch die Gegenrichtung nach Bockstein auf Gleislagefehler zu untersuchen. Untersucht wird, ob das Richtungsgleis nach Mallnitz, bei dem es zu den Brüchen an Spannklemmen kam, eine signifikant schlechtere Gleislagequalität aufweist als die Gegenrichtung. Für die Messungen wurde das Messsystem MessregCLS der Firma Vogel & Plötscher GmbH & Co. KG verwendet.

Nach DIN EN 13848-6:2014 lässt sich die Gleislage anhand der Standardabweichung der Längshöhe (Gradient) und der Pfeilhöhe (Richtung) beurteilen und in geschwindigkeitsabhängige Gleislagequalitätsklassen (GLQK) einteilen (DIN EN 13848-6). Eine Auswertung erfolgt für die Geschwindigkeitsbereiche „ $v < 80$ km/h“ und „ $80 \text{ km/h} < v < 120 \text{ km/h}$ “. Die Grenzwerte für die GLQK in Abhängigkeit von Richtung und der Längshöhe befinden sich in Tabelle 8-3 (DIN EN 13848-6, 2014).

Tabelle 8-3 Grenzwerte der Standardabweichung für die Richtung und Längshöhe nach (DIN EN 13848-6, 2014)

		Grenzwerte der Standardabweichung [mm]				
Gleislagequalitätsklasse:		A	B	C	D	E
$v \leq 80$ [km/h]	Richtung	<0,90	1,25	1,95	2,70	>2,70
	Längshöhe	<1,25	1,75	2,75	3,75	>3,75
$80 \leq v \leq 120$ [km/h]	Richtung	<0,50	0,70	1,05	1,45	>1,45
	Längshöhe	<0,75	1,10	1,80	2,50	>2,50

Auf Grundlage des Verfahrens nach DIN EN 13848-6:2014 wurden beide Richtungsgleise innerhalb des Versuchsabschnittes bewertet (DIN EN 13848-6, 2014). Dazu wurden für beide Richtungsgleise Teilabschnitte gewählt und anhand der Kriterien „Richtung“ und „Längshöhe“ gemäß den Grenzen aus Tabelle 8-3 in GLQK eingestuft. Die Ergebnisse für die Fahrtrichtung nach Mallnitz werden in Abbildung 8.9 dargestellt. In der Abbildung ist an der Abszisse der zurückgelegte Weg des MessregCLS angetragen. Die Ordinate der Abbildungen zeigt die GLQK, die sich für den jeweiligen Teilabschnitt ergibt. Die Datengrundlage zur Erstellung der Abbildung 8.9 und die ermittelten GLQK für die Gegenrichtung finden sich in tabellarischer Form in der Anlage 5.8. Zu sehen ist, dass die GLQK der einzelnen Teilabschnitte stark variieren und sowohl qualitativ sehr gute (GLQK: A), als auch schlechte (GLQK: E) Teilabschnitte vorliegen. Ebenso sind die Positionen der Messorte (MO) eingetragen.

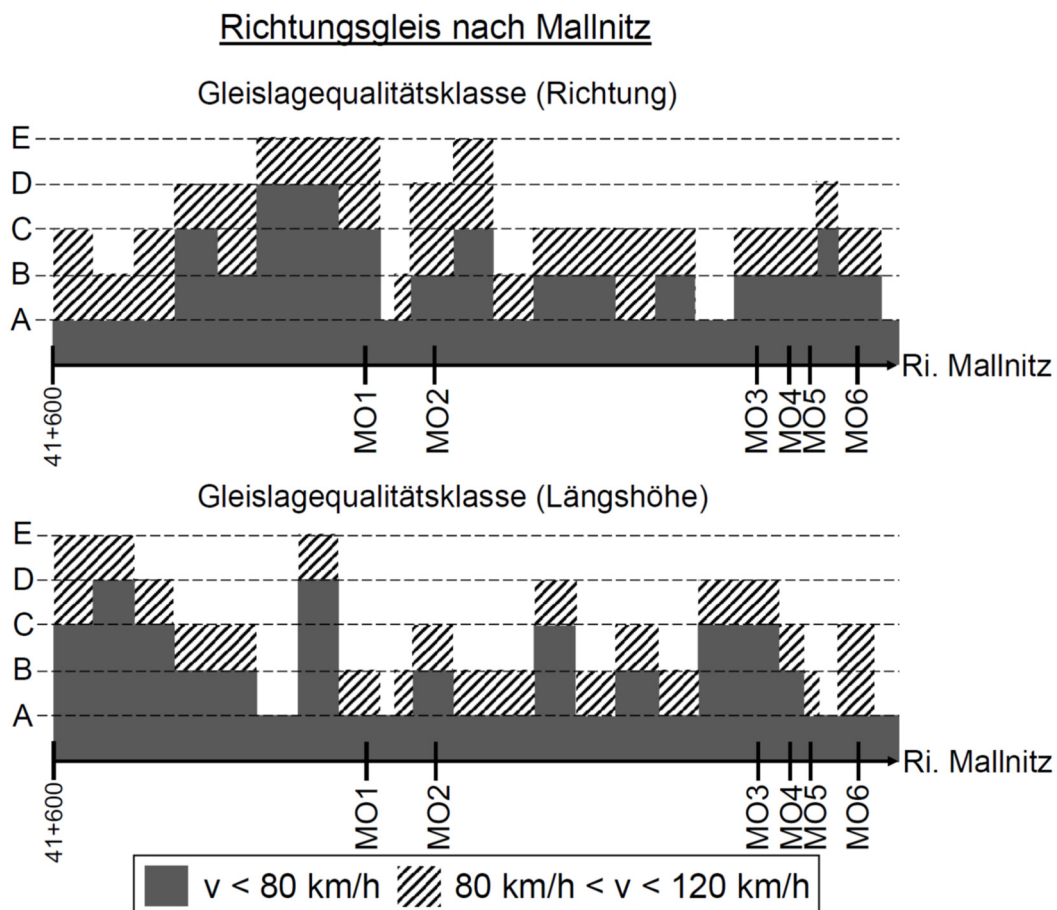


Abbildung 8.9 Gleislagequalitätsklassen für die Kriterien Richtung und Längshöhe entlang des Versuchsabschnittes Richtung Mallnitz

Da die Schäden v.a. im Richtungsgleis nach Mallnitz zu finden sind, empfiehlt sich ein Vergleich der GLQK beider Fahrrichtungen. Abbildung 8.10 stellt die

Häufigkeitsverteilung der GLQK beider Richtungsgleise gegenüber. In Abbildung 8.10 ist links die Verteilung der GLQK für das Richtungsgleis nach Mallnitz dargestellt, rechts ist die Verteilung für das Richtungsgleis nach Bockstein dargestellt. Zudem werden die Häufigkeitsverteilungen für die beiden Geschwindigkeitsbereiche getrennt aufgestellt. Deutlich sichtbar ist die schlechtere Qualitätsklassenverteilung für die Richtung nach Mallnitz, bei der es auch Teilbereiche gibt, die mit der GLQK-Stufe „E“ klassifiziert werden.

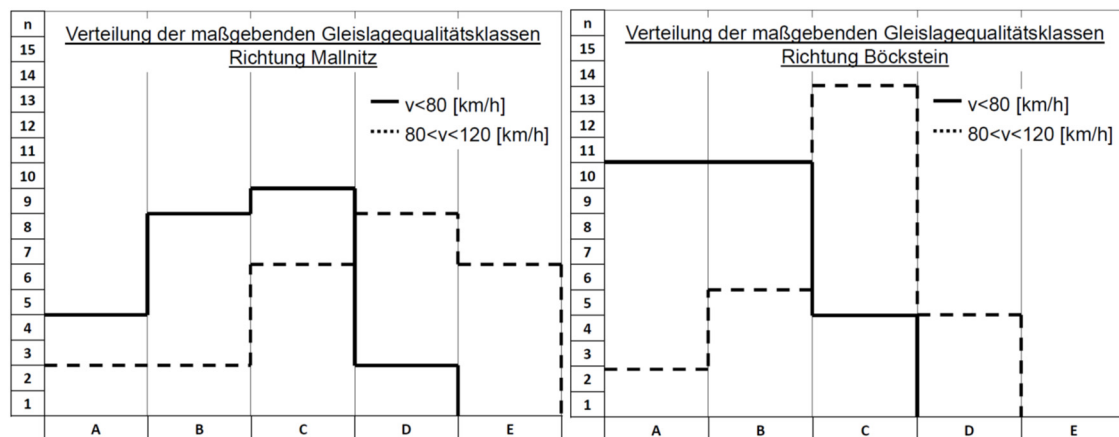


Abbildung 8.10 Gegenüberstellung der Verteilung der Gleislagequalitätsklassen für beide Richtungsgleise

Das Verfahren nach DIN EN 13848-6:2014 empfiehlt sich für die Auswertung der Standardabweichung von Längshöhe und Pfeilhöhe bei einer Abschnittslänge größer 200 m (DIN EN 13848-6, 2014). In dieser Auswertung wurden zunächst für kürzere Abschnittslängen Einzelbewertungen gebildet, um innerhalb des Versuchsabschnittes etwaige lokale Unregelmäßigkeiten zu identifizieren. Richtet man sich nach der Empfehlung der DIN EN 13848-6:2014 und bildet für die beiden Richtungsgleise eine gesamte Gleislagequalitätsstufe, ergeben sich Werte nach Tabelle 8-4. Auch hier erreicht das Richtungsgleis nach Bockstein bessere GLQK.

Tabelle 8-4 GLQK für beide Richtungsgleise

	v [km/h]	Standardabw. Längshöhe	GLQK Längshöhe	Standardabw. Richtung	GLQK Richtung	GLQK gesamt
Richtung Mallnitz	<80	1,81 mm	C	1,31 mm	C	C
	>80, <120		D		D	D
Richtung Böckstein	<80	1,50 mm	B	0,56 mm	A	B
	>80, <120		C		B	C

Eine weitere Größe zur Beschreibung der Gleisqualität ist die Spurweite, die ebenfalls im unbelasteten Zustand mit dem MessregCLS für beide Richtungsgleise aufgezeichnet wurde. Eine zusammenfassende Auswertung der gemessenen Spurweite ist in Tabelle 8-5 dargestellt. Die tabellarisierten Werte zeigen, dass die Standardabweichung der Spurweite für das Richtungsgleis nach Mallnitz mit 1,51 deutlich über der Standardabweichung für die Gegenrichtung nach Böckstein liegt. Zwar können alle in RIL 821.2001 geforderten Grenzwerte eingehalten werden (DB Ril 821.2001, 2010). Dennoch sei angemerkt, dass ein Unterschied von ca. 11 mm zwischen maximal und minimal gemessener Spurweite für die Richtung Mallnitz auf eine ausgesprochen schlechte Spurqualität schließen lässt, zumal die Werte einem lediglich 200 m kurzen Streckenabschnitt entstammen. Auch eine schlechte Spurqualität kann zu einer höheren Belastung der Schienenbefestigung führen und letztlich Schäden verursachen.

Angemerkt sei zudem, dass die Grenzwerte der Richtlinie RIL 821.2001 an dieser Stelle nur zur Einordnung der Spurqualität dienen. Strengere Vorgaben für die Spurweite bei Fester Fahrbahn sind bspw. in dem Anforderungskatalog zum Bau der Festen Fahrbahn (AKFF) festgelegt. Hier ist als Anforderung an den Oberbau eine Spurweite von 1436 (+/- 2 mm) vorgegeben (DB Ril 821.2001, 2010; DB Netz AG, 2002).

Tabelle 8-5 Ergebnisse der Messung der Spurweite für beide Richtungsgleise (DB Netz AG, 2002)

Spurweite	Richtung Mallnitz	Richtung Böckstein
Grenzwert*) Maximum [mm]	1465	
Maximum Messwerte [mm]	1442,34	1437,85
Mittelwert Messwerte [mm]	1435,98	1435,61
Minimalwert Messwerte [mm]	1431,66	1433,69
Grenzwert*) Minimum [mm]	1430	
Standardabweichung Messwerte [-]	1,51	0,69

*)Anforderungen für gerade Gleise von Hauptbahnen mit einer Fahrgeschwindigkeit kleiner 160 km/h definiert in (DB RIL 821.2001, 2010)

Die Auswertung der Gleisgeometrie zeigt, dass die Messergebnisse für das Richtungsgleis nach Mallnitz hinsichtlich Richtung, Längshöhe und Spurweite breiter streuen und somit eine schlechtere Gleislagequalität vorliegt als bei der Gegenrichtung nach Böckstein.

8.6 Messung der Schieneneinsenkung

8.6.1 Ausgangslage und Messaufbau

Im September 2015 wurden umfangreiche Messungen der Schieneneinsenkung durchgeführt. Dazu wurden an den Messorten MO1, MO2, MO4, MO6 und MO7 Induktivwegaufnehmer, wie in Abbildung 8.11 dargestellt, montiert. Die Montage erfolgte für das Richtungsgleis nach Mallnitz (MO1, MO2, MO4 und MO6) an der rechten Schiene. Am Richtungsgleis nach Böckstein (MO7) wurden die Sensoren an der linken Schiene befestigt (die Bezeichnung rechte und linke Schiene bezieht sich auf die Fahrrichtungen, wie sie in Abbildung 8.1 definiert wurden). Der Einbau der Sensoren fand in einer Sperrpause am 04.09.2015 statt, der Ausbau erfolgte am 07.09.2015. Dazwischen herrschte auf der Strecke Regelbetrieb.

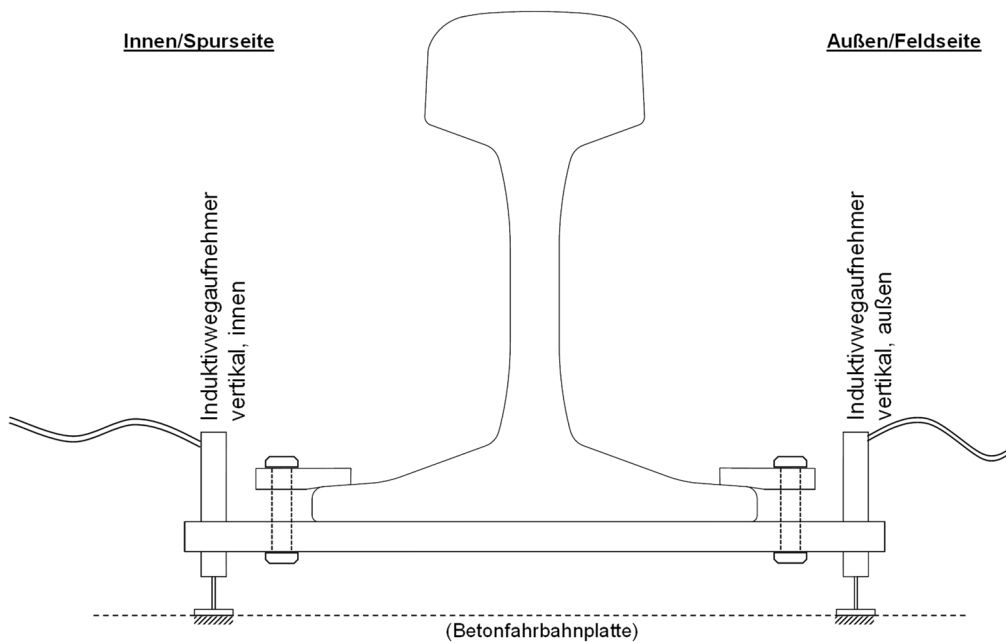


Abbildung 8.11 Montage der Induktivwegaufnehmer zur Messung der vertikalen und lateralen Schienenbewegung

Der Messaufbau (vgl. Abbildung 8.11) befand sich jeweils in der Mitte zwischen zwei Stützpunkten, was zur Folge hat, dass die gemessenen Einsenkungswerte die Sekundärdurchbiegung der Schiene enthalten. Die zusätzliche Einsenkung infolge der Sekundärdurchbiegung einer Schiene des Typs UIC 60 bei einem Stützpunktstand von 60 cm und einer statischen Radlast von $Q=100$ kN liegt nach (Eisenman, Reinfelder, 1975, S. 302) bei etwa 0,03 mm. Der Unterschied entspricht damit ca. 2 % von der gesamten Einsenkung und wird im Folgenden vernachlässigt.

8.6.2 Gemessene Einsenkungen

Für die statistische Auswertung der Schieneneinsenkung wurden Zugüberfahrten der Autoschleuse herangezogen. Diese passiert den Tauerntunnel täglich 18-mal in beide Richtungen (Nutzung der Lokomotive im Pendelverkehr), wodurch die identische Belastung für alle Messorte beider Gleise vorherrscht. Bei der Lokomotive der Autoschleuse handelt es sich um eine Siemens ES64U2 der Baureihe BR 1016, die bei der ÖBB unter der Bezeichnung Taurus geführt wird. Unter der Annahme einer gleichmäßigen Lastverteilung der Dienstmasse von 88 t auf die vier Achsen ergibt sich ein Belastungsmodell gemäß Abbildung 8.12.

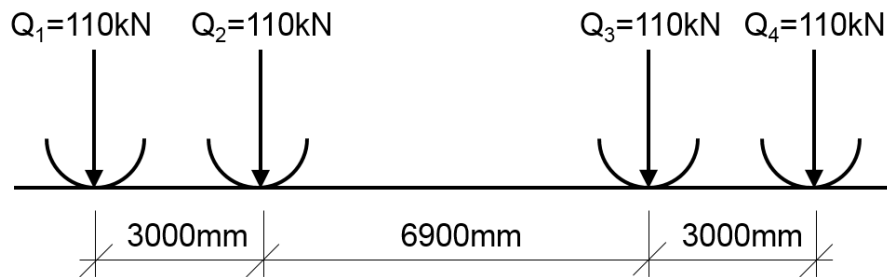


Abbildung 8.12 Lastkonfiguration der Lok BR 1016 der Tauernschleuse mit einer Dienstmasse von 88 t

Abbildung 8.13 zeigt die Auswertung von fünf Zugüberfahrten am Messort MO1 (Fahrtrichtung nach Mallnitz). Die Auswertung erfolgte jeweils für alle vier Achsen der Lok. Die Messung der Einsenkung erfolgte über zwei Induktivwegaufnehmer, welche über Schienenkipper an der Spur- und Feldseite der Schiene montiert waren (vgl. Abbildung 8.11). Es ist darauf zu achten, dass die Induktivwegaufnehmer durch die Montage über die Schienenkipper eine Exzentrizität besitzen und überhöhte Einsenkungen messen. Daher ist es notwendig einen Mittelwert (schwarzer Balken in Abbildung 8.13) aus den gemessenen Werten zu bilden, der die Einsenkung in der Mitte des Schienenfußes wiedergibt.

Bei allen ausgewerteten Fahrten lag die Fahrgeschwindigkeit bei knapp unter 100 km/h. Die gemittelte Schieneneinsenkung liegt am MO1 für alle Achsen zwischen 0,83 mm und 0,90 mm und unterschreitet damit die gewünschten 1,30 bis 1,50 mm. Die geringe Standardabweichung (Klammerwerte σ) deutet auf eine gute Wiederholgenauigkeit bei den Messungen hin.

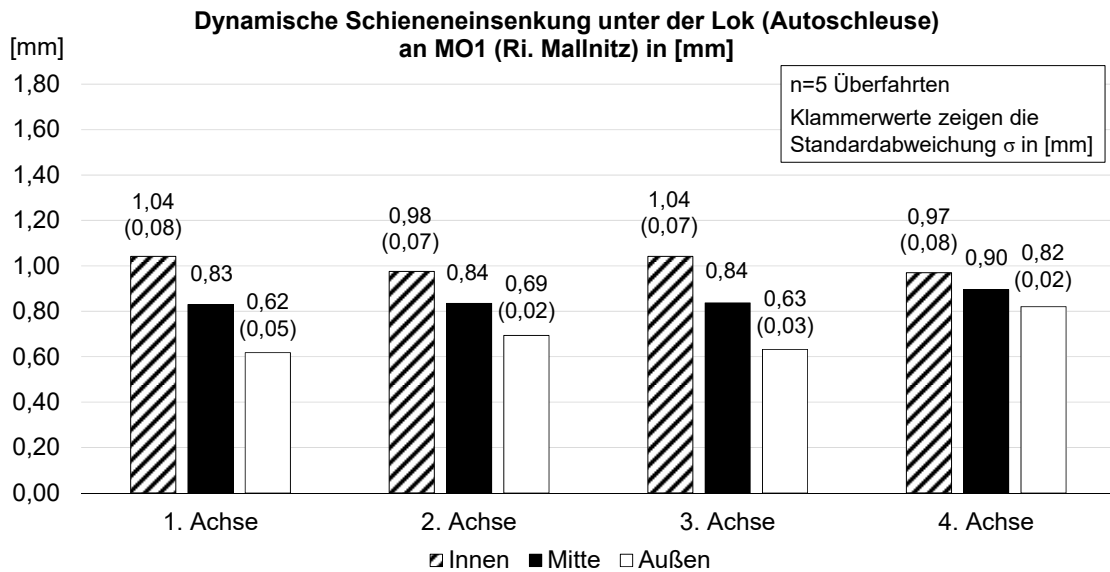


Abbildung 8.13 Ergebnisse für die Schieneneinsenkung an MO1 bei Überfahrt der Lok der Autoschleuse

Abbildung 8.14 zeigt die Einsenkungen für fünf Zugüberfahrten an MO7. Der Messort MO7 liegt im Richtungsgleis nach Bockstein, wo es erfahrungsgemäß weniger häufig zu Schäden an Spannklemmen kommt. Deutlich zu erkennen ist, dass das identische Fahrzeug an MO7 höhere Einsenkungen der Schiene verursacht, welche zwischen 1,52 und 1,64 mm liegen. Auch hier weist eine geringe Standardabweichung auf eine gute Wiederholgenauigkeit und eine ausreichend große Stichprobe hin. Innerhalb der vier Achsen der Lok zeichnen sich keine deutlichen Unterschiede hinsichtlich der Einsenkungswerte ab.

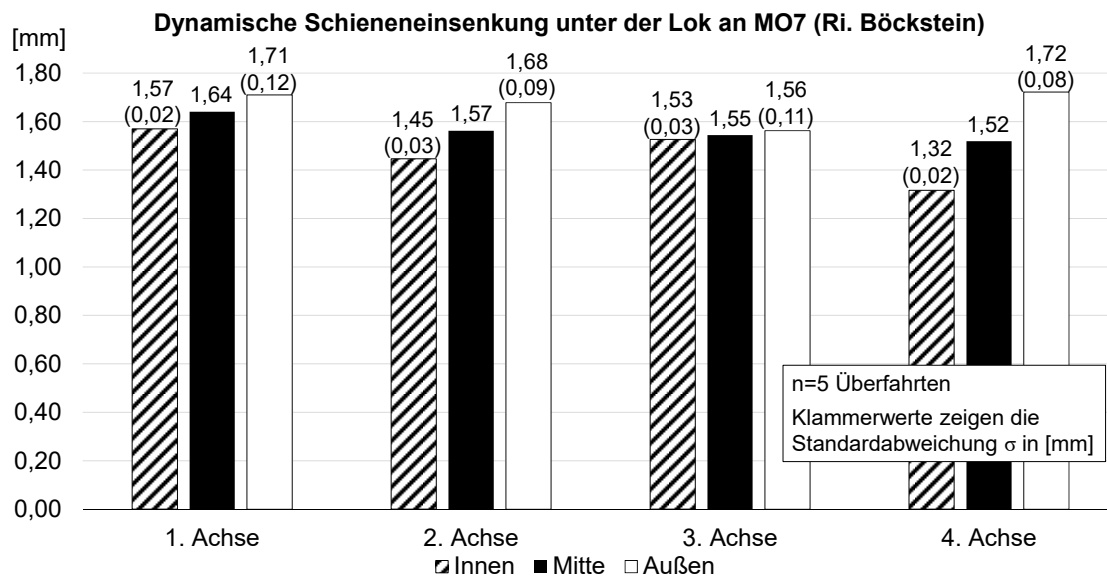


Abbildung 8.14 Ergebnisse für die Schieneneinsenkung an MO7 bei Überfahrt der Lok der Autoschleuse

Es sei darauf hingewiesen, dass MO7 auf dem Gleis der Gegenrichtung liegt und hier keine Erneuerungen an dem Befestigungssystem vorgenommen wurden. Es liegen hier vergleichbare Schienenbefestigungen vor, wie sie auch vor Installation der neuen Befestigungen im Versuchsabschnitt bestanden.

Vergleicht man Abbildung 8.13 und Abbildung 8.14 ist zu erkennen, dass die Schiene am MO1 deutlich nach innen kippt, während die Schiene an MO7 sich gleichmäßiger in vertikaler Richtung einsenkt.

Abbildung 8.15 zeigt einen Vergleich der gemessenen Schieneneinsenkungen an den unterschiedlichen Messorten. Dabei wurde jeweils die zweite Achse des vorderen Drehgestells ausgewertet. Die Ergebnisse der vier Messorte (MO1, MO2, MO4 und MO6) in Fahrtrichtung nach Mallnitz zeigen sehr geringe Einsenkungswerte. Am Messort MO4 liegt die vertikale Schieneneinsenkung bei lediglich 0,67 mm und damit deutlich unter den 1,57 mm, die bei identischem Fahrzeug und Oberbau auf der Gegenrichtung (MO7) gemessen wurden.

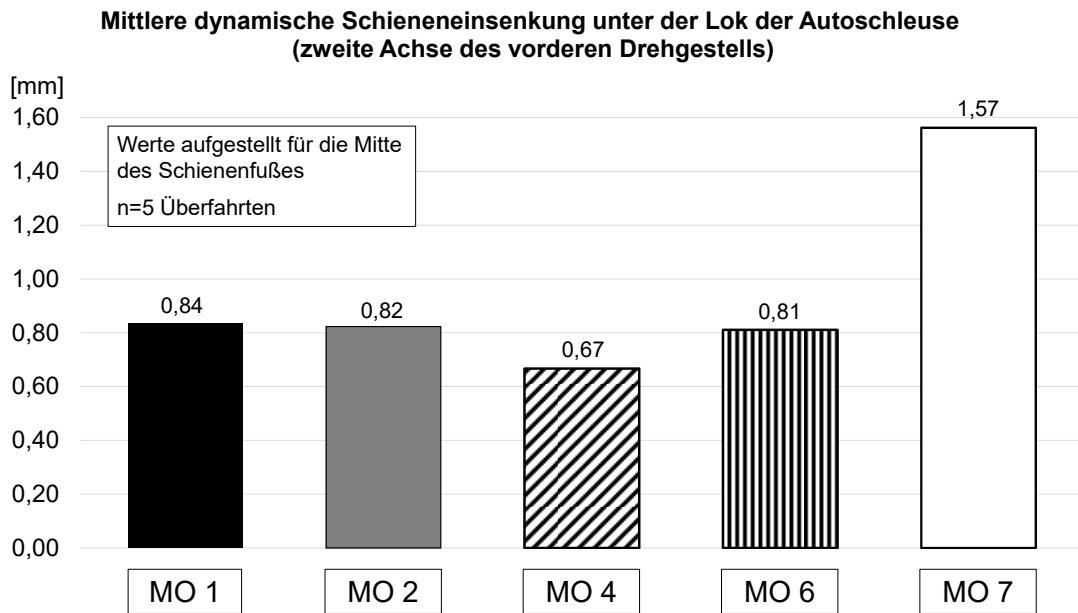


Abbildung 8.15 Vergleich der Schieneneinsenkung an den unterschiedlichen Messorten (MO). Gezeigt wird die Einsenkung infolge der zweiten Achse der Lok

Eine zusätzliche Auswertung von fünf Überfahrten von Güterzügen zeigte vergleichbare Ergebnisse zur Autoschleuse. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Schäden am Oberbau nicht auf das Fahrzeug zurückzuführen sind. Die Ergebnisse der Überfahrten der Güterzüge finden sich in Anlage 5.5.

8.6.3 Vergleich mit der Theorie nach Zimmermann

Die gemessene Schieneneinsenkung soll mit theoretischen Werten verglichen werden. Nachfolgend wird mit dem Verfahren Zimmermann die Schieneneinsenkung berechnet, die ein Fahrzeug mit einer Radlast von 110 kN auf einem vergleichbaren Oberbau hervorruft. Dynamische Faktoren, die die Radlast erhöhen und zu einer größeren Schieneneinsenkung führen, werden nicht berücksichtigt. Formeln und Vorgehen nach (Freudenstein, 2014, S. III/3f) sind in der Anlage 5.4 angefügt. Die Eingangswerte für die Berechnung sind Tabelle 8-6 zu entnehmen.

Tabelle 8-6 Annahmen für die Berechnung nach dem Verfahren Zimmermann

Parameter	Wert
Steifigkeit der Schiene	$E = 210\,000 \frac{N}{mm^2}$
Trägheitsmoment der Schiene	$I = 30\,220\,000 \text{ mm}^4$
Stützpunktstand	$a = 600 \text{ mm}$
Radlast	$Q = 110\,000 \text{ N}$
Drehgestellachsabstand	$x = 3000 \text{ mm}$
<u>Federsteifigkeiten des Oberbaus:</u>	
Stat. Stützpunktsteifigkeit *)	$c_{stat} = 22,5 \frac{kN}{mm}$
Dynamische Stützpunktsteifigkeit	$c_{dyn} = 40 \frac{kN}{mm}$

*) Die statische Stützpunktsteifigkeit wird nach dem Anforderungskatalog zum Bau der Festen Fahrbahn (AKFF) gleich $c_{stat}=22,5 \text{ kN/mm}$ festgesetzt (DB Netz AG, 2002).

Zunächst wird der Grundwert des Längsschwellenoberbaus berechnet:

$$L_{stat} = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot E \cdot I}{\frac{c_{stat}}{a}}} = 907,06 \text{ mm} \quad 8-1$$

Die statische Einsenkung unter einer Einzellast berechnet sich zu:

$$y_{stat} = \frac{Q}{2 \cdot \frac{c_{stat}}{a} \cdot L} \cdot \eta = 1,62 \text{ mm} \quad 8-2$$

Werden weder eine dynamische Radlasterhöhung noch der Einfluss von Nachbarlasten berücksichtigt, erhält man mit dem Verfahren Zimmermann eine Einsenkung $y_{stat}=1,62 \text{ mm}$. Dies entspricht annähernd dem doppelten Wert der am Gleis nach Mallnitz gemessenen Einsenkung. Die mittlere gemessene Schieneneinsenkung für die Fahrtrichtung nach Böckstein entsprach $1,56 \text{ mm}$ und zeigt eine gute Übereinstimmung zu den theoretischen Werten nach dem Verfahren Zimmermann.

Bei einer dynamischen Betrachtung erhöhen sich die Steifigkeiten der elastischen Lagen. Gemäß der Annahme aus Tabelle 8-6 führt eine dynamische Versteifung zu einer

Stützpunktsteifigkeit $c_{dyn}=40 \text{ kN/mm}$. Daraus ergibt sich eine dynamische Schieneneinsenkung y_{dyn} :

$$y_{dyn} = \frac{Q}{2 \cdot \frac{c_{dyn}}{a} \cdot L_{dyn}} \cdot \eta = 1,05 \text{ mm}$$

Bei einer Berücksichtigung dynamischer Einflüsse fällt somit der Unterschied zwischen gemessener Einsenkung und der theoretischen Berechnung weniger deutlich aus. Dennoch übersteigen die theoretischen Werte die mittlere gemessene Schieneneinsenkung von 0,79 mm (Mittelwert über alle Messungen für das Richtungsgleis nach Mallnitz) um etwa 33 %. Auf eine dynamische Radlasterhöhung wurde bei der Berechnung verzichtet. Der in Kapitel 5.2.4 vorgestellte Ansatz nach Eisenmann geht von einer Normalverteilung der dynamischen Radlast um die statische Radlast aus. Dabei kommt es sowohl zur Radlasterhöhung, als auch zur –reduktion. Die theoretisch errechneten Werte werden hier allerdings mit den Mittelwerten der gemessenen Schieneneinsenkung verglichen. Zudem war die Streubreite der gemessenen Werte gering, was sich (wiederum unter der Annahme einer Normalverteilung) in einer geringen Standardabweichung widerspiegelt.

8.6.4 Diskussion der Ergebnisse

Die gemessenen Einsenkungen liegen unter den theoretischen Werten nach dem Verfahren Zimmermann. Dies kann zum einen durch die dauerhafte Beanspruchung der elastischen Lagen und die damit verbundene zunehmende Versteifung erklärt werden. Zum anderen wird in der Verschmutzung des Oberbaus und der Korrosion auf den Bauteilen des Versuchsabschnittes die Ursache für die geringe Schieneneinsenkung gesehen. Bei der Gleisbegehung und den Messungen wurden mehrfach Stellen beobachtet, an denen Ansammlungen von Schmutz den Freiraum zwischen Schiene und Betonplatte vollständig ausgefüllt haben und somit die Schiene in ihrer Vertikalbewegung beeinträchtigen (Fotoaufnahmen des Gleiszustandes und der Verschmutzung finden sich im Anlage 5.1). Zudem wurde an ausgebauten Grundplatten eine Korrosionsschicht festgestellt, deren Dicke mehrere Millimeter betrug (Abbildung 8.16). Durch die Bildung der Korrosionsschicht kommt es zu einer Volumenzunahme der Grundplatte, bei der die Korrosionsschicht in die Perforation/Noppen der darunterliegenden hochelastischen Zwischenplatte drückt (Abbildung 8.17). Aufgrund der hohen Querdehnzahl werden die Hohlräume der Perforation/Noppen benötigt um

eine Querverformung zuzulassen. Durch das Eindrücken der Korrosionsschicht in diese Hohlräume wird diese Querverformung behindert und der Stützpunkt versteift. In Abbildung 8.17 ist zudem die starke Verformung der Noppen zu sehen.

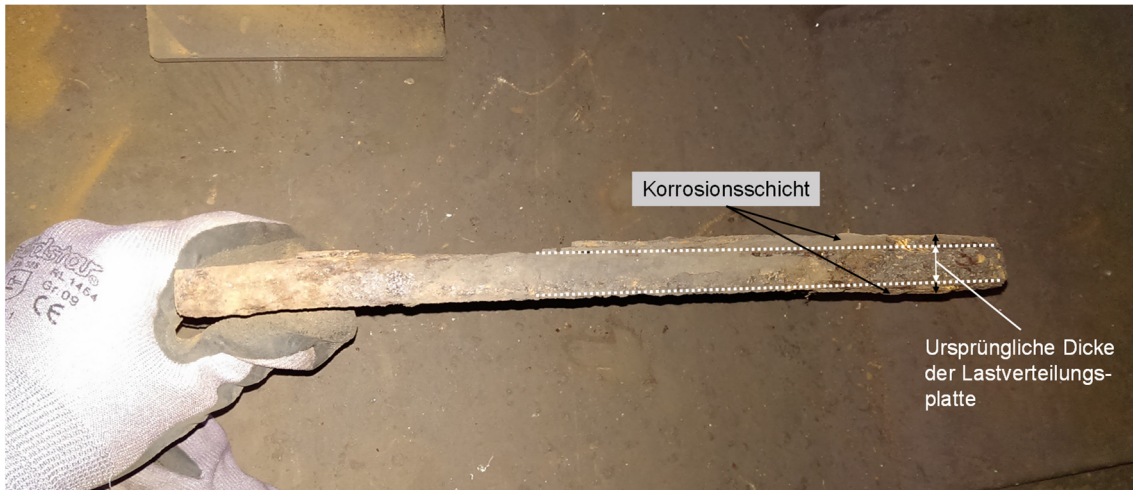


Abbildung 8.16 Korrodierte Lastverteilungsplatte (Grundplatte)



Abbildung 8.17 Ausgebaute Zwischenplatte (links) und Grundplatte (rechts) aus dem Tauerntunnel

Zum Nachweis dieses Zusammenhangs wurden bei den Messungen vom 24.-26.10.2015 mehrere Gesamtpakete der elastischen Lagen (bestehend aus Zwischenlage, korrodierter Grundplatte und Zwischenplatte) entnommen und zur Prüfung der vertikalen Steifigkeit des Systems nach DIN 13146-9 ins Prüfamnt für Verkehrswegebau gebracht (DIN EN 13146-9, 2011). Die Bestandteile der einzelnen Pakete unterscheiden sich nicht. Es wurden drei Pakete untersucht, um die Stichprobengröße zu erhöhen. Um einer Entspannung der Elastomere entgegenzuwirken wurden die Pakete vor Ort bereits mittels Gewindestangen zwischen weiteren Grundplatten verspannt.

Die Prüfung erfolgte in Anlehnung an DIN 13146-9. Bei jedem Paket wurden drei statische Belastungen zwischen 1 – 64 kN aufgebracht und die statische Steifigkeit anhand der dritten Belastung zwischen 1 – 64 kN ausgewertet. Im Anschluss wurde die dynamische Steifigkeit zwischen einer Oberlast von 51,2 kN und einer Unterlast von 1 kN bei einer Belastungsfrequenz von 5 Hz ermittelt. Die Auswertung erfolgte nach 900 erzeugten Lastzyklen. Die dimensionslose Versteifung ist definiert als Verhältnis der dynamischen Steifigkeit zur statischen Steifigkeit (DIN EN 13146-9, 2011).

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Tabelle 8-7 zusammengefasst. Die Werte für die vertikalen Steifigkeiten aller drei Pakete liegen deutlich über Ergebnissen vergleichbarer Messungen aus früheren Prüfberichten, die vom Prüfamnt für Verkehrswegebau erstellt wurden. Die dynamische Steifigkeit von Paket 1 (bestehend aus Zw, Grp und Zwp) beträgt 108,6 kN/mm und liegt damit deutlich über den Werten von Paket 2 (70,7 kN/mm) und Paket 3 (68,1 kN/mm). Die deutlich höhere dynamische Steifigkeit von Paket 1 wird auf einen weiteren Effekt zurückgeführt, der beim Ein- und Ausbau des Versuches deutlich wurde: Die Korrosionsschicht bildete sich nicht nur auf der Ober- und Unterseite der Grundplatte aus, sondern entstand auch entlang der Innenseite der Langlöcher der Grundplatte. Durch die Langlöcher führt neben der Schwellenschraube auch ein Zapfen der Winkelführungsplatte. Wie die Versuche zeigten, kann es durch die Korrosion entlang der Innenseite des Loches dazu kommen, dass sich der Zapfen der Winkelführungsplatte verkeilt und die vertikale Bewegung der Grundplatte gegen die Zwischenplatte beeinträchtigt wird. Die Zwischenplatte ist nicht mehr voll wirksam und das System versteift deutlich.

Tabelle 8-7 Prüfung der vertikalen Steifigkeit an drei Paketen jeweils bestehend aus Zw, Grp und Zwp.

Versuch	Vertikale Steifigkeiten nach DIN 13146-9		
	Stat. Steifigkeit [kN/mm]	Dyn. Steifigkeit [kN/mm]	Versteifung [-]
Paket 1	99,8	108,6	1,09
Paket 2	70,1	70,7	1,01
Paket 3	65,4	68,1	1,04

In Anlage 5.7 finden sich sämtliche Messaufzeichnungen zur Bestimmung der statischen und dynamischen Steifigkeiten der drei Pakete.

Das deutliche Kippen der Schiene nach innen lässt sich ebenso auf die korrodierten Grundplatten zurückführen. Die zusätzliche Korrosionsschicht auf den Grundplatten führt dazu, dass keine ebene Auflageflächen für die Zwischenlage und die Schiene bestehen. Dies wird auch an den entnommenen Zwischenlagen deutlich, die an den Randbereichen stärker abgerieben wurden.

8.6.5 Wiederholungsmessung nach dem Wechsel elastischer Zwischenlagen und Zwischenplatten

Im Zeitraum von 24. – 26.10.2015 wurden in den Segmenten 1 und 2, in denen die Messorte MO1 und MO2 liegen, die Schienenbefestigungssysteme vollständig erneuert. Daraufhin wurde in einer Wiederholungsmessung untersucht, ob ein Austausch der elastischen Lagen, der Winkelführungsplatten und der Lastverteilungsplatten nun zu höheren Einsenkungswerten führt.

Bei der Messung konnte festgestellt werden, dass sich die Schieneneinsenkung an MO 2 im zweiten Segment deutlich erhöhte: Während die durchschnittliche Schieneneinsenkung bei der Messung im September 2015 bei ca. 0,82 mm lag, werden nun Werte größer 1,20 mm erreicht. Es sei darauf hingewiesen, dass die Messungen unmittelbar nach dem Umbau stattfanden und es einige Überfahrten bedarf, bis sich das Gleis gesetzt hat. Abbildung 8.18 zeigt die Auswertung der Einsenkungsmessung an den Messorten MO1 und MO2 anhand von drei Zugüberfahrten. Die geringe

Standardabweichung (in den Klammern angegeben) deutet auf eine ausreichend große Stichprobengröße n hin.

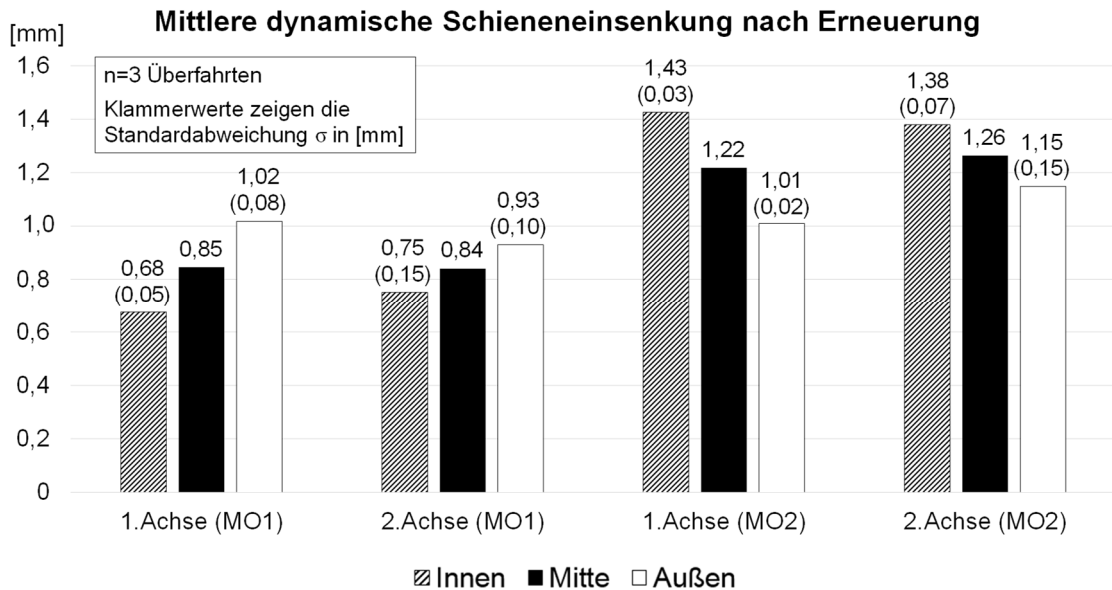


Abbildung 8.18 Einsenkungen für die Messorte MO1 und MO2 in der Wiederholungsmessung (nach Austausch des kompletten Schienenbefestigungssystems)

Die Schieneneinsenkung an Messort MO1 erhöhte sich nicht, obwohl dort nach Informationen von der ÖBB AG ebenfalls die elastischen Lagen getauscht wurden. An dieser Stelle wird weiterer Forschungsbedarf gesehen, welche weiteren Faktoren zu der verminderten Schieneneinsenkung führen.

8.6.6 Mögliche Folgen für den Oberbau

Durch die Versteifung der Stützpunkte verringern sich Schieneneinsenkung und Länge der Biegelinie. Durch die Dickenzunahme der Grundplatten ergibt sich ein weiterer Effekt: Idealisiert man die Schienenbefestigungssysteme als Reihenschaltung von Federn zeigt sich, dass die Steifigkeiten der Zwischenplatte und der Zwischenlage deutlich über der federhaltenden Wirkung der Spannklemme auf dem Schienenfuß liegt (vgl. Abbildung 8.19). Es ist möglich, dass durch die korrosionsbedingte Dickenzunahme der Grundplatte ein Anheben der Schiene entsteht. Dies hat zur Folge, dass die Spannklemmen stärker vorgespannt werden. Da die vertikale Dauerfestigkeit der Skl 15 nicht für einen Bereich höherer Vorverformung ausgelegt ist, gilt eine kürzere Lebensdauer der Spannklemmen als wahrscheinlich.

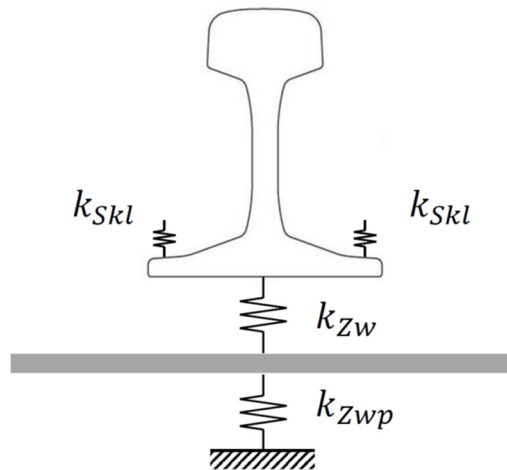


Abbildung 8.19 Idealisierung der Schienenbefestigung durch eine Reihenschaltung von Federn

8.7 Schwingungsverhalten der Spannklemmen

Aufgrund örtlicher Gegebenheiten und der korrodierten Oberflächen der Spannklemmen, die eine Applikation von Beschleunigungsaufnehmern erschweren, war es im Rahmen der in-situ Untersuchungen nicht möglich, Beschleunigungen an den Federarmen der Spannklemmen zu messen. Ein Vergleich zu dem im Labor bestimmten Schwingungsverhalten blieb somit aus.

Stattdessen wurde mit einem Messaufbau basierend auf mehreren DMS entlang der Federarme experimentiert. Die Übersetzung der Messsignale in den Frequenzbereich zeigte keine Resonanzüberhöhungen im Bereich der bekannten Eigenfrequenzen der Spannklemmen (Steger, Freudenstein, 2016).

Um abschließend zu klären, ob die Spannklemmen im Tauerntunnel in ihrer Eigenfrequenz angeregt werden und es zur Resonanz kommt, wird für zukünftige Untersuchungen empfohlen, das Messprogramm um Beschleunigungsmessungen an vorab instrumentierten Spannklemmen zu erweitern.

8.8 Zusammenfassung und Handlungsempfehlungen

Ziel der Feldmessungen im Tauerntunnel war die Untersuchung der Schadensursache gebrochener Spannklemmen auf dem Richtungsgleis nach Mallnitz. Dazu wurde zunächst die Qualität der Gleislage im unbelasteten Zustand ermittelt und mit dem Gleis

der Gegenrichtung, welches kaum gebrochene Spannklemmen aufweist, verglichen. Der Vergleich führt bei einer Beurteilung der Fehlermerkmale „Längshöhe“ und „Richtung“ zu einer deutlich schlechteren Qualität für das Richtungsgleis nach Mallnitz. Die Messung ermöglichte ebenso eine Auswertung der Spurqualität, die für das Richtungsgleis nach Mallnitz als schlecht beurteilt wird, da es innerhalb des Versuchsabschnittes von 200 m zu einer Differenz zwischen maximaler und minimaler Spurweite von 11 mm kommt.

Messungen der Schieneneinsenkung haben ergeben, dass die Vertikalbewegung der Schiene bei der Überfahrt von Zügen stark eingeschränkt ist und nur etwa 75 % der theoretischen Werte nach dem Verfahren Zimmermann erreicht. Untersuchungen an ausgebauten Paketen von Zw, Grp und Zwp zeigten eine hohe Versteifung der Stützpunkte. Diese wird vor allem auf die Bildung einer mehrere Millimeter dicken Korrosionsschicht auf der Grp zurückgeführt. Die Korrosionsschicht drückt dabei in die Noppen der Zwp und behindert deren Verformung. Zudem bildete sich eine Korrosionsschicht in den Langlöchern der Grp, wodurch es zu einem Verkeilen mit dem Zapfen der Wfp kommen kann und die Vertikalbewegung der Grp beeinträchtigt wird.

Durch die Dickenzunahme der Grp wird angenommen, dass die Spannklemmen stärker vorgespannt werden. Es kommt zu einer höheren Belastung der Federarme. Da die vertikale Dauerfestigkeit der Skl 15 nicht für einen Bereich höherer Vorverformung ausgelegt ist, gilt eine kürzere Lebensdauer der Spannklemmen als wahrscheinlich.

Durch einen Korrosionsschutz an den Grp könnten im Tauerntunnel die oben beschriebenen Probleme vermindert werden. Dieser Schutz könnte beispielsweise durch eine Verzinkung der Grp erfolgen. Auch die Verwendung von Kunststoff als Material für die Grp ist denkbar. Die Korrosion wird durch Streusalz, welches von den Pkws auf der Autoschleuse tropft, gefördert. Eine verbesserte Abdichtung der Wagen der Autoschleuse könnte zu einer geringeren Verschmutzung des Oberbaus und ebenso verminderten Korrosion der Schienenbefestigung führen.

Ob Schienenunebenheiten und die daraus resultierenden Erregerfrequenzen zur Resonanz an den Spannklemmen führen und diese dadurch eine Schädigung erfahren, kann nicht abschließend beurteilt werden. Die Messung des Schienenlängsprofils zeigte zwar, dass periodische kurzweilige Schienenunebenheiten innerhalb des Versuchsabschnittes vorhanden sind, jedoch war die Überschreitung von Grenzwerten nach RIL 824.8310, die eigentlich als Abnahmekriterium verwendet werden, nur minimal. Eine Instrumentierung von Spannklemmen mit DMS zeigte keine

Resonanzüberhöhungen im bekannten Bereich der Eigenfrequenzen der Spannklemmen (Steger, Freudenstein, 2016). Für zukünftige Messungen wird eine Instrumentierung der Spannklemmen mit Beschleunigungsaufnehmern empfohlen, um das Schwingungsverhalten der Spannklemmen im Feld genauer zu erfassen und mit den experimentellen Modalanalysen vergleichen zu können.

9 Fazit

Das Untersuchungsprogramm gemäß Kapitel 1.3 stellt drei Kernfragen, die im Rahmen der Arbeit behandelt wurden. An dieser Stelle werden die Fragen wieder aufgegriffen und die wichtigsten Ergebnisse dazu zusammengefasst und bewertet.

- I. *Wann kommt es zu einer hochfrequenten Anregung des Eisenbahnoberbaus und welche Schienenfehler können die Ursache dafür sein?*

Die Anregung des Eisenbahnoberbaus wird in Kapitel 2 behandelt. Über analytische Berechnungsmethoden wird in die Thematik eingeführt und die Wirkung von Imperfektionen im Rad-Schiene-Kontakt gezeigt. Nach den Theorien führen sowohl singuläre als auch periodische Unebenheiten im Schienenfahrspiegel zu einer dynamischen Radlasterhöhung. In der späteren mehrkörperdynamischen Betrachtung in Kapitel 5.2 bestätigt sich dieser Zusammenhang. Die Berechnungen mit der Software SIMPACK zeigen, dass kurzweilige Schienenunebenheiten eine dynamische Radlasterhöhung erzeugen, die den doppelten Wert der statischen Radlast deutlich übersteigen kann. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit und kürzer werdenden Wellenlängen nimmt die dynamische Radlasterhöhung stetig zu. Zudem zeigen die analytischen und numerischen Betrachtungen, dass neben der dynamischen Radlasterhöhung ein Schwingungseintrag in den Eisenbahnoberbau stattfindet, dessen Erregerfrequenz von der Fahrgeschwindigkeit und dem Abstand der Unebenheiten zueinander abhängt. Je nach Fahrgeschwindigkeit und Abstand der Unebenheiten kann ein breites Frequenzspektrum angeregt werden, welches die erste Eigenfrequenz gängiger Spannklemmen von W-Befestigungen mit einschließt. Um eine Beanspruchung der Spannklemmen infolge von Resonanz zu untersuchen, ist daher ein Vergleich der Erregerfrequenzen infolge von Schienenunebenheiten und der Eigenfrequenzen von Spannklemmen notwendig (vergleiche hierzu die zweite Frage).

Typische periodische, wellenförmige Schienenfehler, die im Schienenfahrspiegel auftreten und zu einer Schwingungsanregung führen können, werden in Kapitel 3 vorgestellt und klassifiziert. Insbesondere Riffel besitzen periodischen Charakter und können aufgrund kurzer Wellenlängen zu einer hochfrequenten Anregung führen.

II. Welche Folgen hat die Schwingungsanregung für die Spannklemmen der Schienenbefestigung?

Um zu sehen, ob durch Schienenunebenheiten die Eigenfrequenz von Spannklemmen angeregt werden kann, wird in Kapitel 4 das dynamische Verhalten von Spannklemmen charakterisiert und dabei Eigenfrequenzen und –formen bestimmt. Die Untersuchung konzentriert sich dabei auf die Spannklemme Skl 15, die für den Hochgeschwindigkeitsverkehr auf Fester Fahrbahn genutzt wird, zeigt aber auch Ansätze für Spannklemmen des Typs Skl 14. Die Simulation der Skl 15 zeigt, welche Randbedingungen das Schwingverhalten im Besonderen beeinflussen. Verschiedene Parameterstudien untersuchen den Einfluss der Vorspannung der Spannklemme, die Reibung zwischen einzelnen Bauteilen oder herstellungsbedingte Abweichungen von einer idealen Geometrie. Die Simulationsmodelle werden durch die Ergebnisse von Laborversuchen mit Beschleunigungsmessungen kalibriert. Um eine Systemverstimmung durch die Massen der Beschleunigungsaufnehmer zu verhindern, wird zusätzlich mit berührungsloser Messtechnik gearbeitet. Das Ergebnis zeigt, dass die Skl 15 eine erste Eigenfrequenz bei ca. 576 Hz besitzt. Dabei handelt es sich um eine Frequenz, die durch die Überfahrt von Schienenriffeln oder -wellen angeregt werden kann. Ausgehend von den experimentellen Untersuchungen wurde das FE-Modell so kalibriert, dass sich bei ca. 576 Hz die erste Eigenfrequenz ergibt. Dazu ist es nötig die Reibung im Kontakt zwischen Spannklemme und Schiene durch diskrete Federelemente zu idealisieren.

Die Modalanalysen zeigen die Eigenfrequenzen und ein qualitatives Verformungsbild im Falle von Resonanz. Eine Aussage, ob die Verformungen dabei schädigend sind, kann nicht getroffen werden, da die numerischen Modalanalysen ohne externe Belastung rechnen und normierte Ergebnisse liefern. Deswegen sind numerische Frequenzganganalysen erforderlich, bei denen die Modelle um Dämpfungseigenschaften und eine Fußpunkterregung der Spannklemmen erweitert werden. Die Schwingungsamplitude der Fußpunkterregung wurde über mehrkörperdynamische Berechnungen abgeschätzt. Da auch die numerische Frequenzganganalyse keine Nichtlinearität zulässt, werden die Ergebnisse der Verformungen in ein weiteres Modell mit nichtlinearen Materialeigenschaften integriert. Die Ergebnisse zeigen, dass es unter der aufgebrachten Fußpunkterregung zur plastischen Verformung der Federarme der Spannklemme kommt. Die Spannklemmen

geraten somit in einen Verformungszustand, den es zu vermeiden gilt und gegen den konstruktive Maßnahmen gesucht werden.

III. Welche konstruktiven Möglichkeiten einer schwingungstechnischen Optimierung der Schienenbefestigungen bestehen?

Aufbauend auf dem kalibrierten Simulationsmodell werden in Kapitel 6 verschiedene konstruktive Maßnahmen untersucht, die eine schwingungstechnische Optimierung zum Ziel haben. Da im niederfrequenten Bereich zahlreiche weitere Erregerfrequenzen bestehen (bspw. Abstand der Fahrzeugachsen oder Drehgestelle), wird vorgeschlagen das System hoch abzustimmen, d.h. eine schwingungstechnische Optimierung der Spannklemme durch Anheben der ersten Eigenfrequenz.

Unter den Maßnahmen befinden sich u.a. Schwingungstilger, deren Wirksamkeit in FE-Simulationen und durch Prototypen experimentell bestätigt wurde. Eine weitere Maßnahme zur schwingungstechnischen Optimierung der Spannklemmen kann eine veränderte Lagerung an den Aufstandspunkten darstellen. Dies kann einerseits durch eine Formmodifikation der Winkelführungsplatte geschehen. Die Winkelführungsplatte wird dazu so verändert, dass es an den hinteren Schlaufen der Spannklemmen zu einer formschlüssigen Lagerung kommt. Die Maßnahme erhöht die Steifigkeit des Systems und reduziert die schwingfähige Masse. Sowohl FE-Simulationen als auch Untersuchungen an einem Prototyp deuten auf die Wirksamkeit der Maßnahme hin. Die Ergebnisse aus dem Labor zeigen, dass sich nicht nur die erste Eigenfrequenz der Spannklemme erhöht, sondern auch die Schwingungsintensität reduzieren lässt. Die zweite Möglichkeit einer veränderten Lagerung der Spannklemme besteht an der Kontaktfläche zwischen Spannklemme und Schienenfuß. Durch Isolatoren kann die Schwingungsamplitude gedämpft werden, wenn elastische Materialien eingesetzt werden. Auch eine Behinderung der Gleitbewegung in der ersten Eigenform scheint realisierbar und würde zu einer Erhöhung der Eigenfrequenzen führen.

Ferner wurde im Zuge der Arbeit eine Methode zur schnellen geometrischen Anpassung der Form der Skl 15 entwickelt. Dabei wurde untersucht, wie durch die Anpassung der Geometrie die Eigenfrequenzen verändert werden können. In den Untersuchungen zur Charakterisierung des dynamischen Verhaltens der Spannklemmen zeigte sich, dass bei der ersten Eigenfrequenz von einer Kippbewegung der Spannklemmenarme auszugehen ist. Die Eigenfrequenzen der Spannklemmen lassen sich daher erhöhen, wenn die Form so angepasst wird, dass die Masse des Federarmes zur Kippachse hinbewegt und damit das Massenträgheitsmoment reduziert wird. Es entstanden

mehrere unterschiedliche formmodifizierte Varianten, deren Eigenfrequenzen über denen des Ausgangszustands liegen. Dabei wurde auch darauf geachtet, dass die übrige Funktion der Spannklemme nicht negativ beeinträchtigt wird und die neuen Formen vergleichbare Federcharakteristika in vertikaler und lateraler Richtung aufweisen.

Zusätzlich zu den drei Forschungsfragen wurden im Rahmen des Forschungsprojekts mehrere Feldmessungen im Tauerntunnel vorgenommen (vgl. Kapitel 8). Hierbei handelt es sich um eine Strecke mit Fester Fahrbahn im Netz der ÖBB, bei der es in der Vergangenheit zu Spannklemmenbrüchen mit unbekannter Schadensursache kam. Neben der Bestimmung der Gleislagequalität und der Spurqualität im unbelasteten Gleis wurden auch umfangreiche Messungen der Schieneneinsenkung im Betrieb vorgenommen. Die Messung der Schienenbewegung zeigt deutlich zu niedrige Einsenkungswerten, was nach weiteren Untersuchungen den korrodierten Lastverteilungsplatten und der daraus behinderten vertikalen Schienenbewegung zugeschrieben wird. Ferner wurde im Tauerntunnel das Schienenlängsprofil gemessen und auf Schienenunebenheiten geprüft. Für zukünftige Messungen wird empfohlen, die Spannklemmen mit Beschleunigungsaufnehmern auszustatten und das Schwingungsverhalten mit den Ergebnissen der experimentellen Modalanalyse abzugleichen. Ferner kann mit Hilfe der Ergebnisse aus Kapitel 7 bei zukünftigen Schadensfällen vorab eine erste Einschätzung hinsichtlich der Schadensursache vorgenommen und darauf aufbauend das Messprogramm sinnvoll angepasst werden.

Literaturverzeichnis

- [1] ANSYS Inc. (2012): ANSYS Online Documentation: Meshing User's Guide. Online verfügbar unter https://support.ansys.com/AnsysCustomerPortal/en_us/Knowledge+Resources/Online+Documentation/Previous+Releases/17.1/Meshing/ANSYS+Meshing/Meshing+User's+Guide?doc_link=/prod_docu/17.1/html/wb_msh/msh_book_wb.html, zuletzt geprüft am: 10.04.2017
- [2] Balfanz, S., DB Netz AG. (o.J.): Fotografien von Schienenunebenheiten, unveröffentlicht.
- [3] Batten, R. D. (2010): Field and theoretical investigation of the mechanism of corrugation wavelength fixation under speed variation. *Wear*, (271), 278-286.
- [4] CADFEM GmbH. (2016a): Rayleigh-Dämpfung: Anhaltswerte. Online verfügbar unter <http://www.cae-wiki.info/wikiplus/index.php/Rayleigh-D%C3%A4mpfung>, zuletzt geprüft am: 10.04.2017
- [5] CADFEM GmbH. (2016b): Seminar Strukturmechanische Simulation mit ANSYS Mechanical: Schulungsunterlagen. Hg. v. CADFEM GmbH, Grafing b. München
- [6] Clark, R. (1982): Rail corrugation - recent theories. Hg. v. Research & Development Division, British Railways Board, Derby, UK.
- [7] Correa, N. (2011): Rail corrugation development in high speed lines. *Wear*, (271), 2438–2447. Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2010.12.028>, zuletzt geprüft am: 10.04.2017

- [8] DB Richtlinie 824.8310, 01.07.2003: Oberbauarbeiten durchführen, Schienenbearbeitung abnehmen.
- [9] DB Richtlinie 821.2001, 01.01.2010: Oberbau inspizieren, Prüfung der Gleisgeometrie mit Gleismessfahrzeugen
- [10] DB Netz AG. (2002): Anforderungskatalog zum Bau der Festen Fahrbahn. Hg. v. DB Netz AG / DB Systemtechnik. Deutsche Bahn AG. Frankfurt/Main.
- [11] DB-Standard DBS 918 127, Juni 2010: Spannelemente aus Federstahl, Technische Lieferbedingungen.
- [12] DIN EN 13146-9, Dezember 2011: Bahnanwendungen – Oberbau - Prüfverfahren für Schienenbefestigungssysteme - Teil 9: Bestimmung der Steifigkeiten.
- [13] DIN EN 13848-6, Juli 2014: Bahnanwendungen – Oberbau - Qualität der Gleisgeometrie - Teil 6: Charakterisierung der geometrischen Gleislagequalität-
- [14] Doyle, N. (1980): Railway Track Design: A Review of Current Practice. Australian Government Publishing Service. Canberra.
- [15] Egana, J. I. (2006): Investigation of the influence of rail pad stiffness on rail corrugation on a transit system. *Wear*, (261), 216–224.
- [16] Eisenmann, J., Reinfelder, R. (1975): Theoretische Studie über die Ermittlung der Sekundärdurchbiegung der Schiene. *ZEV-Glasers Annalen*, 99(11), 301–303.
- [17] Feyahn, M. (2015): Mehrkörperdynamische Untersuchungen zur Auswirkung von Unebenheiten im Rad-Schiene-Kontakt. Master's-Thesis. Betreuer: Maximilian Steger. Technische Universität München, Lehrstuhl und Prüfamf für Verkehrswegebau. München.

- [18] Freudenstein, S. (2014): Verkehrswegebau Ergänzungsmodul. Vorlesungsskript. Technische Universität München, München.
- [19] Freudenstein, S., Iliev, D. (2010): Forschungsbericht Nr. 2642 des Prüfamts für Verkehrswegebau der TU München: "Prüfung des Schienenbefestigungssystems 300-1 mit Zw 692-6 gem. DIN EN 13481-5". Technische Universität München. Prüfamts für Verkehrswegebau. München.
- [20] Grassie, S. (1995): Riffeln - Gründe und Gegenmaßnahmen. *Eisenbahningenieur*, 46(10), 714–723.
- [21] Grassie, S. (2008): Rail corrugation: characteristics, causes and treatments. *Proc. IMechE*, 223, 1–15. Online verfügbar unter: doi:10.1243/09544097JRRT264
- [22] Groth, C., Müller, G., & Stelzmann, U. (2007): FEM für Praktiker - Band 1: Basiswissen und Arbeitsbeispiele zur Finite-Element-Methode mit dem FE-Programm ANSYS Rev. 5.5 (8., neu bearb. Aufl). Edition expertsoft: Vol. 23. Renningen: Expert-Verlag
- [23] Gutekunst + Co.KG. (2016): Federstahl Eigenschaften. Online verfügbar unter: <https://blog.federnshop.com/federstahl/>, zuletzt geprüft am: 11.04.2017
- [24] Haller, H. (1994): Der Einfluss von weichen Zwischenlagen bzw. der Veränderung von Schleifparametern auf die Entwicklung von Schlupfwellen in engen Bögen: Mitteilung des Instituts: Heft 6. Universität Innsbruck, Innsbruck.
- [25] Hempe, T., Siefer, T. (2007): Schienenschleifen als Bestandteil einer technisch-wirtschaftlichen Gleisinstandhaltung. *ZEVrail, (Glaser's Annalen)*, 3–14.
- [26] Heyder, R. (2002): Die wichtigsten Schienenfehler: Beschreibung von Merkmalen, Ursachen und Abhilfemaßnahmen. *Eisenbahn Ingenieur Kalender*, 177–205.

- [27] Heyse, A. (2015): Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von Schienenbefestigungssystemen. Master's-Thesis. Betreuer: Maximilian Steger. Technische Universität München, Lehrstuhl und Prüfamt für Verkehrswegebau. München.
- [28] Hölzl, G. (1996); Bedeutung der diskret gelagerten Schiene und der Anfangsrauigkeit für den Verriffelungsprozeß und für das Rollgeräusch: Dissertation. Technische Universität Berlin, Berlin.
- [29] Krüger, F. (2006): Schall- und Erschütterungsschutz im Schienenverkehr: Grundlagen der Schall- und Schwingungstechnik (2., überarb. Aufl). Kontakt & Studium: Vol. 565. Renningen: Expert Verlag
- [30] Leykauf, G., Stahl, W., Steinbeißer, L. (1999): Forschungsbericht Nr. 1794 des Prüfamts für Bau von Landverkehrswegen der TU München: "Erforschung der hochfrequenten Verformungen an der W-Schienenbefestigung mit Sk11 im Bereich von Hochgeschwindigkeitsstrecken der DB AG". Technische Universität München, Prüfamt für Verkehrswegebau. München.
- [31] Leykauf, G., Stahl, W., Steinbeißer, L. (2000): Forschungsbericht Nr. 1794 a des Prüfamts für Bau von Landverkehrswegen der TU München: "Erforschung der hochfrequenten Verformungen an der W-Schienenbefestigung mit Sk11 im Bereich von Hochgeschwindigkeitsstrecken der DB AG": Teil: Dynamische Messung. Technische Universität München, Prüfamt für Verkehrswegebau. München.
- [32] Liu, D. (2015): The influence of track quality to the performance of vehicle-track interaction: Dissertation. Technische Universität München, Lehrstuhl und Prüfamt für Verkehrswegebau. München.

- [33] Liu, J. (2013): Einfluss der Schienenbefestigungskomponenten auf das laterale Verformungs- und Lastverteilungsverhalten der Schiene: Dissertation. Technische Universität München, Lehrstuhl und Prüfamnt für Verkehrswegebau. München.
- [34] Marx, L., Kullmann, H., Moßmann, D. (2004): Arbeitsverfahren für die Instandhaltung des Oberbaues (6., überarb. u. erw. Aufl). DB-Fachbuch. Heidelberg [u.a.]: Eisenbahn-Fachverlag
- [35] Myslisch, M. (2016): Schwingungstilger: Master's-Thesis. Betreuer: Maximilian Steger. Technische Universität München, Lehrstuhl und Prüfamnt für Verkehrswegebau. München.
- [36] Nottbeck, A. (2016): Untersuchungen zu Auswirkungen von Geschwindigkeitserhöhungen auf Bahnstrecken im Bestand: Dissertation. Technische Universität München, Lehrstuhl und Prüfamnt für Verkehrswegebau. München.
- [37] Petersen, C. (2001): Schwingungsdämpfer im Ingenieurbau (1. Aufl). München: Hg. v. Maurer Söhne GmbH & Co. KG.
- [38] Sato, Y., Matsumoto, A., Knothe, K. (2002): Review on rail corrugation studies. *Wear*, (253), 130–139.
- [39] Stahl-Becker GmbH. (2016): Zugfestigkeiten von Federstahldraht. Online verfügbar unter: <http://www.stahlbecker.de/produkte/zugfestigkeit-von-federstahldraht-aus-x10crni18-8-ns-normale-zugfestigkeit>, zuletzt geprüft am: 11.04.2017
- [40] Steger, M., Freudenstein, S. (2016): Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur dynamischen Beanspruchung von Schienenbefestigungen bei hochfrequenten Anregungen: Zweiter Zwischenbericht (No. 3395). Technische Universität München, Lehrstuhl und Prüfamnt für Verkehrswegebau. München.

- [41] Stelzmann, U., Groth, C., Müller, G. (2006): FEM für Praktiker – Band 2: Strukturdynamik. Edition expertsoft. Renningen: Expert-Verlag
- [42] Torstensson, P., Schilke, M. (2013): Rail corrugation growth on small radius curves-Measurements and Validation of a numerical prediction model. *Wear*, (303), 381–396.
- [43] UIC. (2002): UIC-Merkblatt Nr. 712 - Schienenfehler (4. Ausgabe). Paris: Hg. v. Union Internationale des Chemins de fer (UIC) – Internationaler Eisenbahnverband.
- [44] Van Dyk, B., Edwards, R., Dersch, M., Ruppert, C., Barkan, C. (2016): Evaluation of dynamic and impact wheel load factors and their application in design processes. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, (231). Online verfügbar unter: doi:10.1177/0954409715619454, zuletzt geprüft am: 11.04.2017
- [45] Vogel & Plötscher GmbH & Co. KG. (2015): RMF 1100 in der Praxis. Online verfügbar unter http://www.vogelundploetscher.de/d/rmf_1100/praxis.html, zuletzt geprüft am: 11.04.2017
- [46] Vossloh Fastening Systems GmbH (o.J.): System W 14: Montageanleitung. Online verfügbar unter http://www.vossloh-fastening-systems.com/media/downloads/pdfs/prospekte/2012/System_W14_D_mo.pdf, abgerufen am 05.02.2015.
- [47] Walf, K. (1991): Zur Bildung von Riffeln auf Schienenlaufflächen: Dissertation. Technische Universität Berlin, Berlin

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1 Links: Verriffelte Schienenoberfläche im Rauheberg-Tunnel der SFS Hannover-Würzburg; rechts: Gebrochene Spannklemme SkI 1 (Leykauf et al., 1999; Leykauf et al., 2000)	3
Abbildung 2.1 Überfahrt einer singulären Störstelle, in Anlehnung an (Freudenstein, 2014, S II/2)	7
Abbildung 2.2 Überfahrt periodischer Unebenheiten	8
Abbildung 2.3 Wirkung von Flachstellen auf den Radlaufflächen nach (Krüger, 2006, S. 22)	9
Abbildung 2.4 Erregerfrequenzen in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und dem Abstand der Unstetigkeitsstellen zueinander.....	10
Abbildung 3.1 Begriffsdefinitionen für periodische Schienenunebenheiten	11
Abbildung 3.2 Wellenförmige Schienenunebenheiten entlang der Schienenlaufläche (Balfanz, DB Netz AG, o.J.)	12
Abbildung 3.3 Verschiedene Wellenlängenangaben für Riffel; Werte aus (UIC, 2002), (Clark, 1982), (Grassie, 1995), (Hölzl, 1996), (Egana, 2006), (Grassie, 2008), (Batten, 2010), (Torstensson, Schilke, 2013)	14
Abbildung 3.4 Abgeleitete Erregerfrequenzen; Datengrundlage aus (Clark, 1982), (Grassie, 1995), (Hölzl, 1996), (Egana, 2006), (Grassie, 2008), (Batten, 2010), (Torstensson, Schilke, 2013).....	14
Abbildung 4.1 3D-Vermessung einer Spannklemme SkI 14 am Prüfamf für Verkehrswegebau	18
Abbildung 4.2 Überlagerung der geometrischen Modelle SkI14 der Firma Vossloh (blau) und der gescannten SkI14* eines alternativen Herstellers (rot).....	19
Abbildung 4.3 Aufgebrachte Randbedingungen in ANSYS Workbench; die Randbedingungen wurden für SkI14* und SkI15 analog gewählt; Bildmaterial z.T. aus (Heyse, 2015)	20
Abbildung 4.4 Kriterium für eine korrekte Einbau-Spannstellung einer W14-Befestigung aus (Vossloh Fastening Systems GmbH, o.J.)	21
Abbildung 4.5 Ergebnisse für die ersten drei Eigenformen der SkI 14.....	24
Abbildung 4.6 Schematische Darstellung des Versuchsaufbau I für die Messung mit dreiaxialem Beschleunigungsaufnehmer	27

Abbildung 4.7 Schematische Darstellung des Versuchsaufbau II für die Messung mit Laservibrometer	28
Abbildung 4.8 Untersuchte Spannklemme Skl 15 mit weißen Markierungen für unterschiedliche Anschlagpositionen nach Abschluss der Messungen	29
Abbildung 4.9 Frequenzspektrum einer montierten Skl 15 bei einer Anregung an der Spannklemme selbst; Messung mit Beschleunigungsaufnehmer in Punkt 9; Dargestellt ist die Bewegung in x-Richtung.....	30
Abbildung 4.10 Frequenzspektrum einer montierten Skl 15 bei einer Anregung an der Spannklemme selbst; Messung mit Beschleunigungsaufnehmer in Punkt 9; Dargestellt ist die Bewegung in y-Richtung.....	31
Abbildung 4.11 Frequenzspektrum einer montierten Skl 15 bei einer Anregung an der Spannklemme selbst; Messung mit Beschleunigungsaufnehmer in Punkt 9; Dargestellt ist die Bewegung in z-Richtung.....	31
Abbildung 4.12 Qualitative Eigenform ermittelt aus den experimentellen Modalanalysen	32
Abbildung 4.13 Idealisierung des Reibkontaktes zwischen Spannklemme und Schienenfuß durch die Anordnung von Federelementen.....	35
Abbildung 4.14 Idealisierung der Schwellenschraube durch Ersatzfedern	36
Abbildung 4.15 Erste Eigenform der Skl 15 in der kalibrierten Simulation bei einer Frequenz von ca. 576 Hz.....	37
Abbildung 5.1 Schematische Darstellung eines Drehgestells des Fahrzeugmodells...	42
Abbildung 5.2 Entwicklung der dynamischen Radlasterhöhung über die Geschwindigkeit V bei unterschiedlichen Wellenlängen L von periodischen Schienenfehlern und $T_1=0,03$ mm.....	45
Abbildung 5.3 Entwicklung der dynamischen Radlasterhöhung über die Geschwindigkeit V bei unterschiedlichen Wellenlängen L von periodischen Schienenfehlern und $T_2=0,07$ mm.....	46
Abbildung 5.4 Entwicklung der dynamischen Radlasterhöhung über die Erregerfrequenz bei unterschiedlichen Riffeltiefen T	47
Abbildung 5.5 Darstellung verschiedener Ansätze zur Bestimmung einer dynamischen Radlasterhöhung in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit	51
Abbildung 5.6 Idealisierte Darstellung der Schieneneinsenkung über die Zeit nach der Theorie von Zimmermann	53
Abbildung 5.7 Amplitudengang für die vertikale Fußpunkterregung einer Skl 15 und einem Dämpfungsgrad $D=0,025$	57

Abbildung 5.8 Vergleichsspannungen an der Skl 15 bei einer Fußpunkterregung von 0,17 mm (Zustand I) und einem Dämpfungsgrad $D=0,025$	58
Abbildung 5.9 Verschiebungsfeld für die Skl 15 bei einer Fußpunkterregung von 0,17 mm (Zustand I) und einem Dämpfungsgrad $D=0,025$	59
Abbildung 5.10 Auftretende Federwege im Modell der Skl 15 in unterschiedlichen Zuständen I und II und bei unterschiedlicher dynamischer Radlasterhöhung	60
Abbildung 5.11 Bestimmung der vertikalen Federkennlinie einer Spannklemme Skl 15 im Labor	63
Abbildung 5.12 Darstellung des FE-Modells zur Bestimmung eines geeigneten Materialmodells für die Spannklemme Skl 15	64
Abbildung 5.13 Ergebnisse aus der Simulation (FEM) und den Laborprüfungen (Experiment) im Vergleich	65
Abbildung 5.14 Vergleichsspannungen bei Überlagerung der Verschiebungsfelder für eine Vorspannung $f=21,30$ mm und einer vertikalen Anregung $\Delta y=0,17$ mm (Zustand I, Abhebung); Dämpfungsgrad $D=0,025$	66
Abbildung 5.15 Vergleichsspannungen bei Überlagerung der Verschiebungsfelder für eine Vorspannung $f=17,46$ mm und einer vertikalen Anregung $\Delta y=3,84$ mm (Zustand II); Dämpfungsgrad $D=0,025$	66
Abbildung 5.16 Vergleichsspannungen bei Überlagerung der Verschiebungsfelder für eine Vorspannung $f=21,30$ mm und einer vertikalen Anregung $\Delta y=0,17$ mm (Zustand I, Abhebung); Dämpfungsgrad $D=0,025$; Darstellung der Elemente mit Materialfließen	67
Abbildung 5.17 Vergleichsspannungen bei Überlagerung der Verschiebungsfelder für eine Vorspannung $f=17,46$ mm und einer vertikalen Anregung $\Delta y=3,84$ mm (Zustand II); Dämpfungsgrad $D=0,025$; Darstellung der Elemente mit Materialfließen	67
Abbildung 5.18 Ort der maximalen Spannung infolge von Resonanz (erste Eigenfrequenz bei einer Spannklemme Skl 15)	69
Abbildung 5.19 Messkurve aus den experimentellen Modalanalysen mit Parameterdefinition zur Berechnung des logarithmischen Dekrements	71
Abbildung 5.20 Amplitudengang des Punktes mit der maximalen Auslenkung in x-Richtung bei einer vertikalen Anregung von 3,00 mm. Dargestellt sind die Ergebnisse bei unterschiedlichen Dämpfungsgraden	72
Abbildung 6.1 Allgemeine Strategien zur Schwingungsreduzierung, in Anlehnung an (Petersen, 2001, S. 45)	74

Abbildung 6.2 Einfluss zusätzlich anhaftender Massen auf die Höhe der ersten Eigenfrequenz einer Skl 15. Ergebnisse aus Simulationen in ANSYS und einer stark vereinfachten analytischen Berechnung.	76
Abbildung 6.3 Kinematik der Federarme zur Ermittlung der Drehmomente für zusätzlich anhaftende Massen in Punkt A und Punkt B.....	77
Abbildung 6.4 Darstellung der Spannklemme Skl 15 mit einem vergrößerten Drahtdurchmesser von 20 mm.....	79
Abbildung 6.5 Schematische Darstellung der Wirkung von Tilgerelementen (Petersen, 2001, S. 46)	80
Abbildung 6.6 Konzept ringförmiger Schwingungstilger montiert auf einer Spannklemme Skl 15 (Myslisch, 2016).....	81
Abbildung 6.7 Skizze eines ringförmigen Tilgerelements und Definition der Abmessungen	82
Abbildung 6.8 Die ersten vier Eigenformen eines ringförmigen Schwingungstilgers mit den zugehörigen Eigenfrequenzen	83
Abbildung 6.9 Längsschnitt durch zwei schlauchförmige Schwingungstilger; links mit innenliegender Masse, rechts ist die Masse außerhalb angeordnet (Myslisch, 2016).....	84
Abbildung 6.10 Konzept der schlauchförmigen Schwingungstilger mit innenliegender Masse montiert auf einer Skl 15 (Myslisch, 2016)	85
Abbildung 6.11 Frequenzganganalyse in ANSYS Workbench an einer Skl 15 mit und ohne ringförmige Tilger; Anregung in Schienenlängsrichtung	87
Abbildung 6.12 Prototypen ringförmiger Schwingungstilger: R3, R2 _{modif} , R1 (v.l.n.r.)..	88
Abbildung 6.13 Prototyp des schlauchförmigen Schwingungstilgers S1 mit innenliegender Masse	89
Abbildung 6.14 Versuchsaufbau und Definition der Anschlagpositionen entlang des Federarmes.....	90
Abbildung 6.15 Frequenzspektrum einer Skl 15 unter den oben beschriebenen Versuchsbedingungen; ohne Tilger; Messung mit Beschleunigungsaufnehmern	92
Abbildung 6.16 Frequenzspektren gemessen am Federarm einer Skl 15 mit verschiedenen Tilgerausführungen und einer Anregung an Position 2	94
Abbildung 6.17 Frequenzspektren gemessen am Federarm einer Skl 15 mit modifizierter Tilgerausführung R2 _{modif} und einer Anregung an Position 2.....	95

Abbildung 6.18	Frequenzspektren gemessen am Federarm einer Skl 15 mit modifizierter Tilgerausführungen; Normierte Schwingschnellen in x-Richtung bei einer Anregung an Position 2	96
Abbildung 6.19	Parameterstudie zum Einfluss der Kontaktflächengröße auf die Höhe der Eigenfrequenzen einer Spannklemme Skl 15	98
Abbildung 6.20	Entwicklung der Eigenfrequenzen einer Skl 15 in Abhängigkeit der Auflagerfläche F auf der Winkelführungsplatte	98
Abbildung 6.21	Konzeptstudie einer Winkelführungsplatte mit geändertem Kontaktbereich zur Spannklemme; Angepasstes Geometriemodell einer Wfp 15 (Hersteller der ursprünglichen Geometrie: Vossloh Fastening Systems GmbH)	99
Abbildung 6.22	Prototyp einer formmodifizierten Winkelführungsplatte	99
Abbildung 6.23	Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse im Vergleich: Die blaue Kurve zeigt die Schwingungsantwort vor der Formmodifizierung, die rote Kurve das Ergebnis mit geänderter Auflagerung	100
Abbildung 6.24	Übersicht verschiedener Operationen zur Geometrieanpassung an der Spannklemme Skl 15	103
Abbildung 6.25	Veränderung der Bogenhöhe in MATLAB um den Faktor $h^*=0,4$ (blaue Kurve); Rote Kurve: Erhöhung der Ausrundung der Federarme um $e=15$ mm (s. unten)	104
Abbildung 6.26	Veränderung der Bogenhöhe in MATLAB um den Faktor $h^*=0,4$ (blaue Kurve); Rote Kurve: Erhöhung der Ausrundung der Federarme um $e=15$ mm (s. unten); Ansicht von der Seite	105
Abbildung 6.27	Veränderung der Bogenhöhe in MATLAB um den Faktor $h^*=0,4$ (blaue Kurve); Rote Kurve: Erhöhung der Ausrundung der Federarme um $e=15$ mm (s. unten); Ansicht von vorne	105
Abbildung 6.28	Entwicklung der ersten und zweiten Eigenfrequenz einer Skl 15 bei modifizierter Bogenhöhe	106
Abbildung 6.29	Modell mit ausgerundeten Federarmen (Stich $e=15$ mm) (rote Kurve) im Vergleich mit der ursprünglichen Geometrie der Skl 15 (schwarze Kurve)	108
Abbildung 6.30	Definition der formmodifizierenden Parabel zur Krümmungsänderung der Federarme	108
Abbildung 6.31	Erste und zweite Eigenfrequenz modifizierter Spannklemmen in Abhängigkeit des Formfaktors h^* [-] und e [mm]	109
Abbildung 6.32	Formmodifikation Verkürzung der Federarme in lateraler Richtung bei gleichzeitiger Verbreiterung der Schlaufen auf der Wfp (Draufsicht)	112

Abbildung 6.33 Formmodifizierte Spannklemmen. Schwarze Kurve: Skl 15 (ursprüngl.); blaue Kurve: Verbreiterung um $dx=10$ mm; rote Kurve: Verbreiterung um $dx=10$ mm und Stauchung um $l^*=0,7$	112
Abbildung 6.34 Qualitative Darstellung der Entwicklung der Torsionsbeanspruchung einer Spannklemme in Abhängigkeit der Länge der Federarme.....	113
Abbildung 6.35 Erste und zweite Eigenfrequenz der Simulationsmodelle bei einer Verkürzung der Federarme (Faktor l^*) und einer Verbreiterung um dx in [mm]	114
Abbildung 6.36 Verschiedene Geometriemodifikationen zur Verlagerung der Rotationsachse; Kurve (1) entspricht urspr. Skl 15; Draufsicht.....	115
Abbildung 6.37 Verschiedene Geometriemodifikationen zur Verlagerung der Rotationsachse; Kurve (1) entspricht urspr. Skl 15.....	116
Abbildung 6.38 Veränderung der Rotationsachse durch die vorgestellte Geometriemodifikation	117
Abbildung 6.39 Veränderung der Rotationsachse der ersten Eigenform durch gerade Enden des Federdrahtes; (schwarz: ursprüngliche Geometrie).....	117
Abbildung 6.40 Veränderung der Rotationsachse der Kippbewegung durch Formmodifikation der Spannklemme Skl 15	118
Abbildung 6.41 Einfluss der als Federsteifigkeit idealisierten Reibung auf die Höhe der ersten Eigenfrequenz bei gerade endenden Federarmen (Simulationsergebnisse)	119
Abbildung 6.42 Designstudie eines Isolators für eine formmodifizierte Spannklemme mit gerade endenden Federarmen	119
Abbildung 6.43 Veränderung der Rotationsachse der ersten Eigenform durch verkürzte Enden des Federdrahtes; (schwarz: ursprüngliche Geometrie).....	120
Abbildung 6.44 Amplitudengang aus Laborversuchen mit der Spannklemme Skl 15; Schwarze Kurve: ursprüngl. System; blaue Kurve: mit modifizierter Wfp; rote Kurve: mit ringförmigem Schwingungstilger.....	121
Abbildung 6.45 Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verschiebung der Federarme um 1,00 mm. Geometrie: ursprüngliche Version der Skl 15.....	126
Abbildung 6.46 Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verschiebung der Federarme um 1,00 mm. Geometrie: Skl 15 mit reduzierter Bogenhöhe $h^*=0,50$	127
Abbildung 6.47 Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verschiebung der Federarme um 1,00 mm. Geometrie: Skl 15, Federarme enden senkrecht.....	127

Abbildung 6.48 Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verschiebung der Federarme um 1,00 mm. Geometrie: Skl 15, Federarme enden senkrecht und reduzierte Bogenhöhe $h^*=0,50$	128
Abbildung 6.49 Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verschiebung der Federarme um 1,00 mm. Geometrie: Skl 15 mit nach außen gespiegelten Federarmen	129
Abbildung 7.1 Randbedingungen und Verformungsrichtungen der Simulation der Rissinitiierung	132
Abbildung 7.2 Vergleichsspannungen für eine vertikale Beanspruchung der Skl 15..	133
Abbildung 7.3 Vergleichsspannung für eine vertikale Beanspruchung der Skl 15 (Schnitt)	133
Abbildung 7.4 Vergleichsspannungen für eine laterale Beanspruchung der Skl 15 ...	134
Abbildung 7.5 Vergleichsspannungen für eine laterale Beanspruchung der Skl 15 (Draufsicht)	134
Abbildung 7.6 Vergleichsspannung für eine laterale Beanspruchung der Skl 15 (Schnitt)	135
Abbildung 7.7 Vergleichsspannung für eine longitudinale Beanspruchung der Skl 15	135
Abbildung 7.8 Vergleichsspannung für eine longitudinale Beanspruchung der Skl 15 (Schnitt)	136
Abbildung 7.9 Vergleichsspannung bei Resonanz (erste Eigenfrequenz)	136
Abbildung 7.10 Vergleichsspannung bei Resonanz (erste Eigenfrequenz); (Schnitt).	137
Abbildung 7.11 Positionen maximaler Vergleichsspannungen bei unterschiedlicher Belastungsart	137
Abbildung 7.12 Positionen maximaler Vergleichsspannung bei unterschiedlicher Belastungsart (Draufsicht)	138
Abbildung 8.1 Einteilung des Versuchsabschnittes in die Segmente mit unterschiedlichen Schienenbefestigungssystemen	141
Abbildung 8.2 Aufgezeichnete Spannklemmenbrüche innerhalb des Versuchsabschnittes.....	143
Abbildung 8.3 Beschädigte Spannklemme innerhalb des Versuchsabschnittes; Innerhalb der roten Markierung ist eine Spur der Längsbewegung des Federarmes zu sehen	144

Abbildung 8.4 Abgebrochener Federarm einer Spannklemme aus dem Tauerntunnel; zu sehen ist die abgeriebene Kontaktfläche zwischen Federarm und Schienenfuß	145
Abbildung 8.5 Bruchfläche eines abgebrochenen Federarms	146
Abbildung 8.6 Messprinzip RMF1100 (Vogel & Plötscher GmbH & Co. KG, 2015)...	147
Abbildung 8.7 Fahrbares Riffelmessgerät RMF 1100	148
Abbildung 8.8 In den Frequenzbereich überführtes Messsignal des RMF1100 unter der Annahme einer Fahrgeschwindigkeit $v=80$ km/h	149
Abbildung 8.9 Gleislagequalitätsklassen für die Kriterien Richtung und Längshöhe entlang des Versuchsabschnittes Richtung Mallnitz	151
Abbildung 8.10 Gegenüberstellung der Verteilung der Gleislagequalitätsklassen für beide Richtungsgleise	152
Abbildung 8.11 Montage der Induktivwegaufnehmer zur Messung der vertikalen und lateralen Schienenbewegung.....	155
Abbildung 8.12 Lastkonfiguration der Lok BR 1016 der Tauernschleuse mit einer Dienstmasse von 88 t	156
Abbildung 8.13 Ergebnisse für die Schieneneinsenkung an MO1 bei Überfahrt der Lok der Autoschleuse	157
Abbildung 8.14 Ergebnisse für die Schieneneinsenkung an MO7 bei Überfahrt der Lok der Autoschleuse	158
Abbildung 8.15 Vergleich der Schieneneinsenkung an den unterschiedlichen Messorten (MO). Gezeigt wird die Einsenkung infolge der zweiten Achse der Lok	159
Abbildung 8.16 Korrodierte Lastverteilungsplatte (Grundplatte)	162
Abbildung 8.17 Ausgebaute Zwischenplatte (links) und Grundplatte (rechts) aus dem Tauerntunnel.....	162
Abbildung 8.18 Einsenkungen für die Messorte MO1 und MO2 in der Wiederholungsmessung (nach Austausch des kompletten Schienenbefestigungssystems)	165
Abbildung 8.19 Idealisierung der Schienenbefestigung durch eine Reihenschaltung von Federn.....	166

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1 Getroffene Annahmen für Materialparameter als Eingangsgrößen für die rechnergestützten Modalanalysen	19
Tabelle 4-2 Werte für den Abstand A der Parameterstudie	21
Tabelle 4-3 Eigenfrequenzen der Spannklemme des Typs Skl 14 (Fa. Vossloh Fastening Systems GmbH) in Abhängigkeit des Luftspalts A.....	22
Tabelle 4-4 Eigenfrequenzen der Spannklemme des Typs Skl 14* (gescannte Skl eines anderen Herstellers) in Abhängigkeit des Luftspalts A	22
Tabelle 4-5 Eigenfrequenzen der Spannklemme des Typs Skl 15 (Herstellerzeichnung Fa. Vossloh Fastening Systems GmbH) in Abhängigkeit des Luftspalts A.....	23
Tabelle 5-1 Bestandteile des Fahrzeugmodells	43
Tabelle 5-2 Veränderte Parameter in den mehrkörperdynamischen Untersuchungen ..	44
Tabelle 5-3 Ergebnisse für die dynamische Radlasterhöhung bei einer Erregerfrequenz von 575 Hz.....	48
Tabelle 5-4 Resultierende Fußpunkterregung Δy basierend auf den Berechnungen in SIMPACK.....	55
Tabelle 6-1 Abmessungen der ringförmigen Tilger	83
Tabelle 6-2 Eigenfrequenzen für die schlauchförmigen Schwingungstilger.....	85
Tabelle 6-3 Übersicht durchgeführter Messreihen zur Untersuchung der Wirksamkeit von Schwingungstilgern.....	91
Tabelle 6-4 Entwicklung der lateralen Federcharakteristika bei einer veränderten Bogenhöhe h^*	107
Tabelle 6-5 Zusammenfassung der Ergebnisse für eine Reduktion der Bogenhöhe bei gleichzeitiger zusätzlicher Ausrundung	110
Tabelle 6-6 Erste und zweite Eigenfrequenz formmodifizierter Spannklemmen mit reduzierter Bogenhöhe	122
Tabelle 6-7 Erste und zweite Eigenfrequenz lateral gestauchter Spannklemmen.....	123
Tabelle 6-8 Erste und zweite Eigenfrequenz von Spannklemmen mit nach außen gespiegelten Federarmen.....	123
Tabelle 6-9 Erste und zweite Eigenfrequenz von Spannklemmen, deren Federarme senkrecht auf dem Schienenfuß enden	124

Tabelle 6-10 Zusammenfassung der maximalen von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Beanspruchung i.H.v. 1,00 mm bei verschiedenen Geometrien von Spannklemmen	130
Tabelle 8-1 Zeitlicher Ablauf der Messungen und Umbaumaßnahmen im Tauerntunnel	142
Tabelle 8-2 Überschreitungen nach RIL 824.8310.....	148
Tabelle 8-3 Grenzwerte der Standardabweichung für die Richtung und Längshöhe nach (DIN EN 13848-6, 2014).....	150
Tabelle 8-4 GLQK für beide Richtungsgleise	153
Tabelle 8-5 Ergebnisse der Messung der Spurweite für beide Richtungsgleise (DB Netz AG, 2002)	154
Tabelle 8-6 Annahmen für die Berechnung nach dem Verfahren Zimmermann	160
Tabelle 8-7 Prüfung der vertikalen Steifigkeit an drei Paketen jeweils bestehend aus Zw, Grp und Zwp.	164

Anlagenverzeichnis

1	Anlagen zur Simulation des dynamischen Verhaltens von Spannklemmen .	191
1.1	Berechnung der Rayleigh-Koeffizienten.....	191
1.2	Vergleich der Ersatzfedersteifigkeiten mit experimentell bestimmten Werten aus Durchschubversuchen	193
2	Anlagen zur experimentellen Bestimmung des dynamischen Verhaltens von Skl	198
3	Anlagen zur Schädigung von Spannklemmen des Typs Skl 15.....	203
3.1	Modellierungsparameter in SIMPACK	203
3.2	Von Mises-Spannungen bei einer Anregung mit $\Delta y=3,00\text{mm}$ und $D=0,025$	204
3.3	Von Mises-Spannungen bei einer Anregung mit $\Delta y=3,84\text{mm}$ und $D=0,025$	205
3.4	Ermittlung eines geeigneten Materialmodells	206
4	Anlagen zur schwingungstechnischen Optimierung von Schienenbefestigungen	207
4.1	Analytische Berechnung der Wirksamkeit zusätzlicher Massen	207
4.2	Anlagen zur modifizierten Winkelführungsplatte	208
4.3	Anlagen zu Schwingungstilgern	209
4.4	Frequenzspektren der Laboruntersuchungen der Schwingungstilger.....	209
4.5	Anlagen zur Formmodifikation der Spannklemmen	218
5	Anlagen zu den In-Situ Untersuchungen im Tauerntunnel	221
5.1	Fotoaufnahmen aus dem Tunnel	221
5.2	Messung des Schienenlängsprofils.....	223
5.3	Erregerfrequenzen infolge des gemessenen Schienenlängsprofils	226
5.4	Messergebnisse der Schieneneinsenkungen infolge der Autoschleuse	233
5.5	Messergebnisse der Schieneneinsenkungen infolge Güterzug	234
5.6	Die Berechnung nach Zimmermann	236
5.7	Vertikale Steifigkeiten.....	238
5.8	Bestimmung der Gleislagequalität	241

Anlagen

1 Anlagen zur Simulation des dynamischen Verhaltens von Spannklemmen

1.1 Berechnung der Rayleigh-Koeffizienten

Die innere Dämpfung, die durch das Material bedingt ist, tritt nach (Stelzmann et al., 2006, S. 88) besonders bei Werkstoffen auf, die bei höheren Belastungen zu plastischen Verformungen neigen, wie es auch bei (Feder-)Stahl der Fall ist. In ANSYS kann die innere Dämpfung für eine Modalanalyse über die Rayleigh-Dämpfung mit der Dämpfungsmatrix $[C_R]$, die wie folgt definiert ist, berücksichtigt werden (Stelzmann et al., 2006, S. 92):

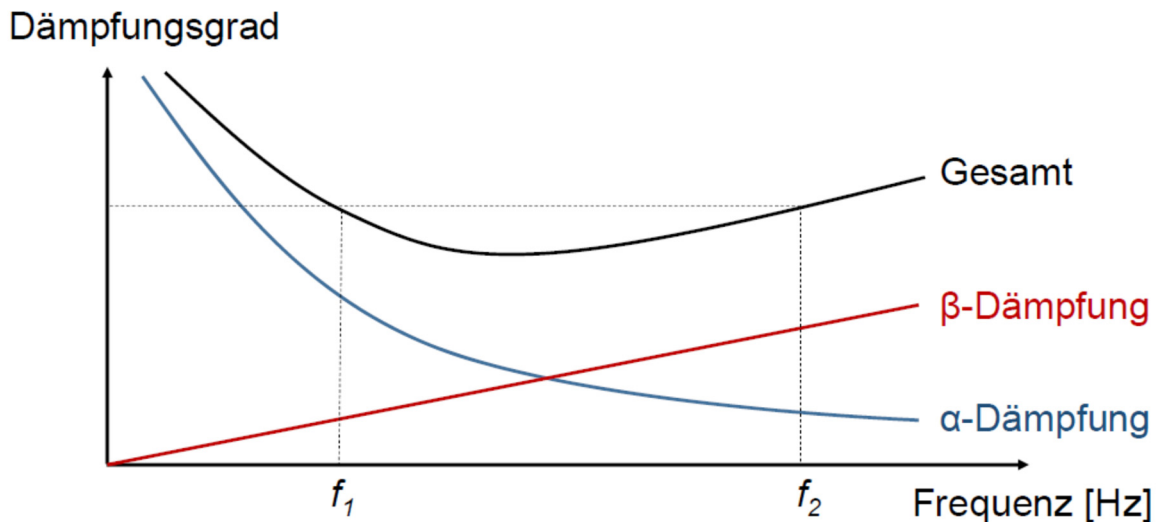
$$[C_R] = \alpha \cdot [M] + \beta \cdot [K]$$

mit:

α	Rayleigh-Koeffizient 1	$\left[\frac{1}{s} \right]$
β	Rayleigh-Koeffizient 2	$[s]$
$[M]$	Massenmatrix	$\left[\frac{Ns^2}{m} \right]$
$[K]$	Steifigkeitsmatrix	$\left[\frac{N}{m} \right]$
$[C_R]$	Rayleigh-Dämpfungsmatrix	$\left[\frac{Ns}{m} \right]$

Bei der Rayleigh-Dämpfung wird die Annahme getroffen, dass die Dämpfung in einem linearen Zusammenhang mit der Verteilung der Masse und der Steifigkeit eines Körpers

steht und sich somit über zwei zusätzliche Parameter α und β abschätzen lässt. Wie sich die Koeffizienten α und β über einen Frequenzbereich $[f_1, f_2]$ verhalten und sich daraus der Dämpfungsgrad (Kurve „Gesamt“) zusammensetzt zeigt folgende Abbildung:



Alpha- bzw. Betawerte der Rayleigh-Dämpfung nach (Stelzmann et al., 2006, p. 91)

Die beiden Rayleigh-Koeffizienten werden für einen eingeschränkten Frequenzbereich $[f_1, f_2]$ festgesetzt. Innerhalb dieser Grenzen wird die Rayleigh-Dämpfung als konstant, d.h. frequenzunabhängig, angenommen. Um die Frequenzen f_1 und f_2 festlegen zu können, muss überschlägig ein Frequenzbereich gewählt werden, in dem die späteren Ergebnisse erwartet werden. Hierfür wurden zunächst Simulationen an ungedämpften Systemen durchgeführt und die ersten zwei Eigenfrequenzen berechnet, die dann als Grenzbereich für die Rayleigh-Dämpfung dienen. Die Ergebnisse zeigt folgende Tabelle:

Alpha- und Betawerte berechnet für den Frequenzbereich $[f_1, f_2]$

System	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	α [1/s]	β [s]
Skl14	500	1330	114,16	$4,35 \times 10^{-6}$
Skl14*	500	1425	116,28	$4,13 \times 10^{-6}$
Skl15	325	1050	77,97	$5,79 \times 10^{-6}$

Nach (Stelzmann et al., 2006, S. 89) können die Rayleigh-Koeffizienten über folgende Beziehung abgeschätzt werden:

$$\beta = \frac{D}{\pi \cdot (f_1 + f_2)}$$

$$\alpha = 4 \cdot \pi^2 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot \beta$$

In erster Näherung kann nach (Stelzmann et al., 2006, S. 91) der Dämpfungsgrad für verschraubte Stahlteile zu $D=0,025$ angesetzt werden. Die daraus berechneten Rayleigh-Koeffizienten sind ebenfalls obiger Tabelle zu entnehmen.

1.2 Vergleich der Ersatzfedersteifigkeiten mit experimentell bestimmten Werten aus Durchschubversuchen

Mit der Erweiterung des numerischen Modells um Federelemente in Kapitel 4.4 wurde eine Lösung gefunden, deren erste Eigenform und Eigenfrequenz den Beobachtungen aus Labormessungen entsprechen. Nötig dazu waren Federn mit der Steifigkeit $k_{\text{Ers}} = 1,20 \text{ kN/mm}$, die die Reibung zwischen den Federarmen und dem Schienenfuß idealisieren. Inwieweit diese Federsteifigkeit in einer realistischen Größenordnung liegt wird nachfolgend betrachtet.

Um eine Verformung entsprechend der gefundenen Eigenformen zu ermöglichen, muss der mechanische Widerstand k_{skl} der Federarme der Spannklemme gegen ein Aufbiegen in Schienenlängsrichtung, sowie der Reibwiderstand k_{reib} zwischen der Aufstandsfläche der Federarme und dem Schienenfuß überwunden werden. Der Widerstand k_{skl} wird in der Simulation bereits durch die Vorgabe des Volumenmodells und Materialkennwerte berücksichtigt, hingegen kann der Wert für k_{reib} (in der Simulation als diskretes Federelement idealisiert) über einen Durchschubversuch im Labor abgeschätzt werden.

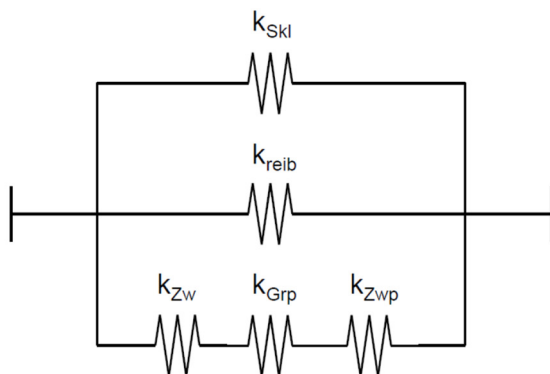
Während bei der experimentellen Modalanalyse (Verformung durch Eigenschwingung) nur die Widerstände k_{skl} und k_{reib} wirken, sind während eines Durchschubversuches zusätzlich weitere Widerstände wirksam, die sich aus der Schubverformung der (elastischen) Lagen zwischen Schiene und Schwelle bzw. FF-Platte ergeben. Die Tabelle unten stellt die Widerstände, die während der Eigenschwingung der Spannklemme und während eines Durchschubversuches wirksam sind, gegenüber:

Widerstände, die den Verformungen bei Eigenschwingungen und Durchschubversuchen entgegenwirken

Widerstände, die während der Eigenschwingung wirken:	Widerstände, die während eines Durchschubversuches wirken:
<ul style="list-style-type: none"> • k_{skl}, mechanischer Widerstand der Federarme gegen ein Aufbiegen in Schienenlängsrichtung • k_{reib}, Reibung zwischen den Federarmen und dem Schienenfuß 	<ul style="list-style-type: none"> • k_{skl}, siehe links • k_{reib}, siehe links • k_{zw}, Schubverformung der Zwischenlage • k_{grp}, Schubverformung der Grundplatte • k_{zwp}, Schubverformung der Zwischenplatte

Diese Zusammenstellung ist nur für den elastischen Verformungsanteil eines Durchschubversuches gültig.

In welcher Wirkbeziehung die genannten Widerstände eines Durchschubversuches zueinander stehen zeigt folgende Abbildung:



In Reihe geschaltet:

$$\frac{1}{k_{ges}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i}$$

Parallel geschaltet:

$$k_{ges} = \sum_{i=1}^n k_i$$

Zusammensetzung des Gesamtwiderstandes bei einem Durchschubversuch durch die Teilwiderstände

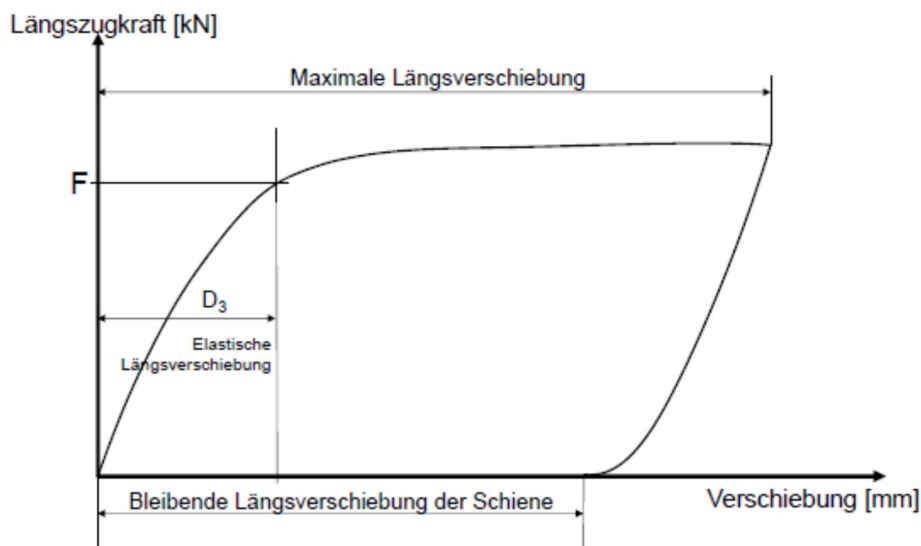
In der Abbildung werden die Widerstände als Reihen- bzw. Parallelschaltung von Federn idealisiert und zu einem Gesamtwiderstand zusammengesetzt. Bei der elastischen Verformung während eines Durchschubversuches mit einem vollständig montierten Stützpunkt (zwei vorgespannte Spannklemmen) ergibt sich der gesamte Widerstand zu folgender Formel:

$$k_{ges,Durchschub} = 4 \cdot k_{skl} + 4 \cdot k_{reib} + \left(\frac{1}{k_{zw}} + \frac{1}{k_{Grp}} + \frac{1}{k_{zwp}} \right)^{-1}$$

Aufgrund der hohen Steifigkeit der Stahl-Grundplatte wird eine Starrkörperbewegung und somit $k_{Grp} \rightarrow \infty$ angenommen, wodurch der Term aus der Gleichung verschwindet. Bei einem Vergleich der Steifigkeiten der elastischen Lagen zwischen Schiene und Schwelle wird deutlich, dass die Zwischenplatte um ein vielfaches weicher als die Zwischenlage ist, was bei kleinen Verschiebungen und einer ausreichenden Kraftübertragung infolge von Reibung dazu führt, dass ausschließlich die Zwischenplatte eine Schubverformung erfährt. Somit entfällt der Widerstand der Zwischenlage k_{zw} und die oben genannte Formel lässt sich vereinfachen zu:

$$k_{ges,Durchschub} = 4 \cdot k_{skl} + 4 \cdot k_{reib} + k_{Zwp}$$

$k_{ges,Durchschub}$ kann aus vergangenen Prüfberichten ermittelt werden. Im Prüfbericht 2642 (Freudenstein, Iliev, 2010) des Prüfamtes für Verkehrswegebau der Technischen Universität München wurde der Durchschubwiderstand für einen Stützpunkt mit vergleichbarem Aufbau (Skl 15, Zw 692-6, Grp 21, Zwp 104 NT - 22,5 kN/mm) bestimmt. Es sei darauf hingewiesen, dass es sich bei der Zw 692-6 um eine vergleichsweise steife Zwischenlage handelt und davon auszugehen ist, dass bspw. eine schubweichere Zw 700 zu einem geringeren Wert k_{zw} führt. In der Abbildung unten wird gezeigt, wie sich die notwendige Längszugkraft in einem Durchschubversuch entwickelt. Nach Abzug der bleibenden Längsverschiebung von der maximalen Längsverschiebung erhält man den elastischen Anteil der Verschiebung D_3 . Die hierfür notwendige Last F wird als Durchschubwiderstand bezeichnet.



Exemplarischer Verlauf der Längszugkraft über die Verschiebung bei der Ermittlung des Durchschubwiderstandes (in Anlehnung an DIN EN 13146-1)

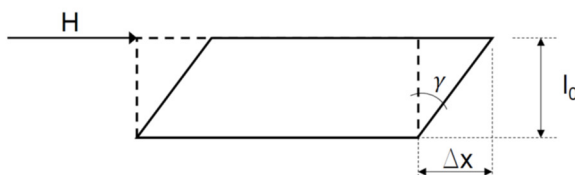
Die Tabelle unten zeigt gemessene Durchschubwiderstände F nach einem Dauerversuch und die zugehörigen Längsverschiebungen D_3 . Hieraus lässt sich ein Mittelwert für den Gesamtwiderstand $k_{\text{ges,Durchschub}}$ berechnen.

Auswertung des Durchschubwiderstandes

Belastung	D_3 [mm]	F [kN]	$k_{\text{ges,Durchschub}}$ [kN/mm]
2. Belastung	1,01	10,8	10,69
3. Belastung	1,03	11,3	10,97
4. Belastung	0,96	10,2	10,62
			$\bar{\varnothing} = 10,76$

Durch FE-Rechnungen mit ANSYS Workbench konnte der Widerstand k_{skl} bestimmt werden. Für die Verformung eines Federarmes in Schienenlängsrichtung ergibt sich in der Simulation eine lineare Federkennlinie mit $k_{\text{skl,einzel}} = 0,42$ kN/mm in Schienenlängsrichtung. Pro Stützpunkt ist diese Steifigkeit vierfach anzusetzen, womit sich $k_{\text{skl}} = 1,68$ kN/mm ergibt.

Definitionen und Abkürzungen: Schubverformung der elastischen Zwischenplatte (Zwp)



A	Grundfläche der el. Zwp
E	E-Modul
G	Schubmodul
μ	Querdehnzahl
l_0	ursprüngliche Höhe
H	angreifende Horizontallast
Δx	Auslenkung der Zwp

Definitionen für Formelzeichen für die Schubverformung einer Zwischenplatte

Der Widerstand k_{Zwp} , der sich aus einer Schubverformung der Zwischenplatte ergibt, kann analytisch hergeleitet werden. Die Abbildung oben zeigt die verwendeten Formelzeichen bei einer Schubverformung der Zwischenplatte. Vereinfachend wird nicht zwischen ursprünglicher Höhe l_0 und einer reduzierten Höhe infolge der Vorspannung unterschieden. Ferner wird angenommen, dass der Werkstoff eine Querdehnzahl $\mu=0,5$ besitzt (Anmerkung: Durch eine kleinere Querdehnzahl erhöht sich die Steifigkeit der Feder, die die Schubverformung der Zwischenplatte idealisiert. Bei Reduktion auf $\mu=0,3$

ergibt sich eine Erhöhung der Federsteifigkeit um 5%). Die Schubspannung τ , die sich bei einer Horizontallast einstellt, berechnet sich zu:

$$\tau = \frac{H}{A} = G \cdot \tan(\gamma) = G \cdot \frac{\Delta x}{l_0}$$

Das Verhältnis von vertikaler Federziffer zu der Federziffer, die eine Schubverformung der Zwischenplatte annähert, entspricht dem Verhältnis von E-Modul zu Schubmodul, wie die nachfolgende Herleitung zeigt. Das Verhältnis der horizontalen Last H zur resultierenden Auslenkung Δx definiert den Widerstand (Federsteifigkeit) k_{Zwp} gegen eine Schubverformung der Zwischenplatte.

$$\frac{H}{\Delta x} = G \cdot \frac{A}{l_0}$$

Das Schubmodul G kann über folgenden Zusammenhang ausgedrückt werden:

$$G = \frac{1}{2 \cdot (1 + \mu)} \cdot E \quad \text{mit } \mu = 0,5: \quad G = \frac{1}{3} \cdot E$$

$$\frac{H}{\Delta x} = \frac{1}{3} \cdot E \cdot \frac{A}{l_0}$$

Das E-Modul lässt sich weiter umformen zu:

$$k_{Zwp,vertikal} = \frac{E \cdot A}{l_0} \leftrightarrow E = \frac{k_{Zwp,vertikal} \cdot l_0}{A}$$

Es ergibt sich schließlich folgender Zusammenhang.

$$\frac{H}{\Delta x} = \frac{1}{3} \cdot \frac{k \cdot l_0}{A} \cdot \frac{A}{l_0} = \frac{1}{3} \cdot k_{Zwp,vertikal}$$

Die Zwischenplatte besitzt eine Federziffer in vertikaler Richtung von $k_{Zwp,vertikal} = 22,5 \text{ kN/mm}$, woraus sich demnach eine Ersatzfedersteifigkeit $k_{Zwp} = 7,5 \text{ kN/mm}$ ergibt.

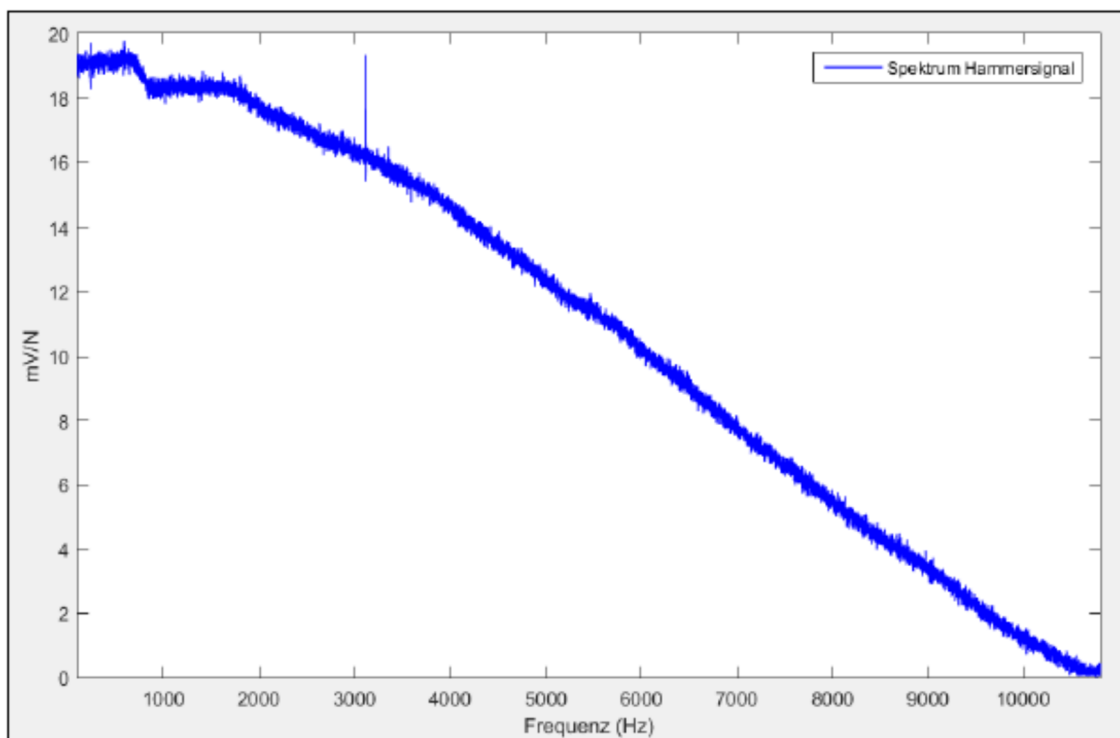
Damit sind alle Variablen bekannt, um den Widerstand k_{reib} zu berechnen:

$$k_{reib} = \frac{1}{4} \cdot (k_{ges,Durchschub} - 4 \cdot k_{skl} - k_{zwp})$$

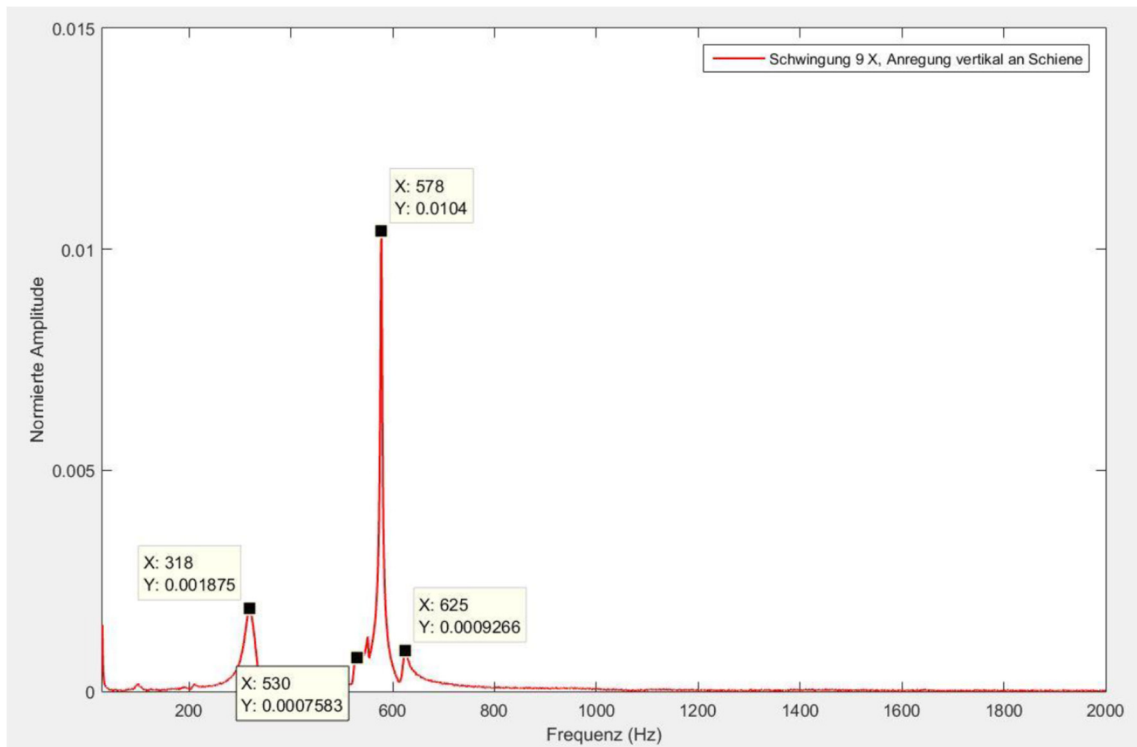
$$k_{reib} = \frac{1}{4} \cdot \left(10,7 \frac{kN}{mm} - 4 \cdot 0,42 \frac{kN}{mm} - 7,5 \frac{kN}{mm} \right) = 0,38 \frac{kN}{mm}$$

Nach dieser Berechnung ergibt sich ein Wert $k_{reib} = 0,38 \text{ kN/mm}$, der in seiner Größenordnung unter dem iterativ bestimmten Wert $k_{Ers} = 1,20 \text{ kN/mm}$ liegt. Richtig ist, dass der Wert k_{reib} in jedem Fall unterhalb von k_{Ers} liegen muss, da in der Herleitung nur der elastische Verformungsanteil des Durchschubwiderstandes betrachtet wird. Demnach kommt es nicht zum Durchrutschen der Schiene und es wird nicht der volle Reibwiderstand überwunden.

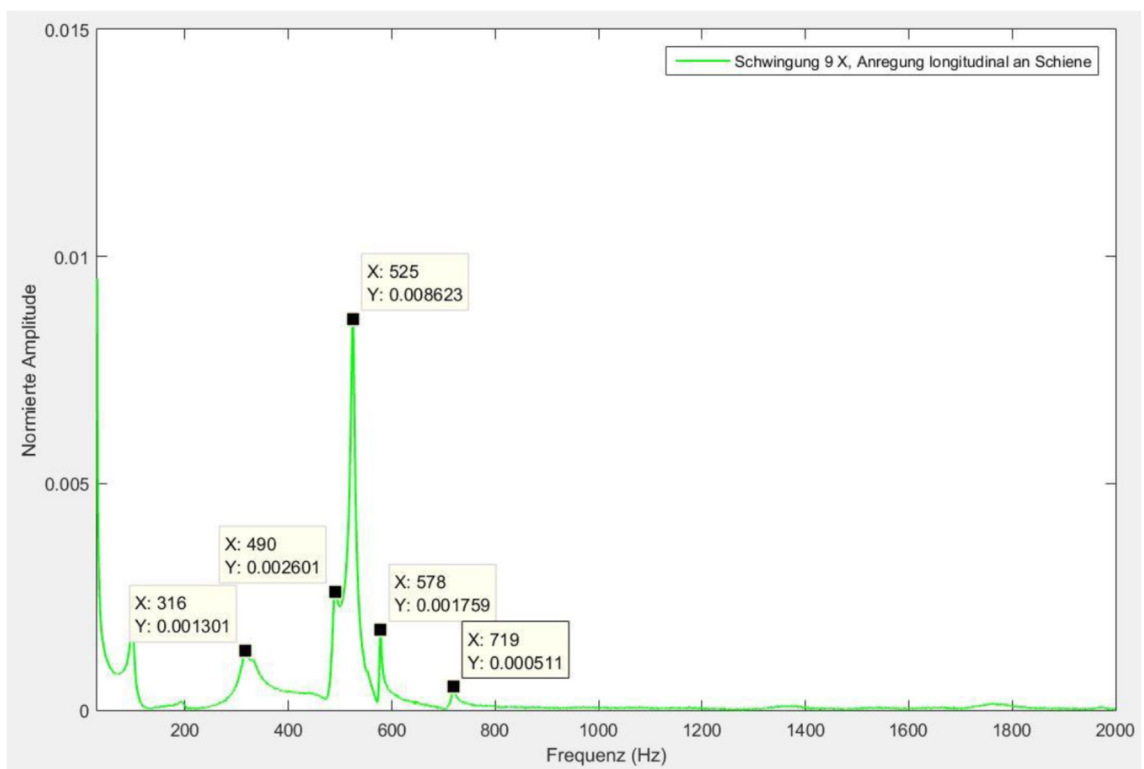
2 Anlagen zur experimentellen Bestimmung des dynamischen Verhaltens von Ski



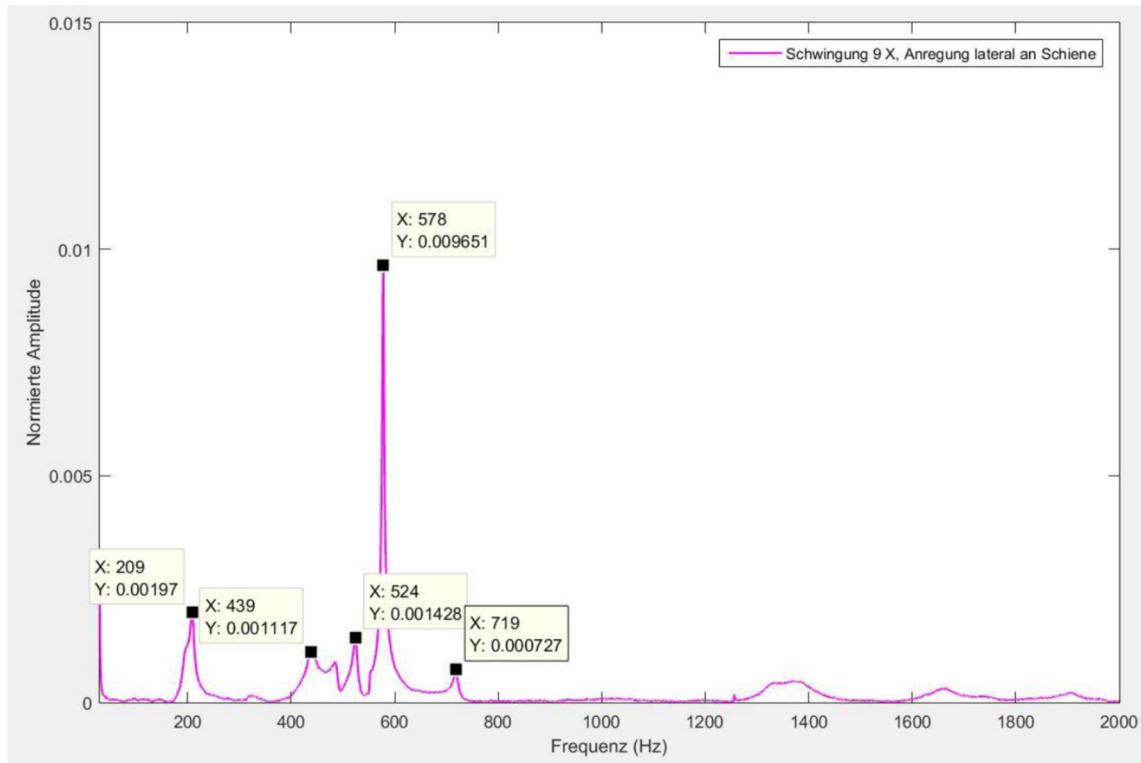
Frequenzspektrum des Hammersignals



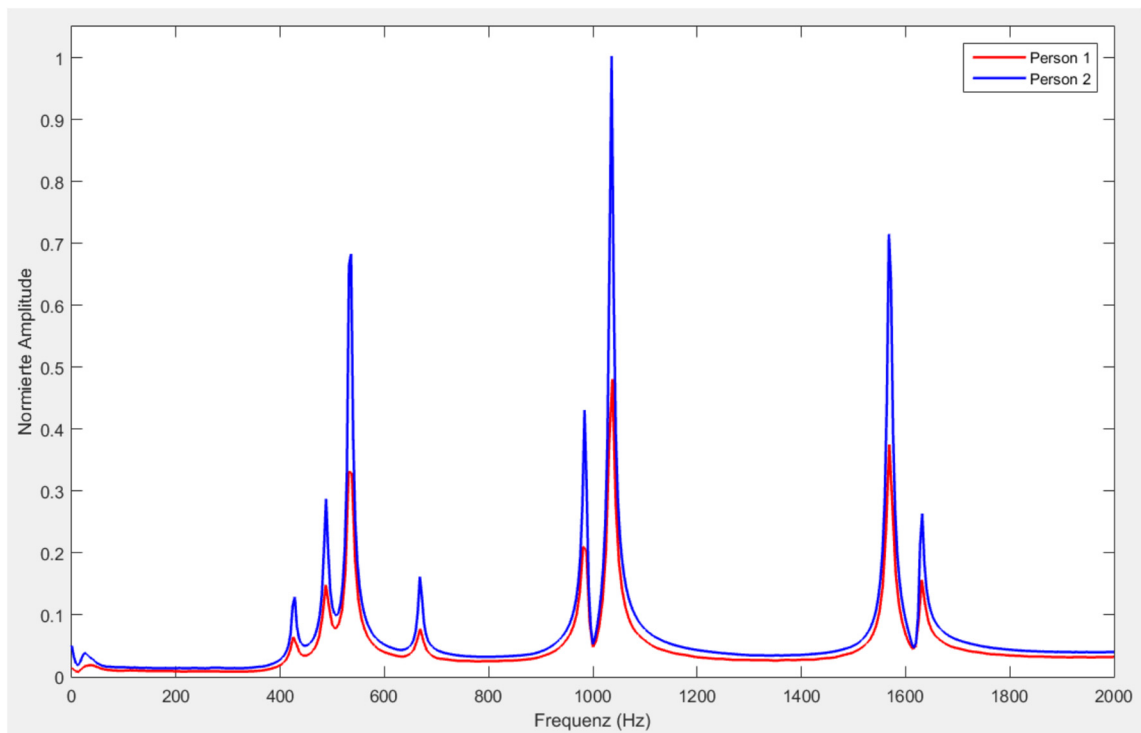
Frequenzspektrum der Ski 15 bei einer vertikalen Anregung auf der Schiene, Messung mit Laservibrometer



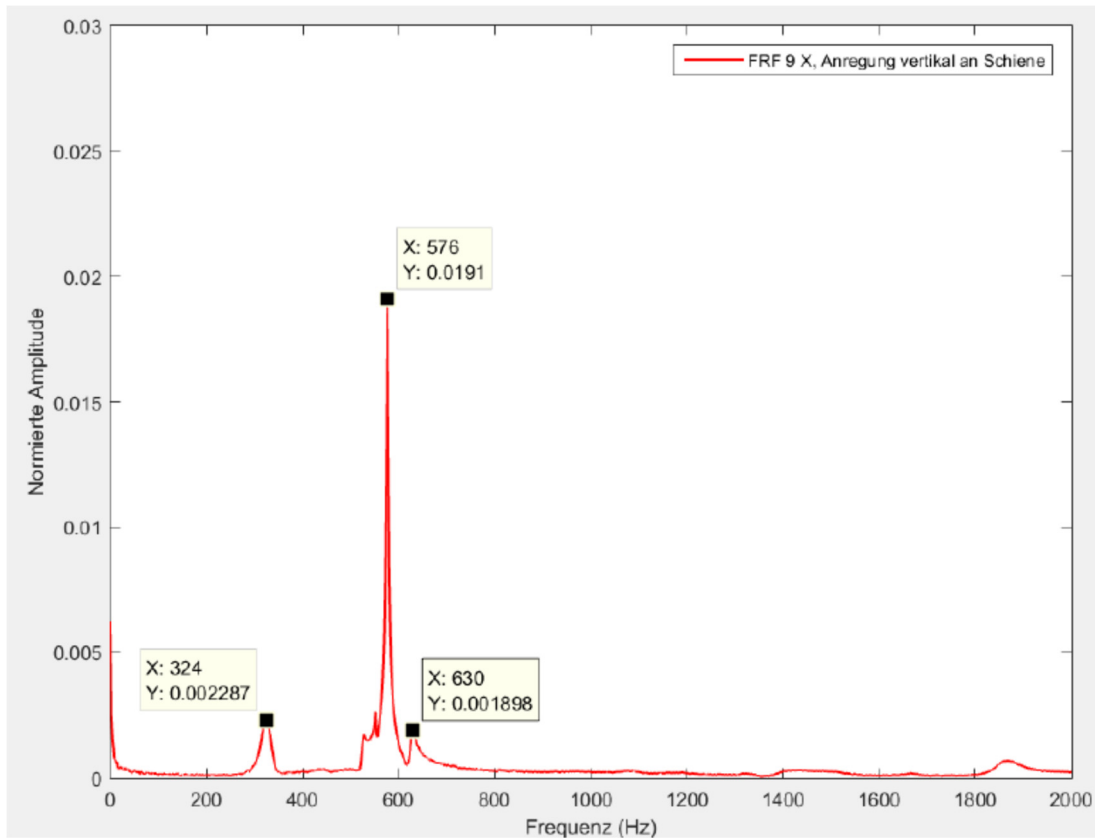
Frequenzspektrum der Ski 15 bei einer longitudinalen Anregung auf der Schiene, Messung mit Laservibrometer



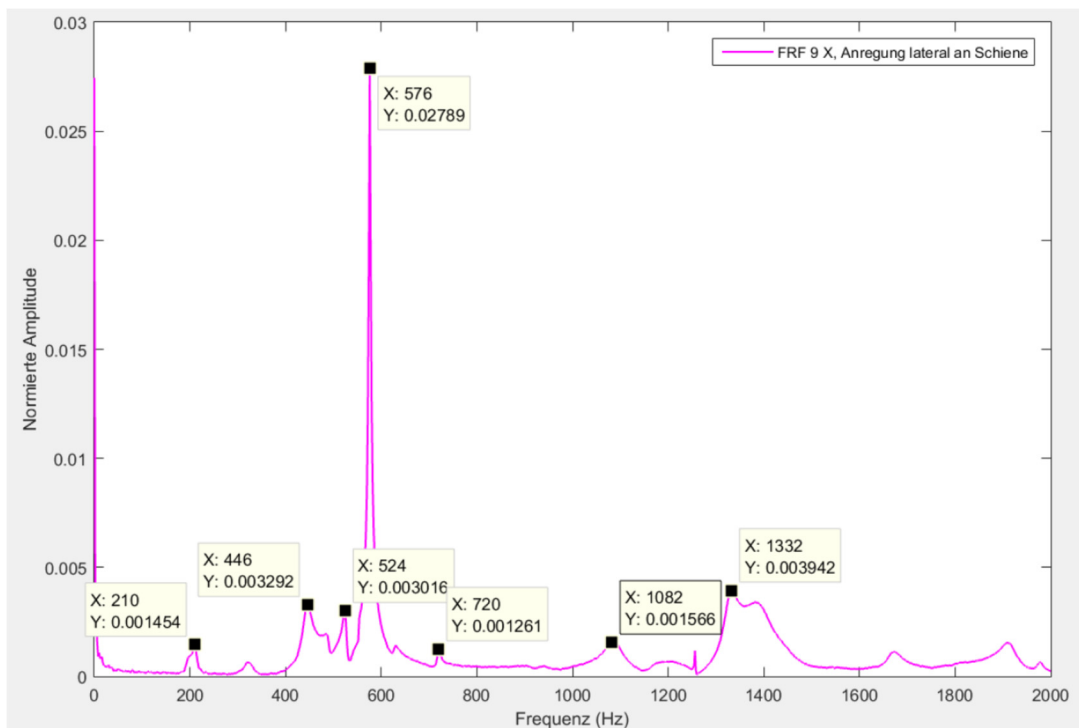
Frequenzspektrum der Ski 15 bei einer lateralen Anregung auf der Schiene, Messung mit Laservibrometer



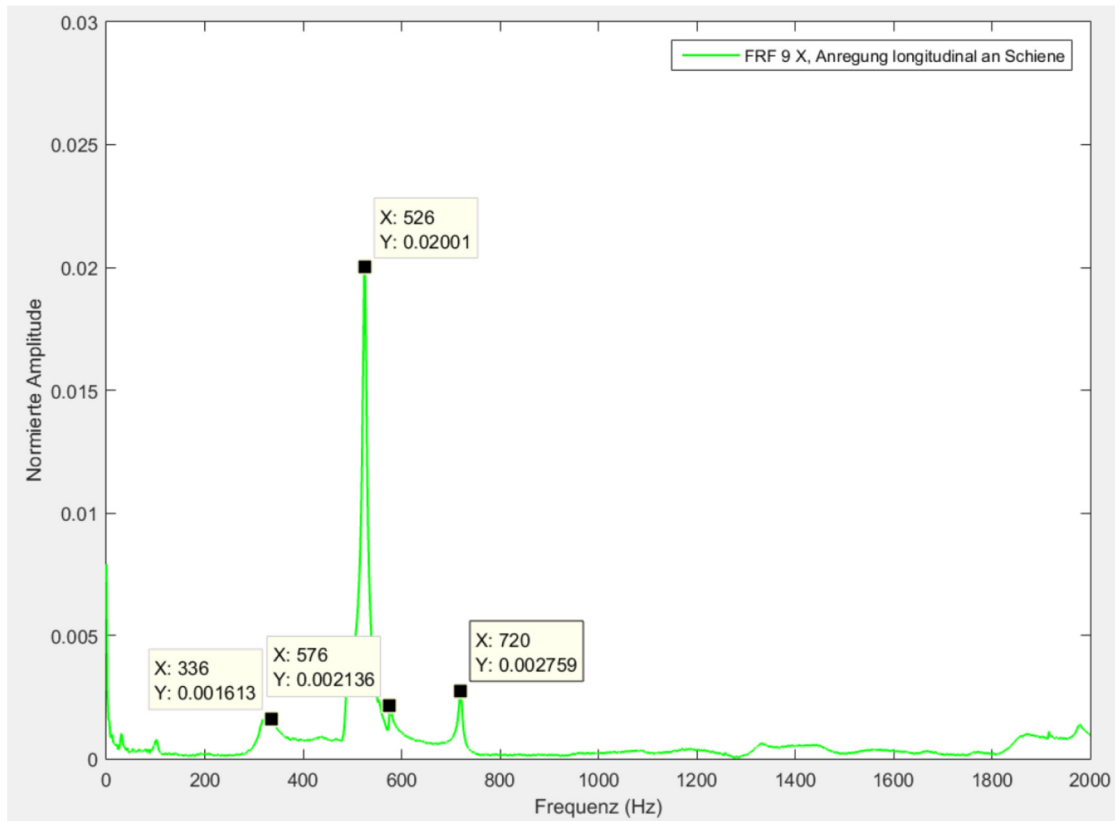
Wiederholgenauigkeit der experimentellen Untersuchung; Gezeigt werden zwei Versuchsreihen, die von unterschiedlichen Personen durchgeführt wurden



Frequenzspektrum einer montierten Ski 15 bei einer vertikalen Anregung an der Schiene; Messung mit Beschleunigungsaufnehmer in Punkt 9; Dargestellt ist die Bewegung in x-Richtung



Frequenzspektrum einer montierten Ski 15 bei einer lateralen Anregung an der Schiene; Messung mit Beschleunigungsaufnehmer in Punkt 9; Dargestellt ist die Bewegung in x-Richtung



Frequenzspektrum einer montierten Ski 15 bei einer longitudinalen Anregung an der Schiene; Messung mit Beschleunigungsaufnehmer in Punkt 9; Dargestellt ist die Bewegung in x-Richtung

3 Anlagen zur Schädigung von Spannklemmen des Typs Ski 15

3.1 Modellierungsparameter in SIMPACK

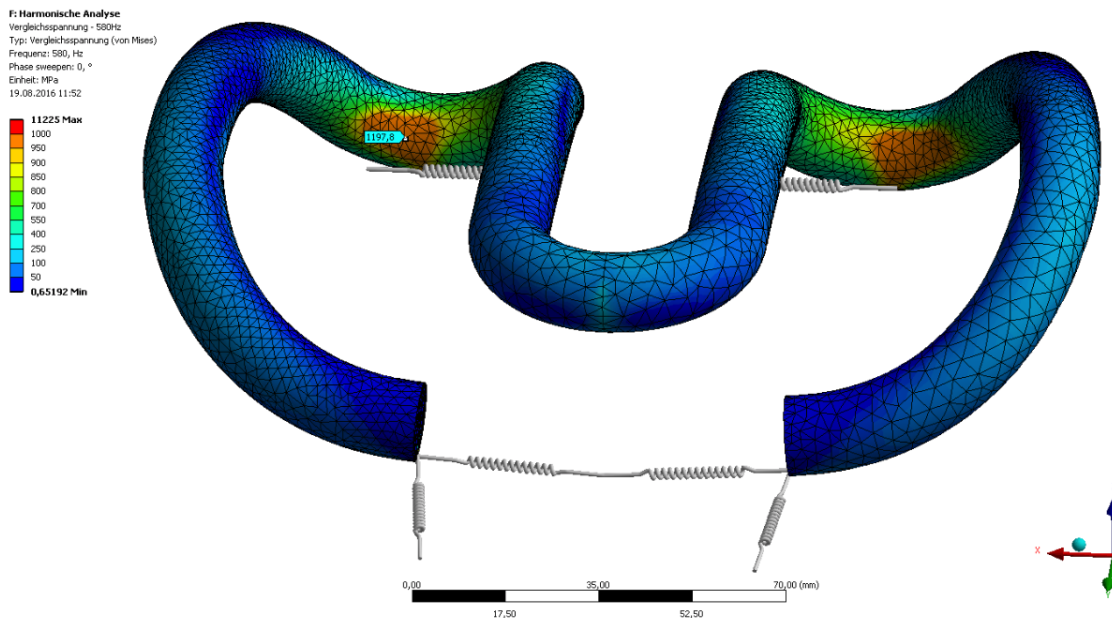
Modellierungsparameter der Primärfederung, s.a. (Nottbeck, 2016)

Aufhängungsebene	Element	Wert
Primärfederung (Feder/Dämpfer)	Translational serial stiffness (x)	$60 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
	Translational serial stiffness (y)	$7,5 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
	Translational serial stiffness (z)	0 N/m
	Translational serial damping (x)	$15 \cdot 10^3 \text{ Ns/m}$
	Translational serial damping (y)	$2 \cdot 10^3 \text{ Ns/m}$
	Translational serial damping (z)	0 Ns/m
	Translational parallel stiffness (x)	$31,391 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
	Translational parallel stiffness (y)	$3,884 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
	Translational parallel stiffness (z)	$1,22 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
Primärfederung (Achsenker- aufhängung)	Bushing translational stiffness (x)	$12 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
	Bushing translational stiffness (y)	$6 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
	Bushing translational stiffness (z)	$12 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
	Bushing translational damping (x)	$10 \cdot 10^3 \text{ Ns/m}$
	Bushing translational damping (y)	$10 \cdot 10^3 \text{ Ns/m}$
	Bushing translational damping (z)	$3 \cdot 10^3 \text{ Ns/m}$
	Bushing rotational stiffness (al)	$1,5 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$
	Bushing rotational stiffness (be)	$2,0 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$
	Bushing rotational stiffness (ga)	$1,5 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$
	Bushing rotational damping (al)	50 Nms/rad
	Bushing rotational damping (be)	50 Nms/rad
	Bushing rotational damping (ga)	60 Nms/rad

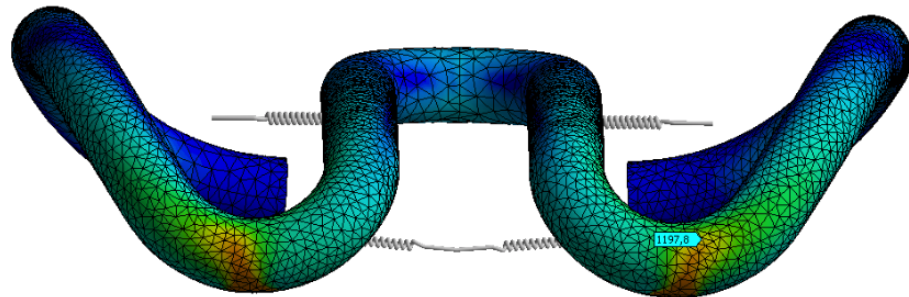
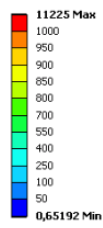
Modellierungsparameter der Sekundärfederung, s.a. (Nottbeck, 2016)

Aufhängungsebene	Element	Wert
Sekundärfederung (Feder/Dämpfer)	Longitudinal shear stiffness	$16 \cdot 10^5 \text{ N/m}$
	Lateral shear stiffness	$16 \cdot 10^5 \text{ N/m}$
	Vertical shear stiffness	$43 \cdot 10^5 \text{ N/m}$
	Roll bending stiffness	$10,5 \cdot \text{Nm/rad}$
	Pitch bending stiffness	$10,5 \cdot \text{Nm/rad}$
	Torsional stiffness	0 Nm/rad
	Sec. Vertical damper (stiffness) Sec. Vertical damper (damping)	$6 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$ $25 \cdot 10^3 \text{ Ns/m}$
Rolldämpfer	Anti-roll bar (stiffness)	$9,4 \cdot 10^5 \text{ Nm/rad}$
Zuggestänge	Traction rod (stiffness)	$5 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
	Traction rod (damping)	$25 \cdot 10^4 \text{ Ns/m}$

3.2 Von Mises-Spannungen bei einer Anregung mit $\Delta y=3,00\text{mm}$ und $D=0,025$

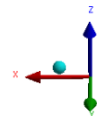
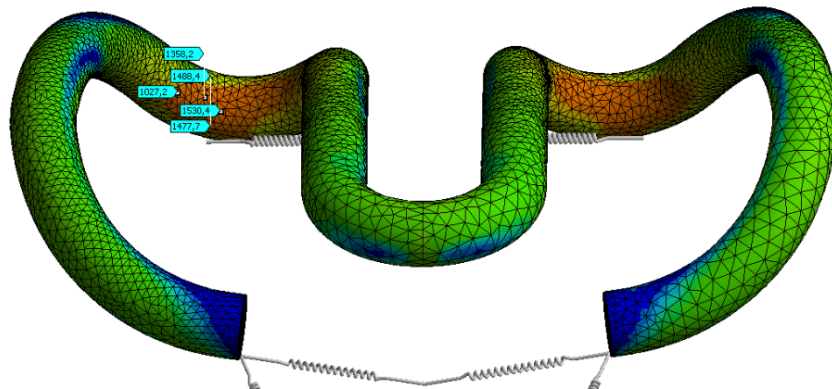
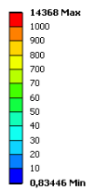


F: Harmonische Analyse
 Vergleichsspannung - 580Hz
 Typ: Vergleichsspannung (von Mises)
 Frequenz: 580, Hz
 Phase sweepen: 0, °
 Einheit: MPa
 19.08.2016 11:56



3.3 Von Mises-Spannungen bei einer Anregung mit $\Delta y=3,84\text{mm}$ und $D=0,025$

F: Harmonische Analyse
 Vergleichsspannung - 580Hz
 Typ: Vergleichsspannung (von Mises)
 Frequenz: 580, Hz
 Phase sweepen: 0, °
 Einheit: MPa
 22.08.2016 10:30



Es ergibt sich an der hinteren Schlaufe ein Maximum i.H.v. 1530 N/mm²

3.4 Ermittlung eines geeigneten Materialmodells

Folgende Tabelle zeigt weitere gerechnete Varianten zur Ermittlung eines geeigneten Materialmodells für den Federstahl der Spannklemmen. Variiert wurden die Parameter E [MPa] und R [MPa] und dabei beobachtet, wie sich die Federkennlinie, die durch die Verformungen P1 bis P14 ausdrückt, verhält. Die gewählte Variante ist in Zeile 20 (fett markiert) eingetragen.

	E	R	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14
	MPa	MPa	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
	200000	1250	3,22	6,51	9,89	13,41	17,96	25,77	25,78	23,41	19,82	16,30	12,85	9,47	6,14	6,14
1	200000	1300	3,22	6,51	9,89	13,38	17,63	22,47	22,47	20,11	16,54	13,05	9,64	6,31	3,02	3,03
2	200000	1350	3,22	6,51	9,88	13,36	17,41	21,26	21,26	18,91	15,35	11,87	8,48	5,16	1,90	1,90
3	200000	1400	3,22	6,51	9,88	13,35	17,20	20,62	20,62	18,27	14,71	11,24	7,85	4,55	1,30	1,30
4	200000	1450	3,22	6,51	9,88	13,35	17,11	20,18	20,22	17,87	14,32	10,85	7,47	4,17	0,93	0,93
5	200000	1500	3,22	6,51	9,88	13,35	17,04	19,92	19,95	17,60	14,05	10,59	7,21	3,92	0,68	0,68
6	200000	1200	3,22	6,51	9,89	13,45	18,52	38,10	38,15	35,79	32,17	28,59	25,06	21,54	18,07	18,07
7	200000	1150	3,22	6,51	9,89	13,52	19,61	51,91	51,91	49,60	46,04	42,48	38,93	35,35	31,80	31,81
8	210000	1300	3,06	6,19	9,40	12,72	16,73	21,28	21,28	19,05	15,66	12,35	9,12	5,95	2,83	2,83
9	210000	1350	3,06	6,19	9,40	12,70	16,53	20,16	20,16	17,93	14,56	11,26	8,03	4,88	1,78	1,78
10	220000	1300	31,98	65,94	94,26	115,06	130,81	137,69	137,62	130,37	116,21	94,93	66,77	32,88	0,84	0,84
11	200000	1325	3,22	6,51	9,88	13,37	17,51	21,76	21,76	19,40	15,84	12,36	8,95	5,63	2,36	2,36
12	200000	1335	3,22	6,51	9,88	13,37	17,46	21,54	21,54	19,19	15,62	12,14	8,74	5,42	2,16	2,16
13	200000	1315	3,22	6,51	9,88	13,38	17,55	22,01	22,01	19,65	16,09	12,60	9,20	5,87	2,59	2,60
14	220000	1250	2,92	5,91	8,96	12,14	16,21	23,04	23,07	20,94	17,71	14,53	11,42	8,37	5,35	5,35
15	220000	1300	2,92	5,91	8,96	12,11	15,92	20,20	20,21	18,09	14,87	11,72	8,64	5,63	2,65	2,65
16	220000	1150	2,92	5,91	8,96	12,26	17,64	50,06	50,06	47,96	44,73	41,50	38,28	35,02	31,81	31,81
17	220000	1200	2,92	5,91	8,96	12,18	16,70	35,58	35,59	33,45	30,17	26,94	23,74	20,54	17,40	17,41
18	210000	1315	3,06	6,19	9,40	12,71	16,66	20,85	20,85	18,62	15,24	11,93	8,70	5,54	2,43	2,43
19	210000	1250	3,06	6,19	9,40	12,74	17,04	24,35	24,35	22,11	18,71	15,37	12,10	8,89	5,72	5,73
20	210000	1300	3,06	6,19	9,40	12,72	16,73	21,28	21,28	19,05	15,66	12,35	9,12	5,95	2,83	2,83
21	210000	1150	3,06	6,19	9,40	12,88	18,56	50,93	50,93	48,73	45,34	41,96	38,58	35,17	31,79	31,80
22	210000	1200	3,06	6,19	9,40	12,78	17,56	36,83	36,88	34,63	31,19	27,79	24,43	21,08	17,79	17,79

4 Anlagen zur schwingungstechnischen Optimierung von Schienenbefestigungen

4.1 Analytische Berechnung der Wirksamkeit zusätzlicher Massen

Inwieweit zusätzlich aufgebrachten Massen eine zielführende Maßnahme der schwingungstechnischen Optimierung darstellen, lässt sich auch durch eine stark vereinfachende analytische Berechnung abschätzen. Im Folgenden wird gezeigt, wie durch die Idealisierung der Spannklemme als Einmassenschwinger, die in Abbildung 6.2 als „Analytische Lsg.“ gekennzeichneten Ergebnisse, erzeugt wurden:

Eine Idealisierung des Systems soll über das Modell eines Einmassenschwingers erfolgen. Die gesamte Masse des Federarms, der auf der einen Seite durch den Aufstandspunkt auf der Winkelführungsplatte und auf der anderen Seite auf dem Schienenfuß begrenzt wird, liegt bei etwa $m_{\text{Federarm}} = 305 \text{ g}$. Bei einem Einmassenschwinger wird die gesamte Masse ausgelenkt. Wie in den Contourplots zu den Eigenformen (vgl. Abbildung 4.15) zu sehen ist, gilt dies nicht für die Skl 15. Daher wird in dieser Herleitung angenommen, dass die schwingende Masse die Hälfte der Gesamtmasse des Federarms m_{Federarm} beträgt. Setzt man in die Formel des Einmassenschwingers die Masse $0,5 \cdot m_{\text{Federarm}}$ ein und setzt die Gleichung gleich 580 Hz, lässt sich ein Wert für die elastische Lagerung k ermitteln. Nun kann in der Gleichung die Masse variiert werden. Das Ergebnis dieser Rechnung ist in Abbildung 6.2 als „Analytische Lsg.“ gekennzeichnet. Vergleicht man die Lösung mit den unten beschriebenen Simulationsrechnungen, zeigt sich, dass die Annahme für die schwingende Masse zu plausiblen Ergebnissen führt.

4.2 Anlagen zur modifizierten Winkelführungsplatte



Formmodifizierte Winkelführungsplatte - Experimentelle Modalanalyse mit Laservibrometer



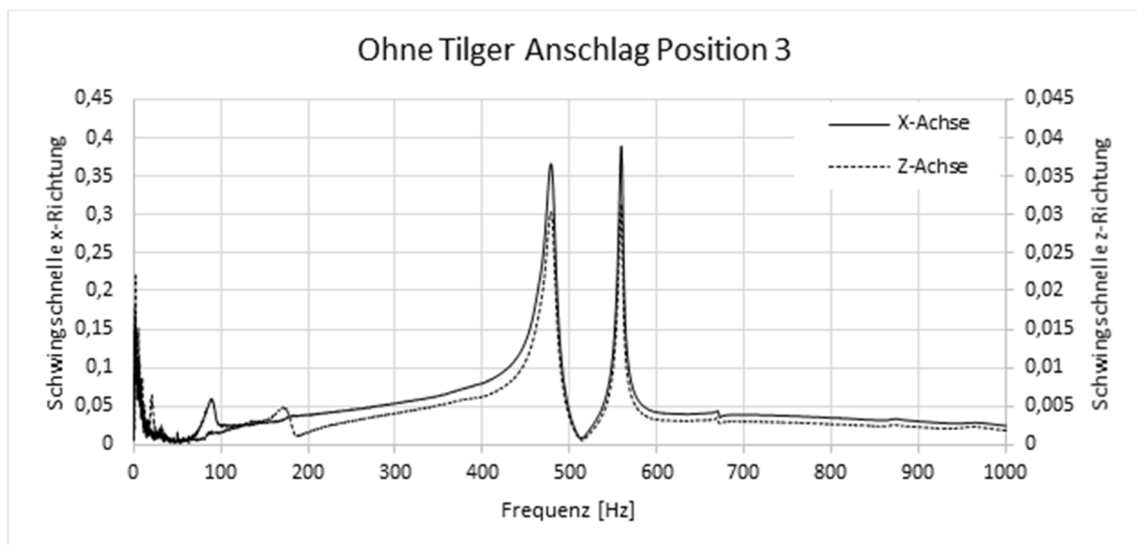
Formmodifizierte Winkelführungsplatte - Experimentelle Modalanalyse mit Laservibrometer

4.3 Anlagen zu Schwingungstilgern

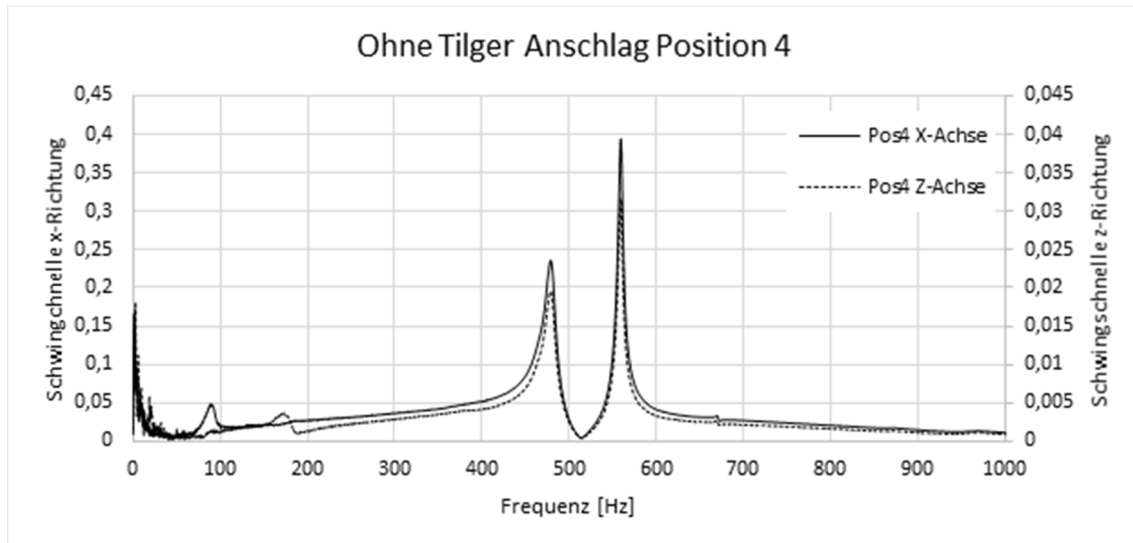
Massen der einzelnen Elemente der Schwingungstilger

Var.	Masse Elastomer [g]		Masse Metallring [g]		Masse Distanzring [g]	
	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation
R1	2,37	3,93	54,23	55,06		
R2	4,95	6,62	66,30	66,57		
R3	7,86	9,41	97,98	98,24		
S1	4,78	6,38	8,32	8,47	20,10	20,80
S2	3,97	5,4	16,63	16,76	12,22	12,33

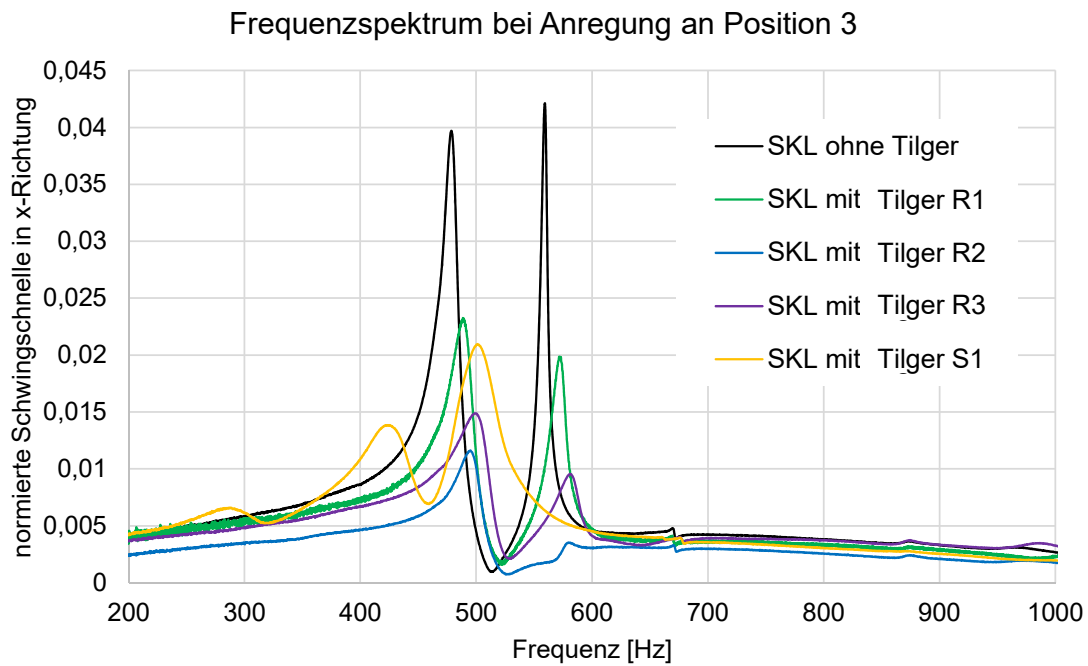
4.4 Frequenzspektren der Laboruntersuchungen der Schwingungstilger



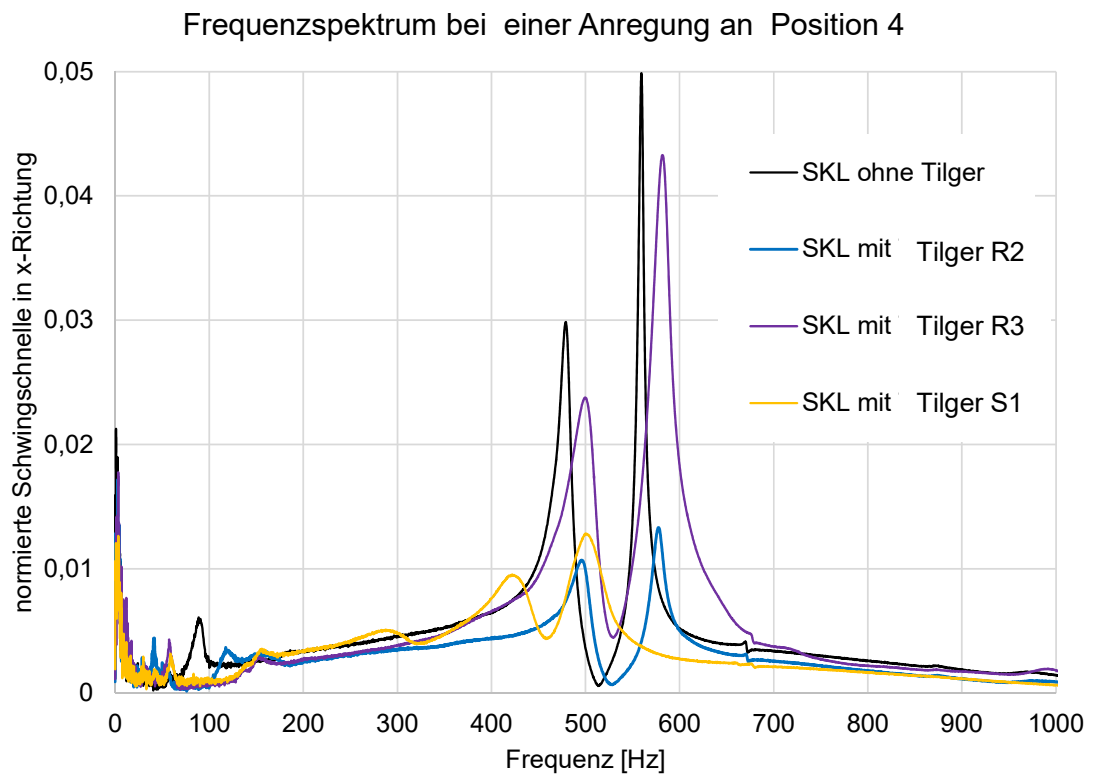
Frequenzspektrum einer SKI 15 ohne Tilger Anschlagposition 3



Frequenzspektrum einer SKL 15 ohne Tilger Anschlagposition 4

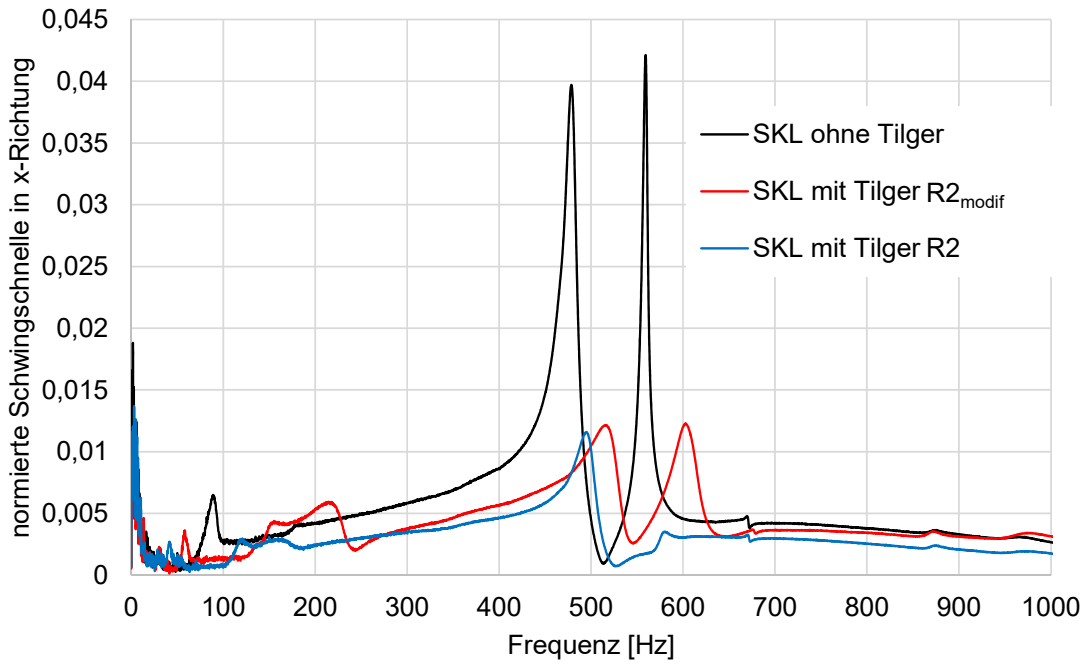


Frequenzspektrum einer SKL 15 mit verschiedenen Tilgerausführungen bei einer Anregung an Position 3



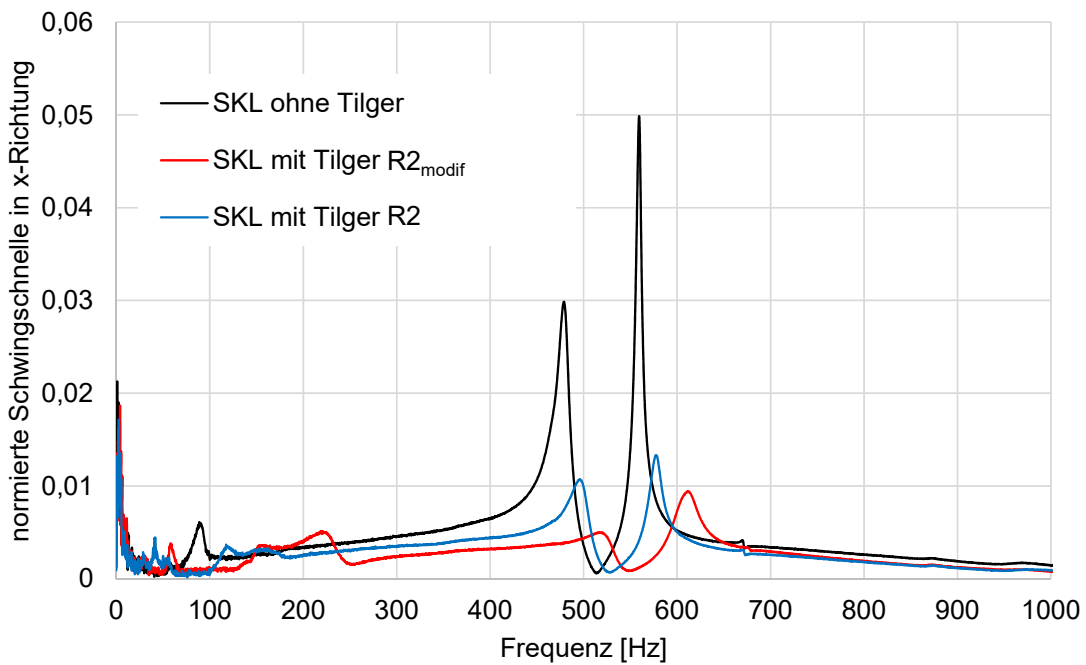
Frequenzspektrum einer Ski 15 mit verschiedenen Tilgerausführungen bei einer Anregung an Position 4

Frequenzspektren bei einer Anregung an Position 3

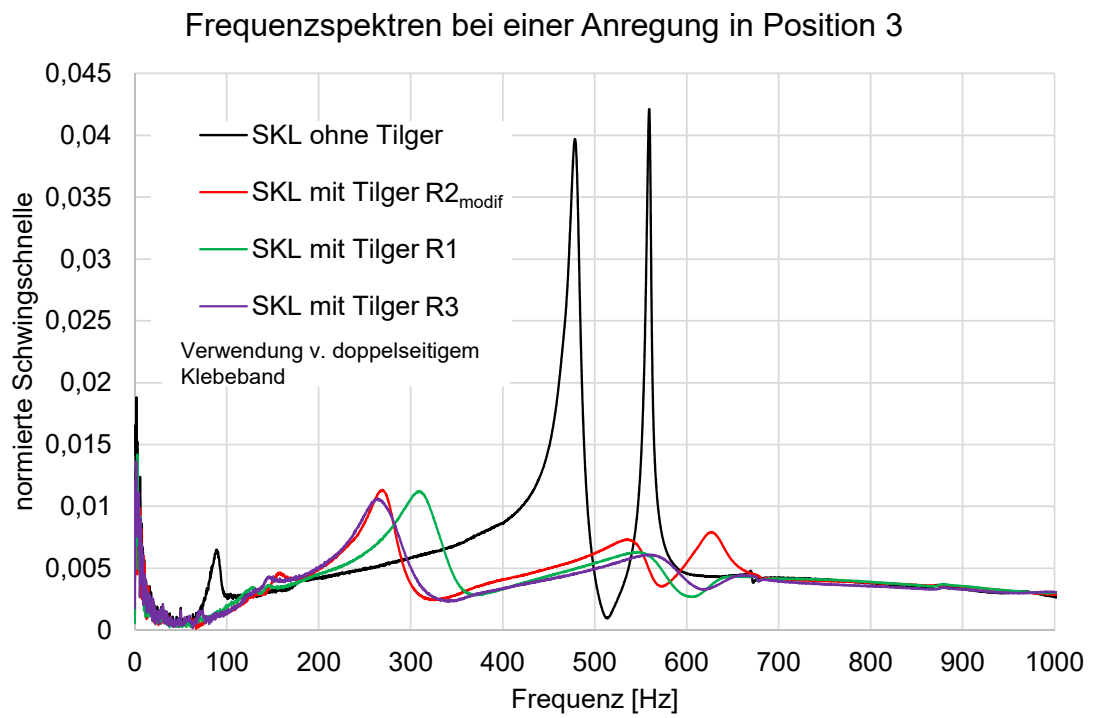


Frequenzspektrum einer Ski 15 mit modifizierter Tilgerausführung R2modif bei einer Anregung an Position 3

Frequenzspektren bei einer Anregung an Position 4

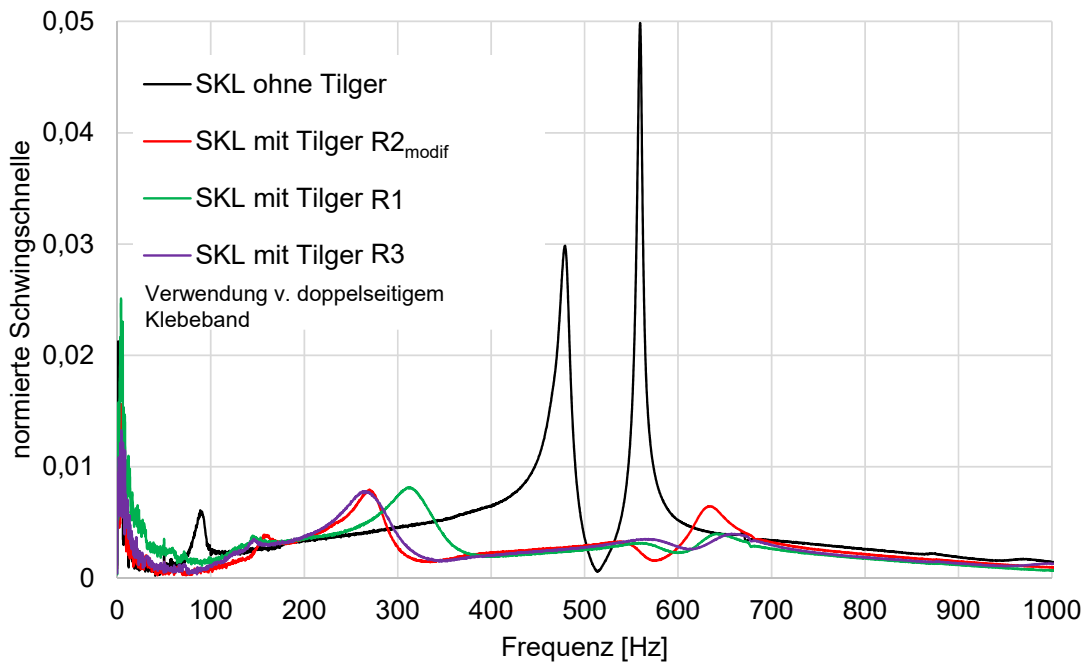


Frequenzspektrum einer Ski 15 mit modifizierter Tilgerausführung R2modif bei einer Anregung in Position 4



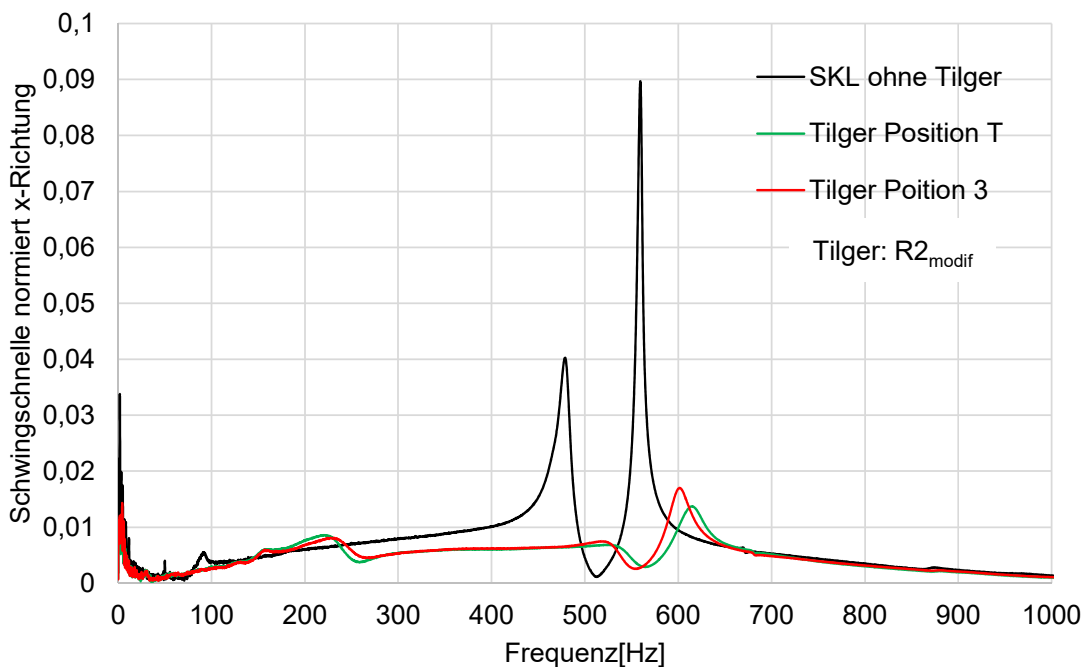
Frequenzspektren gemessen am Federarm einer Ski 15 mit modifizierter Tilgerausführung R2_{modif} und dem Einsatz von doppelseitigem Klebeband im Kontakt Elastomer - Federarm und einer Anregung an Position 3

Frequenzspektren bei einer Anregung in Position 4



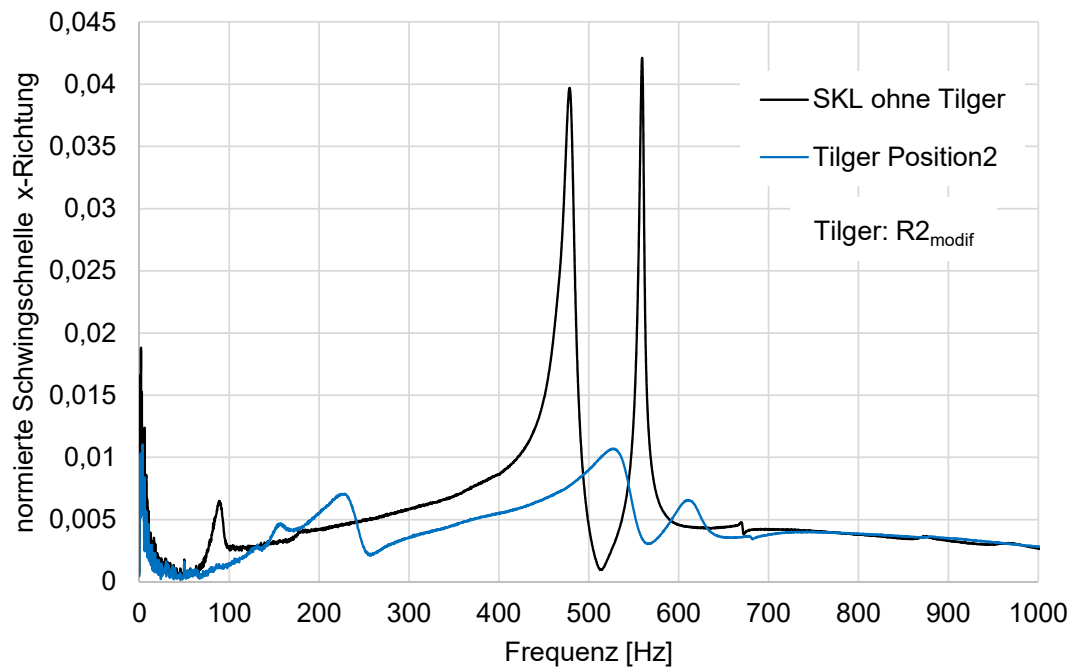
Frequenzspektren gemessen am Federarm einer Ski 15 mit modifizierter Tilgerausführungen R2_{modif} und dem Einsatz von doppelseitigem Klebeband im Kontakt Elastomer - Federarm und einer Anregung an Position 4

Frequenzspektrum bei einer Anregung an Position 2



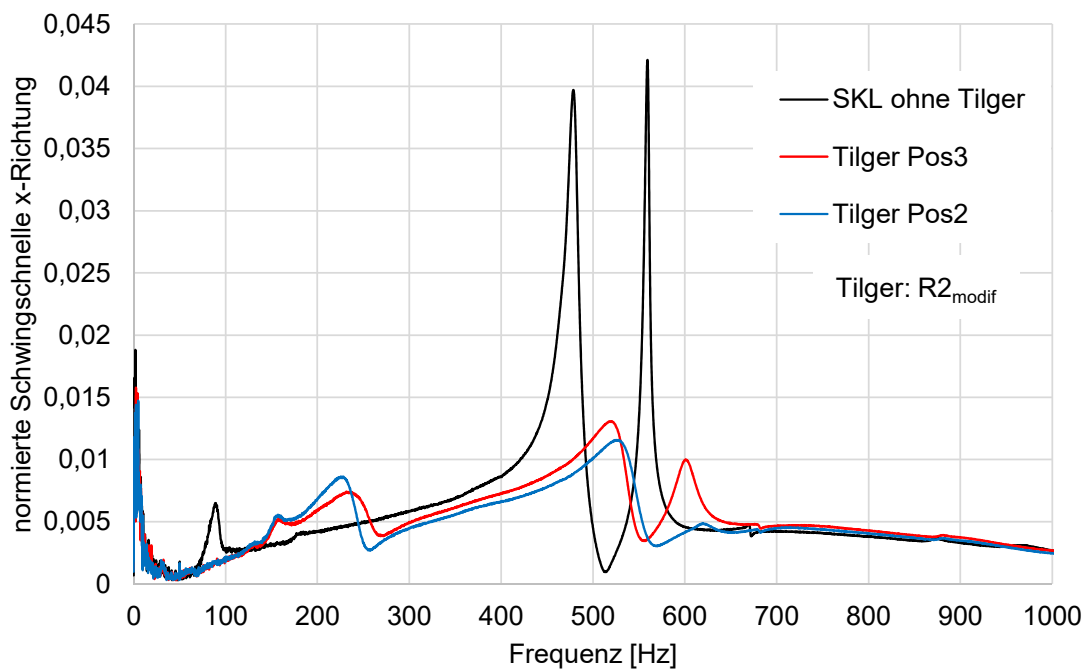
Frequenzspektren einer Ski 15 mit R2_{modif} - Auswirkung der Tilgerposition Anschlag an Position 2

Frequenzspektrum bei einer Anregung an Position 3



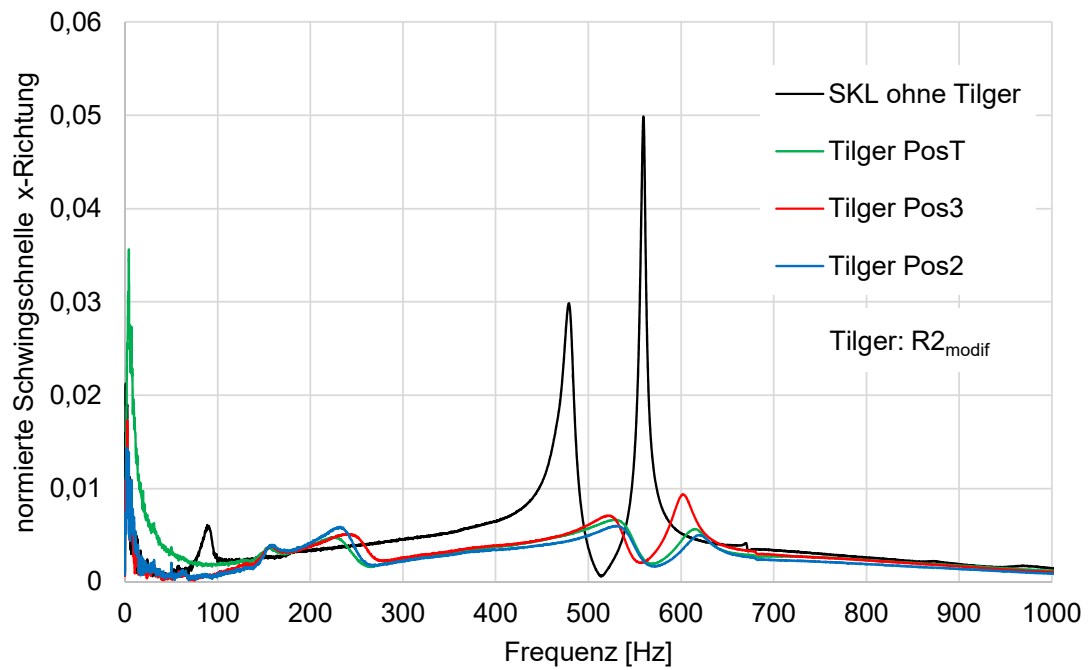
Frequenzspektren einer Skl 15 mit R2modif - Auswirkung der Tilgerposition Anschlag an Position 3

Frequenzspektrum bei einer Anregung an Position T



Frequenzspektren einer Skl 15 mit R2modif - Auswirkung der Tilgerposition Anschlag an Position T

Frequenzspektrum bei einer Anregung an Position 4



Frequenzspektren einer Skl 15 mit R2modif - Auswirkung der Tilgerposition Anschlag an Position 4



Tilgervariante R1

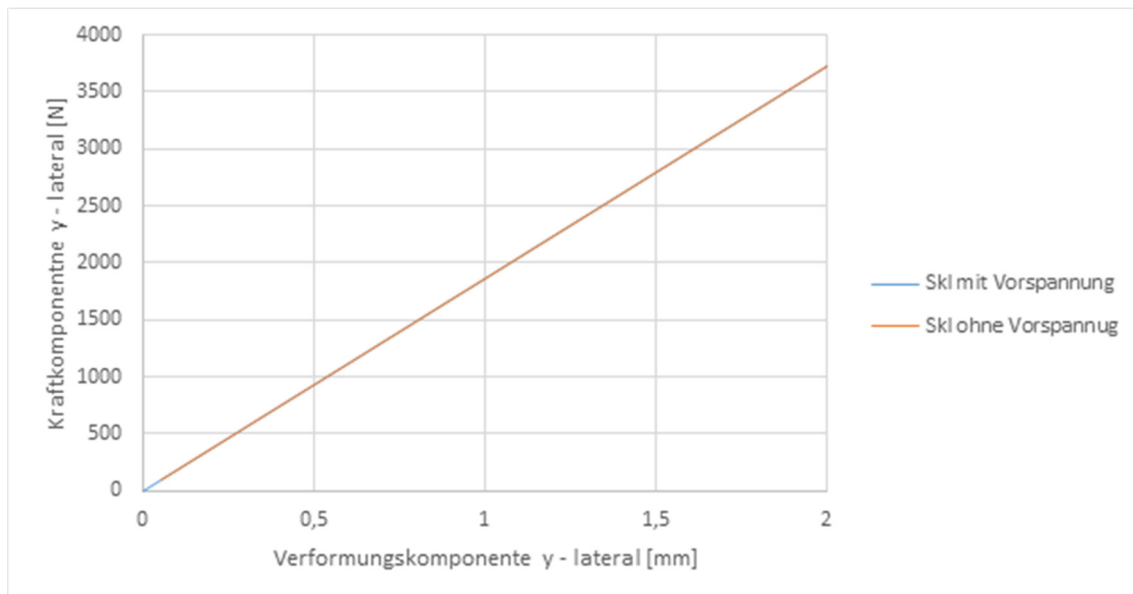


Tilgervariante R3

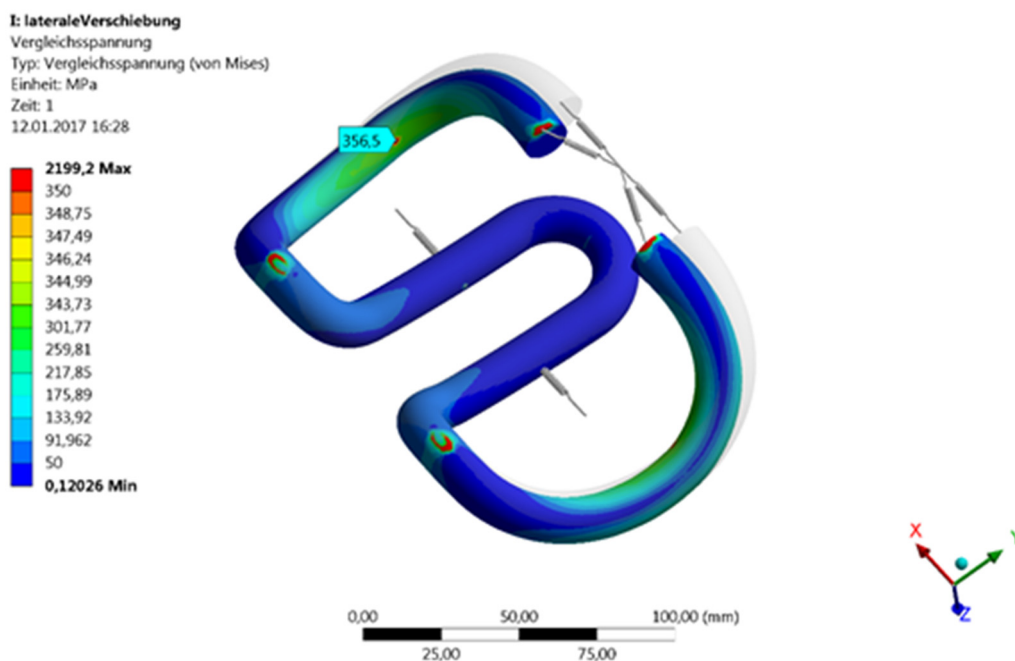


Tilgervariante S1

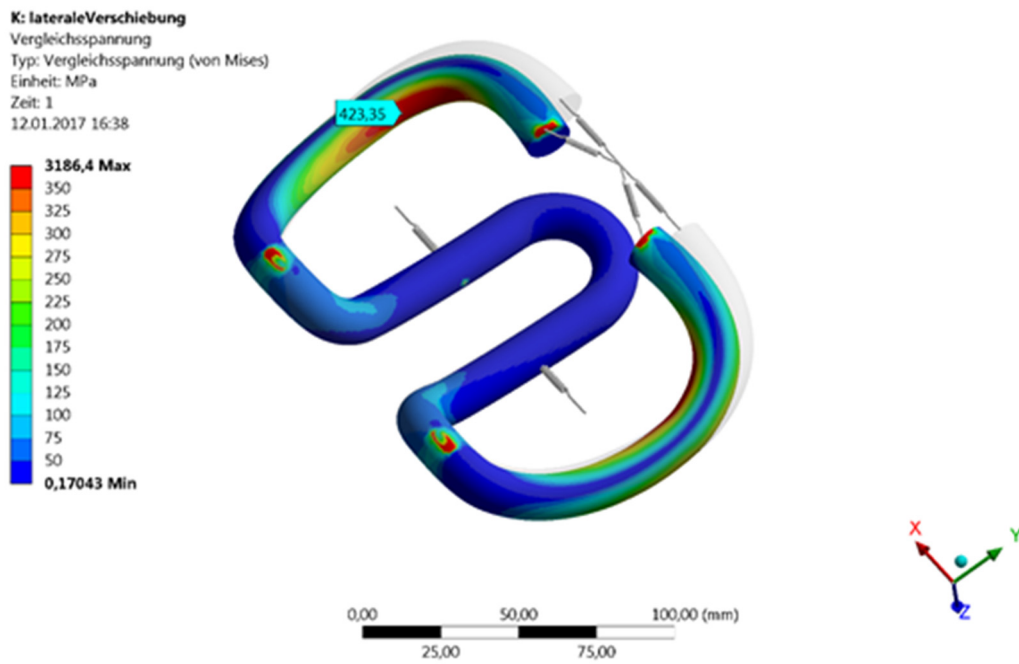
4.5 Anlagen zur Formmodifikation der Spannklemmen



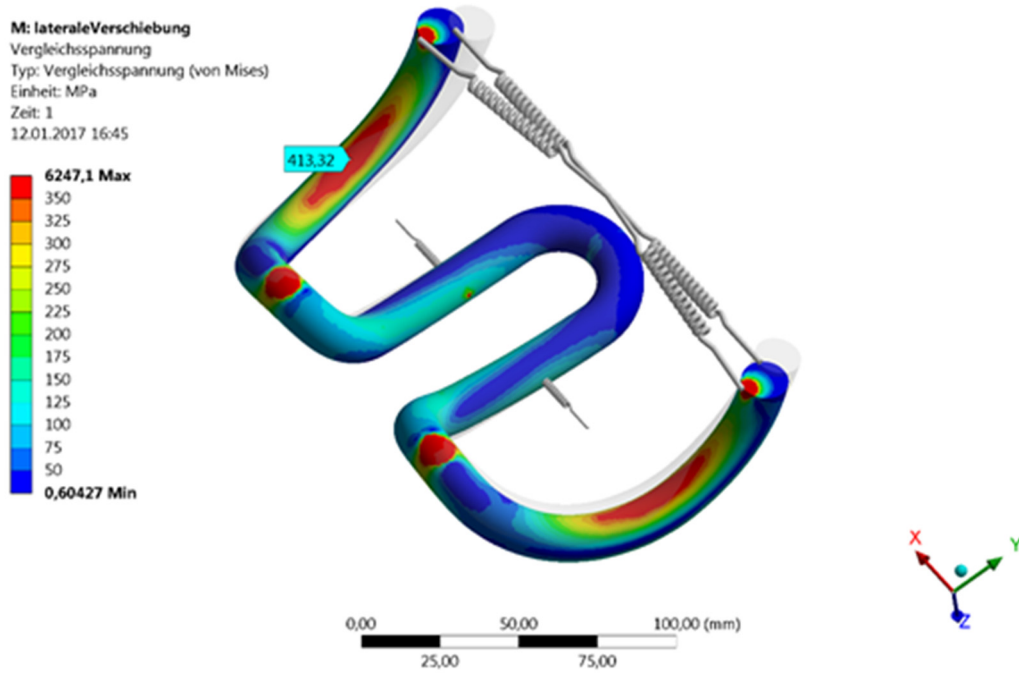
Vergleich der lateralen Steifigkeit einer Ski 15 mit und ohne vorher aufgetragenen Vorspannung. Die beiden Kennlinien sind deckungsgleich



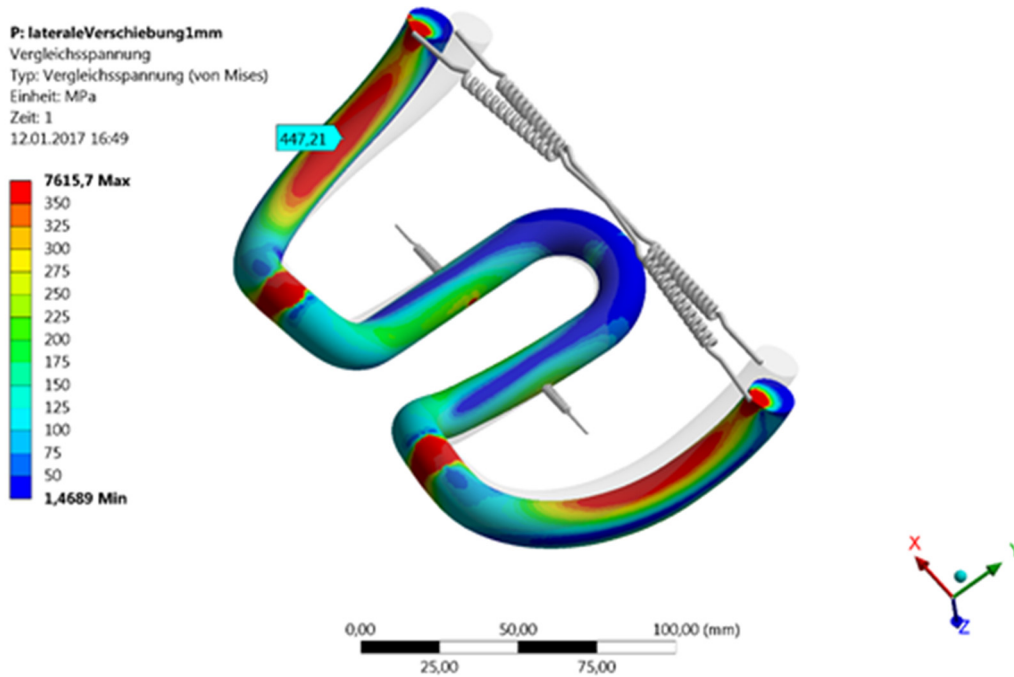
Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verformung von 1 mm; Ansicht: Unterseite;
 Geometriemodell: Ski 15 (ursprüngliche Version)



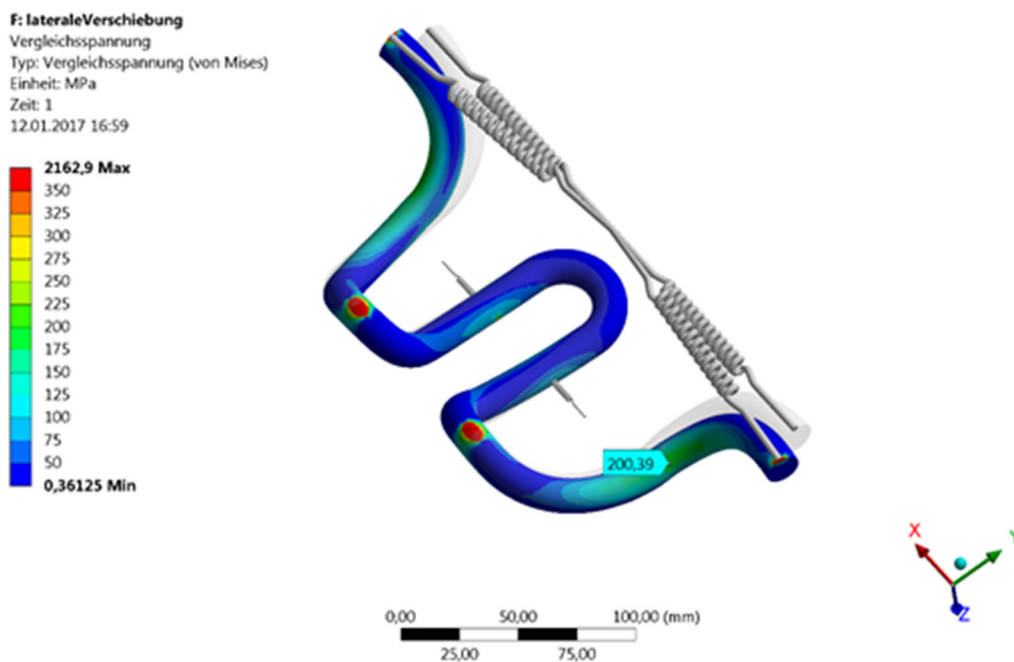
Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verformung von 1 mm; Ansicht: Unterseite;
 Geometriemodell: Ski 15 mit reduzierter Bogenhöhe $h^*=0,50$



Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verformung von 1 mm; Ansicht: Unterseite;
 Geometriemodell: Ski 15 Federarme enden senkrecht auf dem Schienenfuß



Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verformung von 1 mm; Ansicht: Unterseite;
 Geometriemodell: Skl 15 Federarme enden senkrecht auf dem Schienenfuß und reduzierter
 Bogenhöhe $h^*=0,50$



Von Mises-Vergleichsspannungen für eine laterale Verformung von 1 mm; Ansicht: Unterseite;
 Geometriemodell: Skl 15 Federarme nach außen gespiegelt

5 Anlagen zu den In-Situ Untersuchungen im Tauerntunnel

5.1 Fotoaufnahmen aus dem Tunnel



Ansammlung von Schmutzstoffen im Gleis (1)

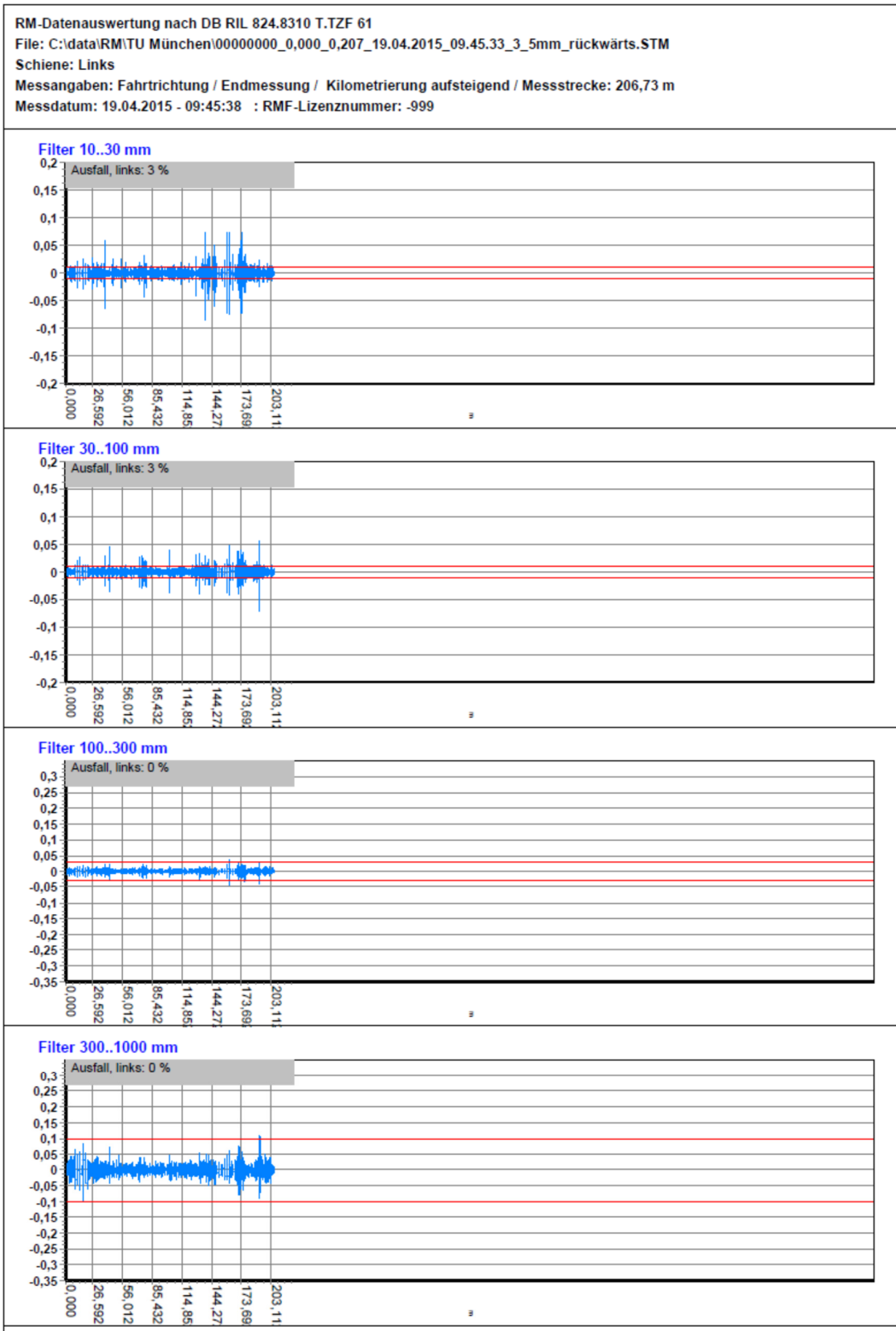


Ansammlung von Schmutzstoffen im Gleis (2)

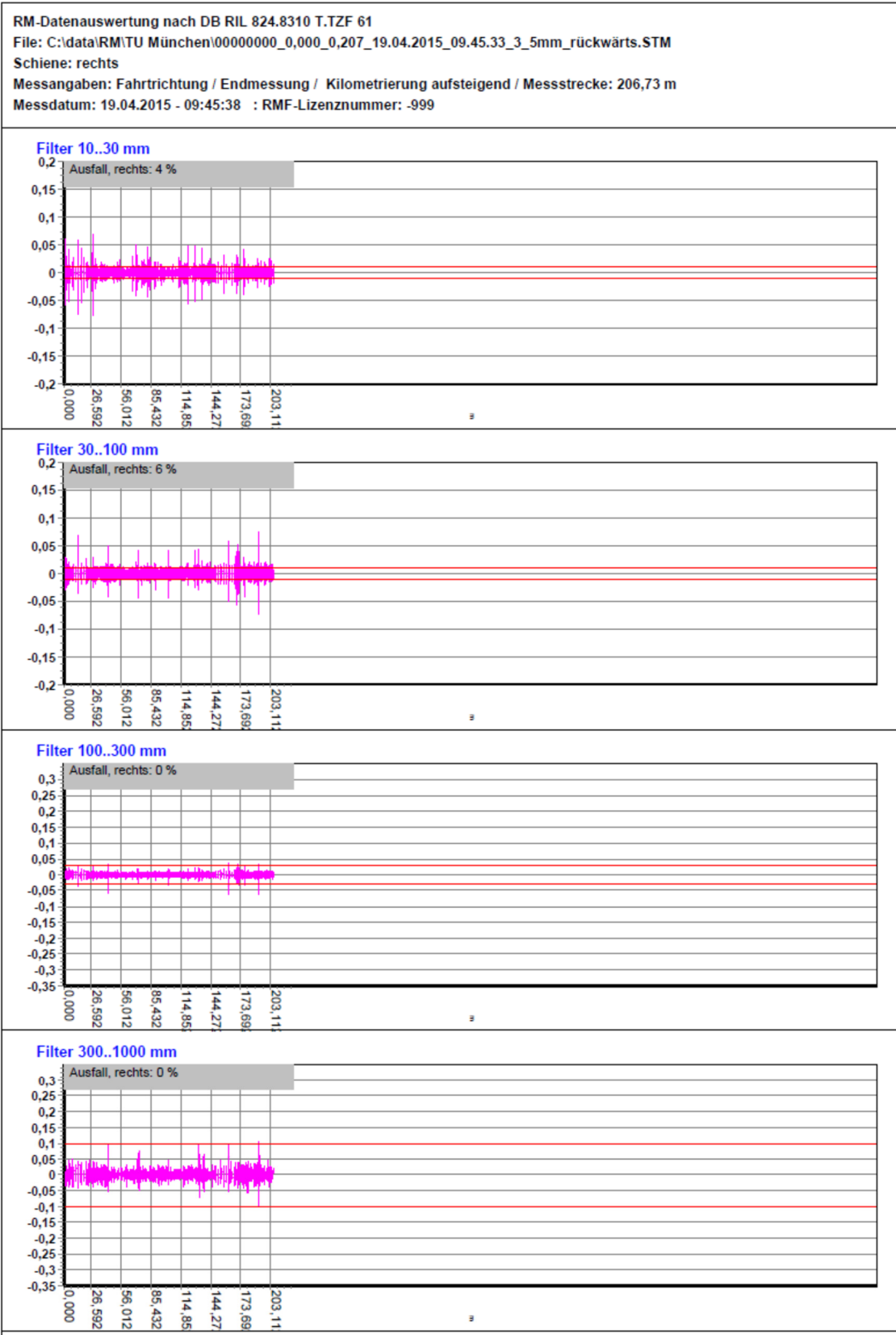


Ansammlung von Schmutzstoffen im Gleis (3)

5.2 Messung des Schienenlängsprofils



Auswertung nach RIL 824.8310 (linke Schiene)



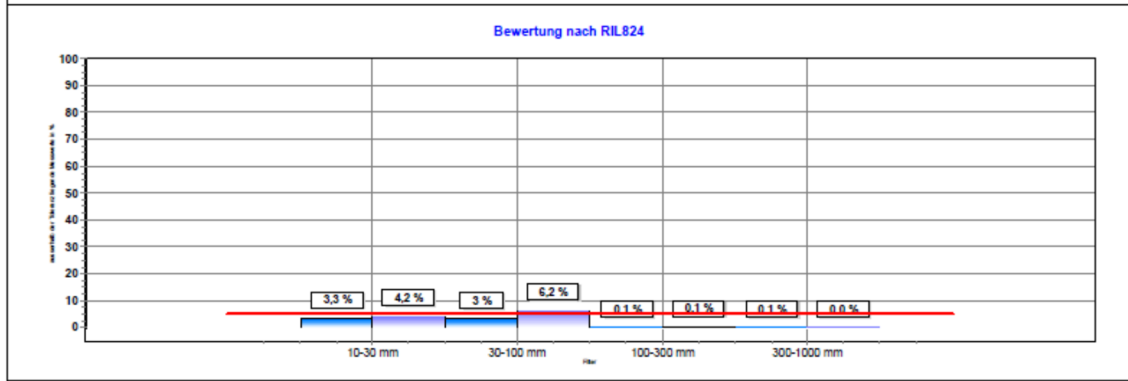
Auswertung nach RIL 824.8310 (rechte Schiene)

RM-Datenauswertung nach DB RIL 824.8310 T.TZF 61

File: C:\data\RM\TU München\00000000_0,000_0,207_19.04.2015_09.45.33_3_5mm_rückwärts.STM

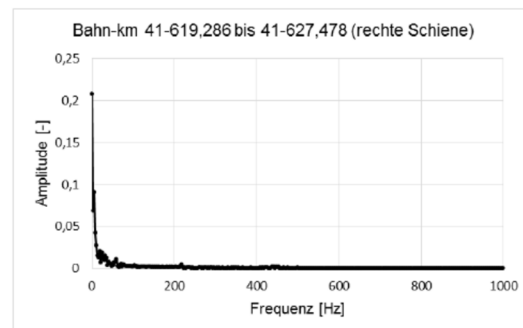
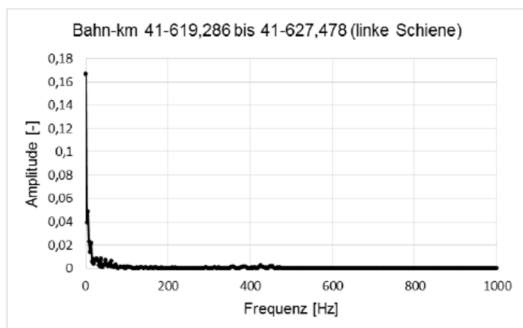
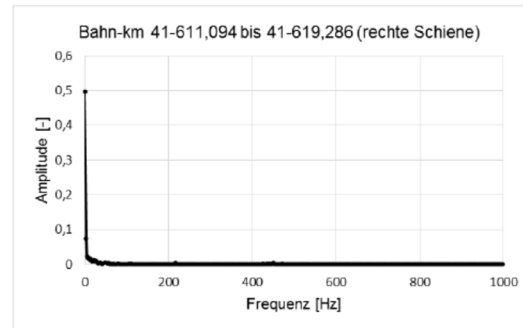
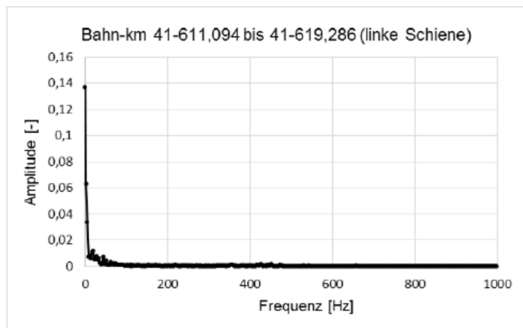
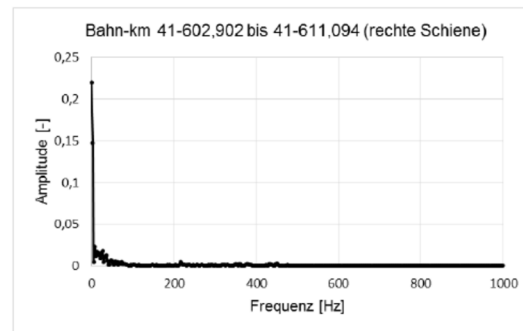
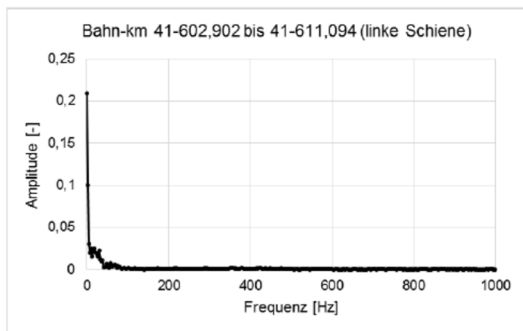
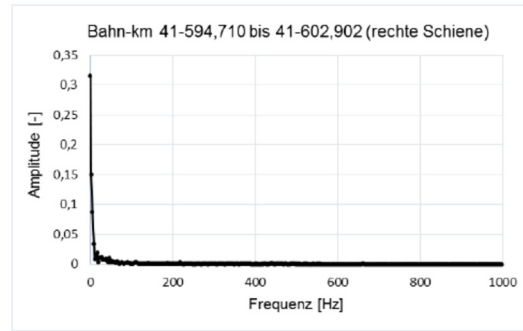
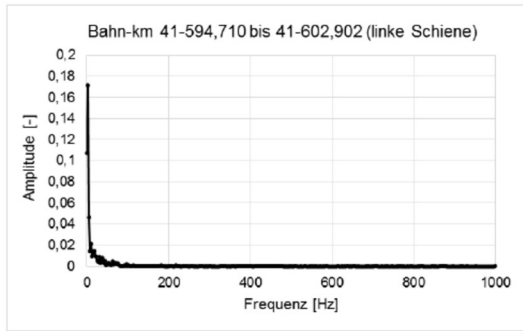
Messangaben: Fahrtrichtung / Endmessung / Kilometrierung aufsteigend / Messstrecke: 206,73 m

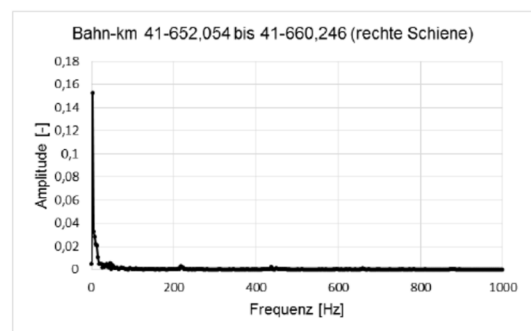
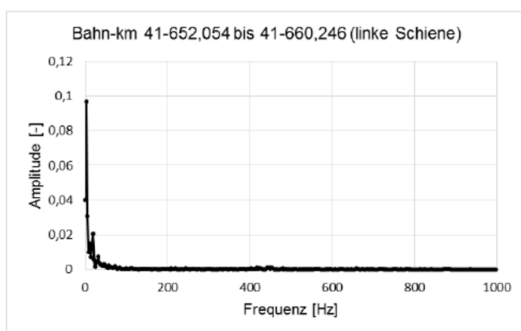
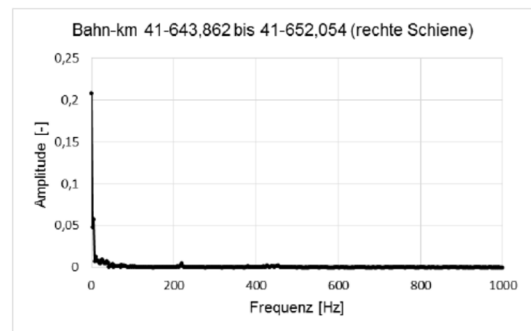
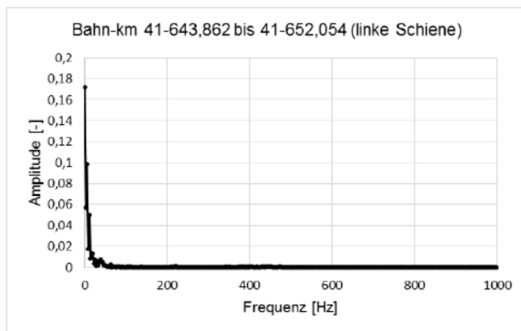
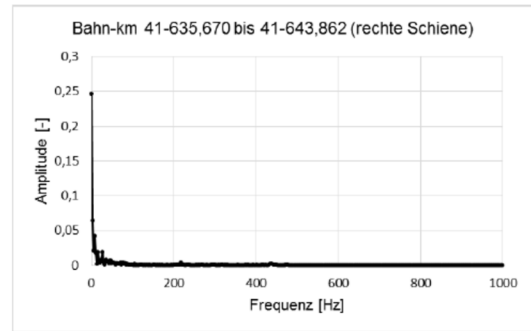
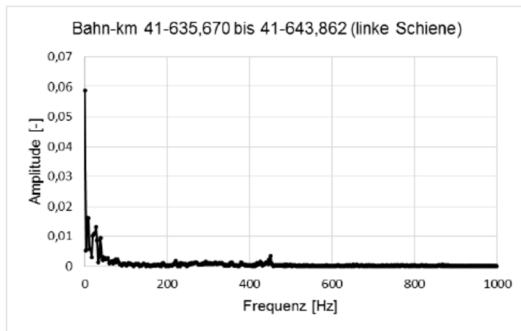
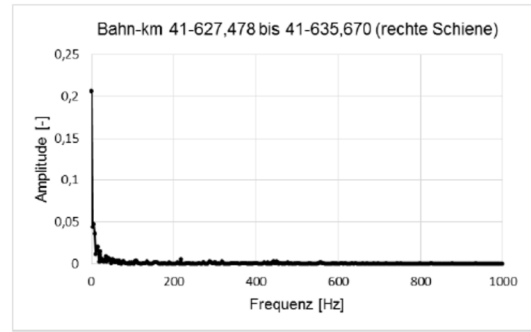
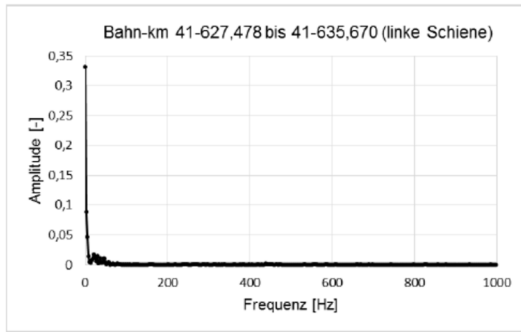
Messdatum: 19.04.2015 - 09:45:38 : RMF-Lizenznummer: -999

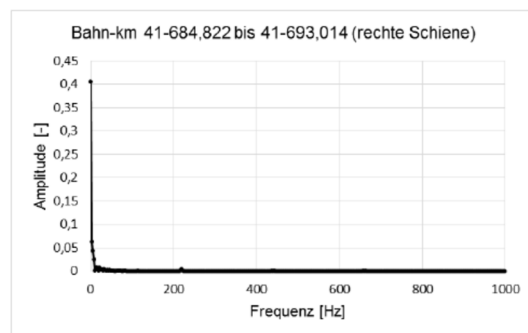
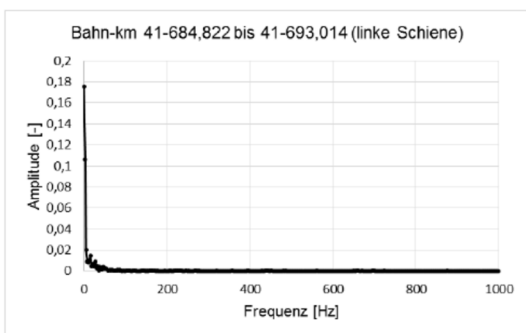
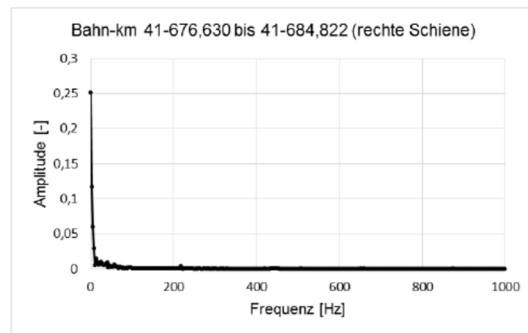
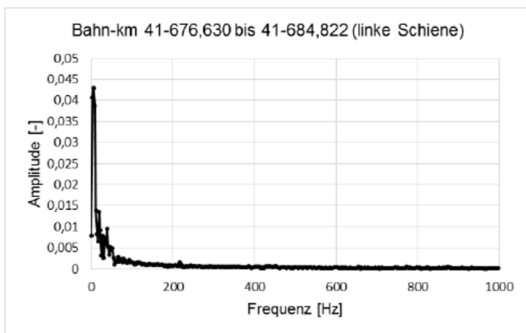
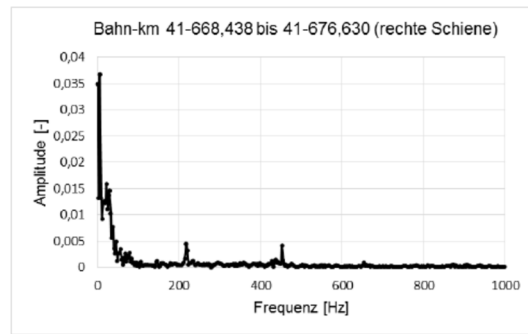
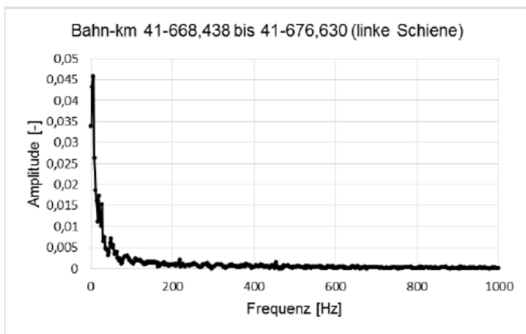
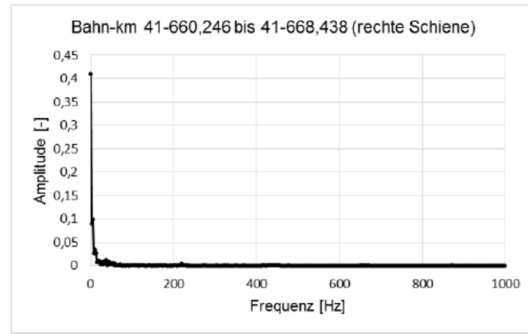
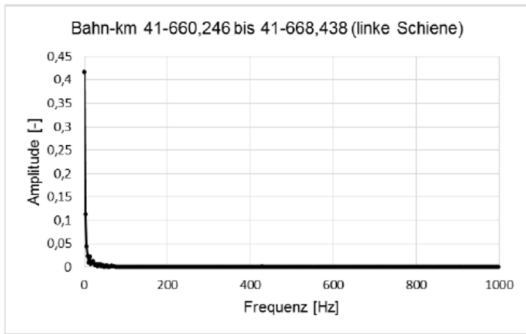


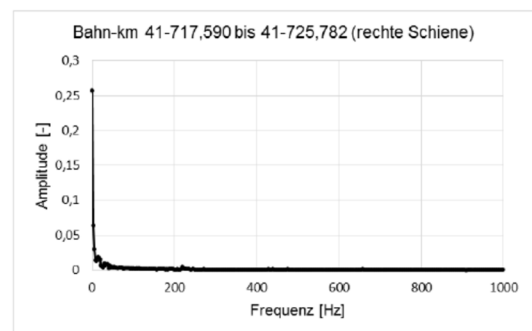
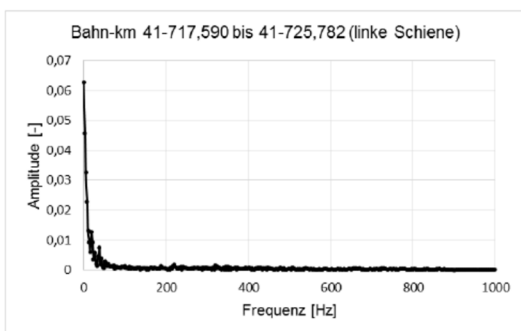
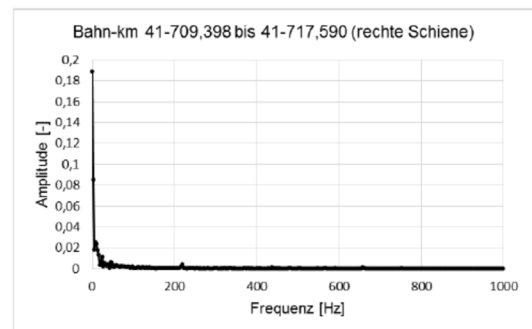
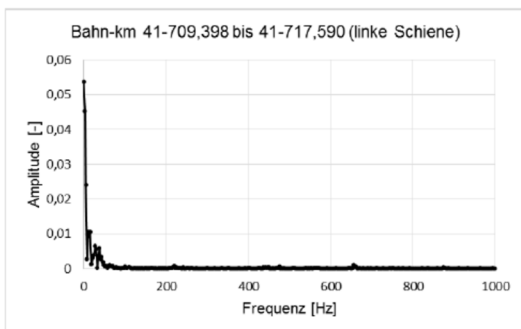
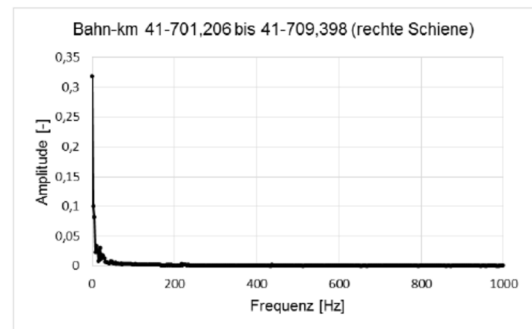
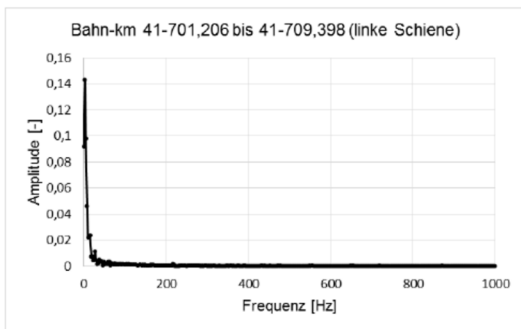
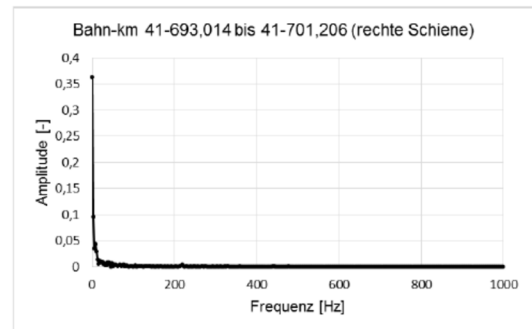
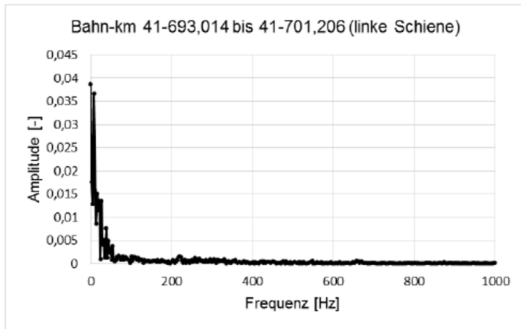
Auswertung nach RIL 824.8310 Zusammenfassung

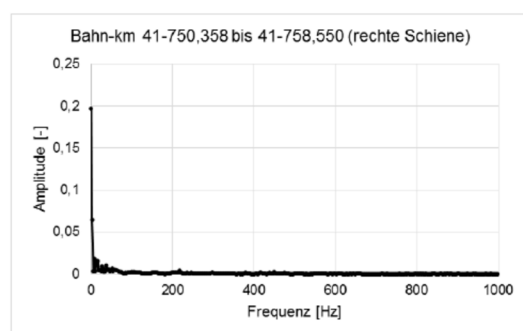
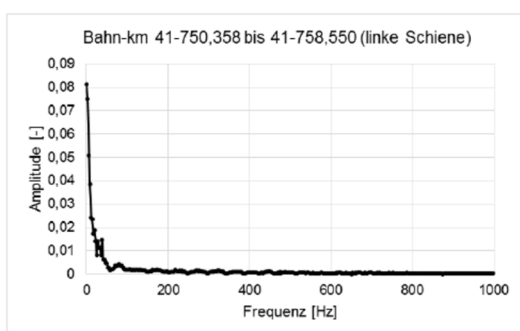
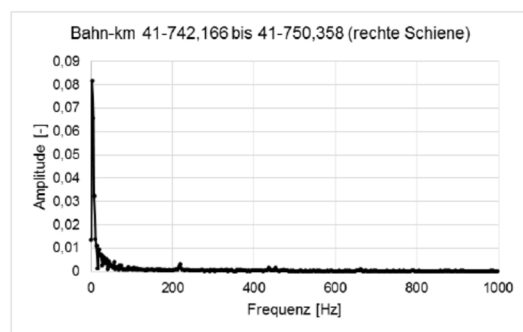
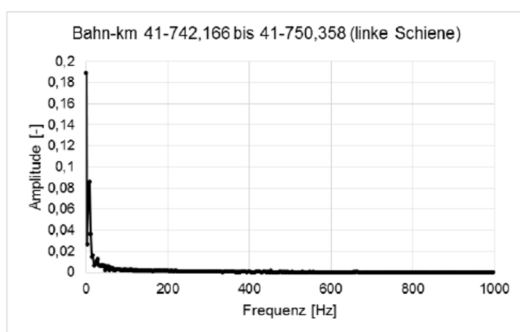
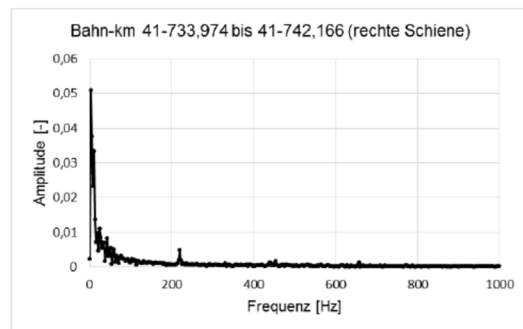
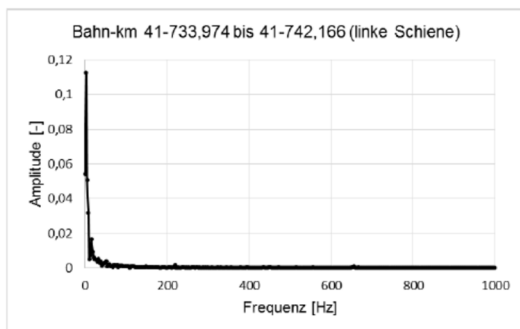
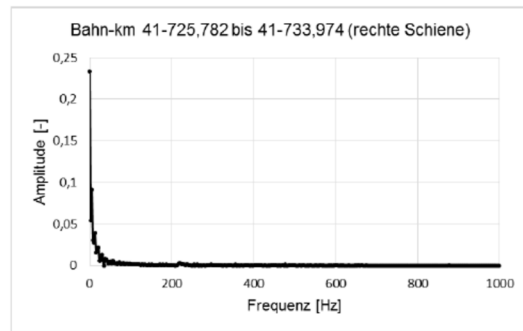
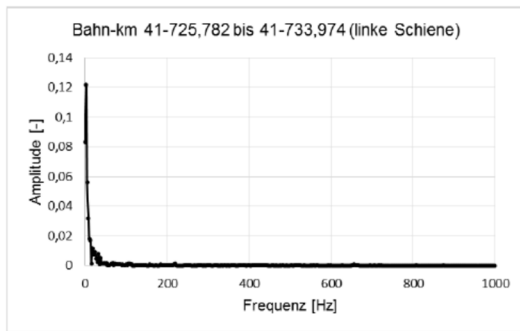
5.3 Erregerfrequenzen infolge des gemessenen Schienenlängsprofils

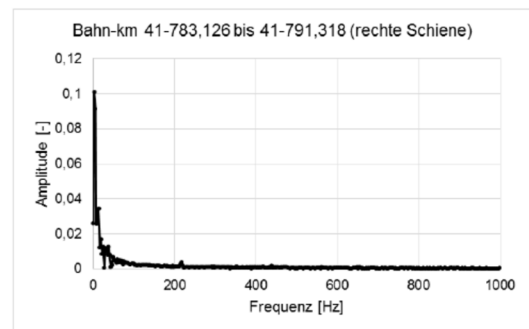
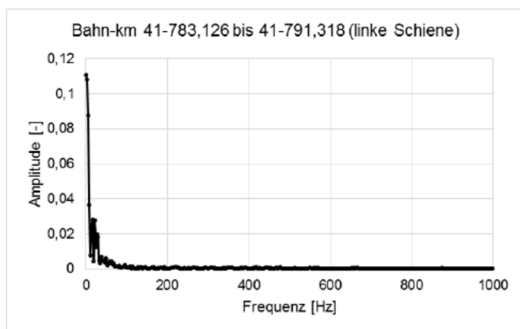
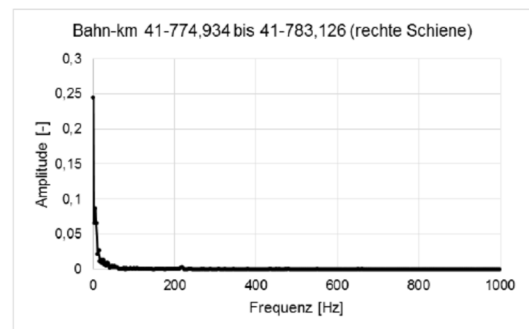
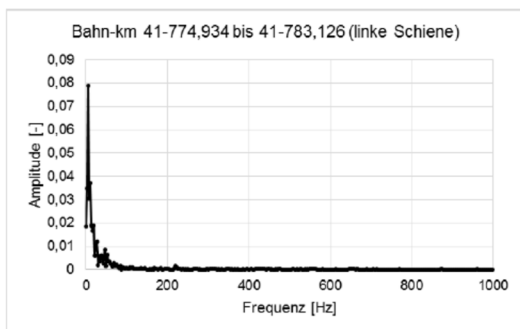
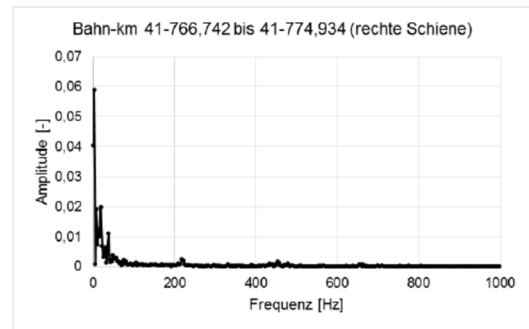
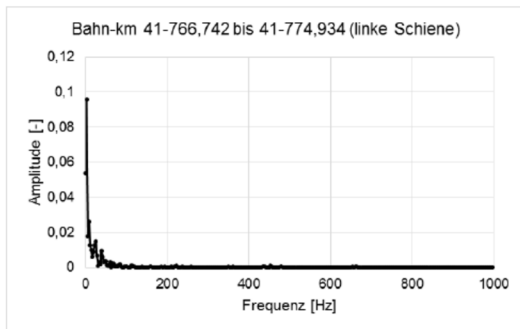
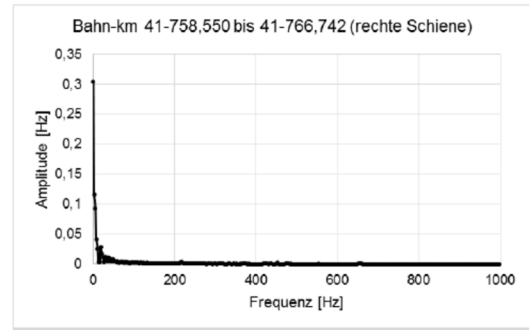
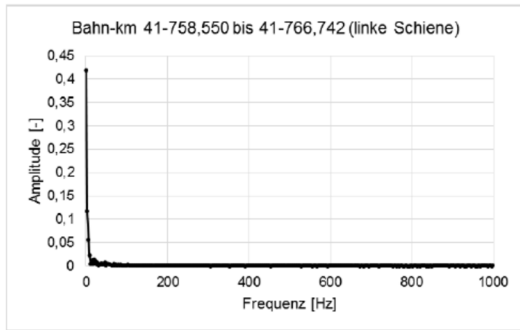


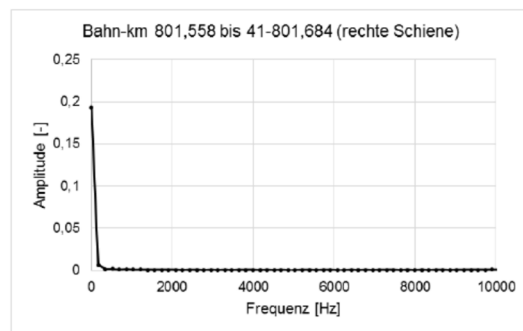
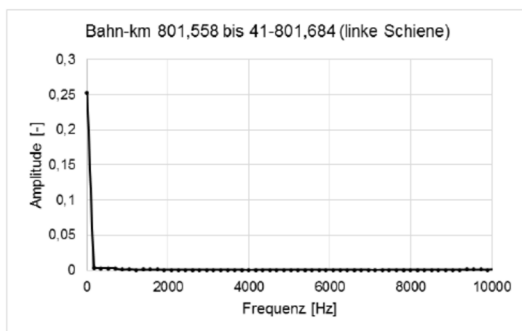
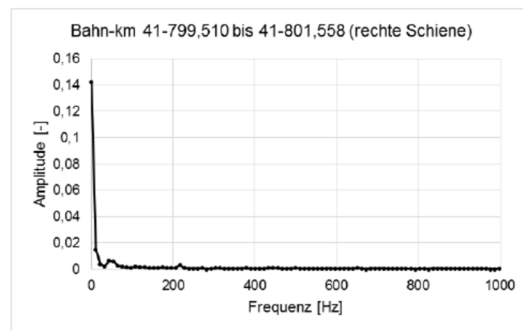
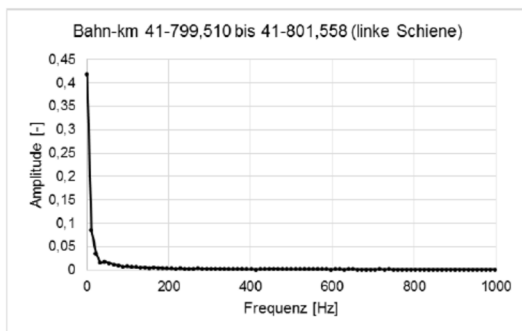
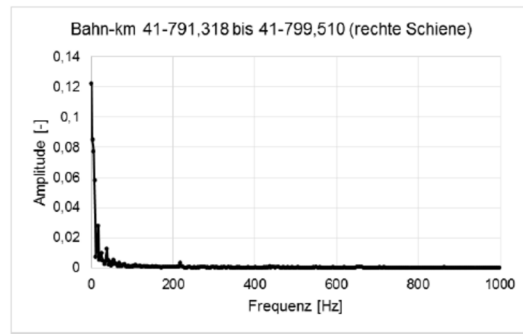
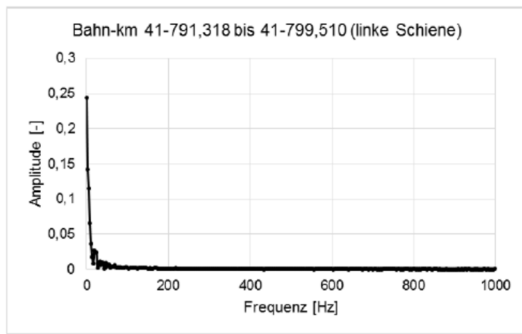












5.4 Messergebnisse der Schieneneinsenkungen infolge der Autoschleuse

Messwerte an MO 2:

Achse	Vertikal Innen [mm]	Vertikal Außen [mm]	Vert_Mitte [mm]
1. Achse	1,69	-0,22	0,74
2. Achse	1,42	0,22	0,82
3. Achse	1,42	0,16	0,79
4. Achse	1,27	0,43	0,85
MW	1,45	0,15	0,80

Messwerte an MO 4:

Achse	Vertikal Innen [mm]	Vertikal Außen [mm]	Vert_Mitte [mm]
1. Achse	0,56	0,67	0,62
2. Achse	0,69	0,65	0,67
3. Achse	0,83	0,54	0,68
4. Achse	0,93	0,51	0,72
MW	0,75	0,59	0,67

Messwerte an MO 6:

Achse	Vertikal Innen [mm]	Vertikal Außen [mm]	Vert_Mitte [mm]
1. Achse	1,21	0,33	0,77
2. Achse	1,05	0,57	0,81
3. Achse	1,15	0,47	0,81
4. Achse	1,22	0,61	0,91
MW	1,16	0,49	0,83

5.5 Messergebnisse der Schieneneinsenkungen infolge Güterzug

Messwerte an MO 1:

Achse	Vertikal Innen [mm]	Vertikal Außen [mm]	Vert_Mitte [mm]
1.Achse	0,94	0,76	0,85
2.Achse	0,97	0,72	0,85
3.Achse	1,02	0,75	0,89
4.Achse	0,97	0,81	0,89
5.Achse	0,97	0,89	0,93
6.Achse	1,06	0,74	0,90
7.Achse	1,04	0,76	0,90
8.Achse	1,06	0,79	0,93
MW	1,00	0,78	0,89

Messwerte an MO 2:

Achse	Vertikal Innen [mm]	Vertikal Außen [mm]	Vert_Mitte [mm]
1.Achse	1,34	0,24	0,79
2.Achse	1,41	0,18	0,80
3.Achse	1,45	0,20	0,83
4.Achse	1,42	0,23	0,83
5.Achse	1,45	0,26	0,86
6.Achse	1,52	0,20	0,86
7.Achse	1,47	0,20	0,83
8.Achse	1,54	0,27	0,91
MW	1,45	0,22	0,84

Messwerte an MO 4:

Achse	Vertikal Innen [mm]	Vertikal Außen [mm]	Vert_Mitte [mm]
1.Achse	0,62	0,61	0,62
2.Achse	0,86	0,51	0,69
3.Achse	0,73	0,55	0,64
4.Achse	0,95	0,47	0,71
5.Achse	0,86	0,59	0,73
6.Achse	0,95	0,56	0,75
7.Achse	0,73	0,85	0,79
8.Achse	0,95	0,67	0,81
MW	0,83	0,60	0,72

Messwerte an MO 6:

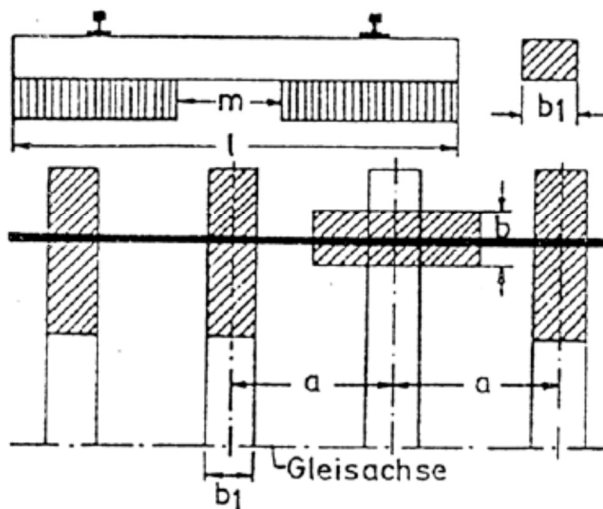
Achse	Vertikal Innen [mm]	Vertikal Außen [mm]	Vert_Mitte [mm]
1.Achse	1,19	0,51	0,85
2.Achse	1,13	0,53	0,83
3.Achse	1,23	0,57	0,90
4.Achse	1,09	0,57	0,83
5.Achse	1,17	0,47	0,82
6.Achse	1,18	0,51	0,84
7.Achse	1,17	0,50	0,84
8.Achse	1,20	0,45	0,82
MW	1,17	0,51	0,84

5.6 Die Berechnung nach Zimmermann

Auszug aus dem Skript des Erganzungsmoduls Verkehrswegebau der TU Munchen zur Berechnung der Schieneneinsenkung nach der Theorie von Zimmermann (Freudenstein, 2014):

1) Umwandlung des Querswellenprofils in einen Langsswellenoberbau

Bedingung: Gesamtauflagerflache F der Schwelle bleibt gleich



$$F = (l - m) \cdot b_1 \quad [\text{mm}^2]$$

$$b = \frac{F}{2 \cdot a} \quad [\text{mm}]$$

l = Schwellenlange [mm]

m = auflagerfreier Mittelteil [mm]

b_1 = Schwellenbreite [mm]

b = Breite des gedachten Langstragers [mm]

a = Schwellenabstand [mm]

Bei schotterlosem Oberbau mit elastischen Stutzpunkten:

$$b = \frac{F_{\text{St}}}{a}$$

mit F_{St} = Flache eines Stutzpunktes

$$C = \frac{c}{F_{\text{St}}} \quad [\text{N}/\text{mm}^3]$$

Bei Einzelstutzpunkten mit einer Federziffer c [kN/mm] gilt:

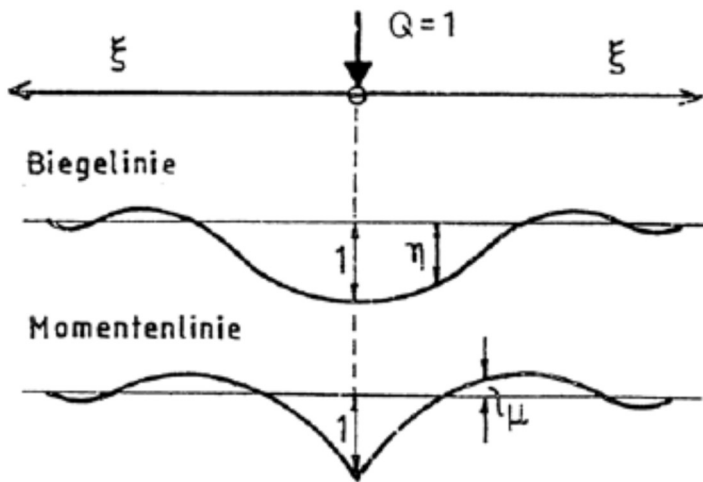
$$b \cdot C = 10^3 \cdot c/a \quad [\text{N}/\text{mm}^2]$$

2) Grundwert des Langsswellenoberbaus

$$L = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot E \cdot I}{b \cdot C}} \quad [\text{mm}]$$

Quelle: (Freudenstein, 2014)

Einzellast



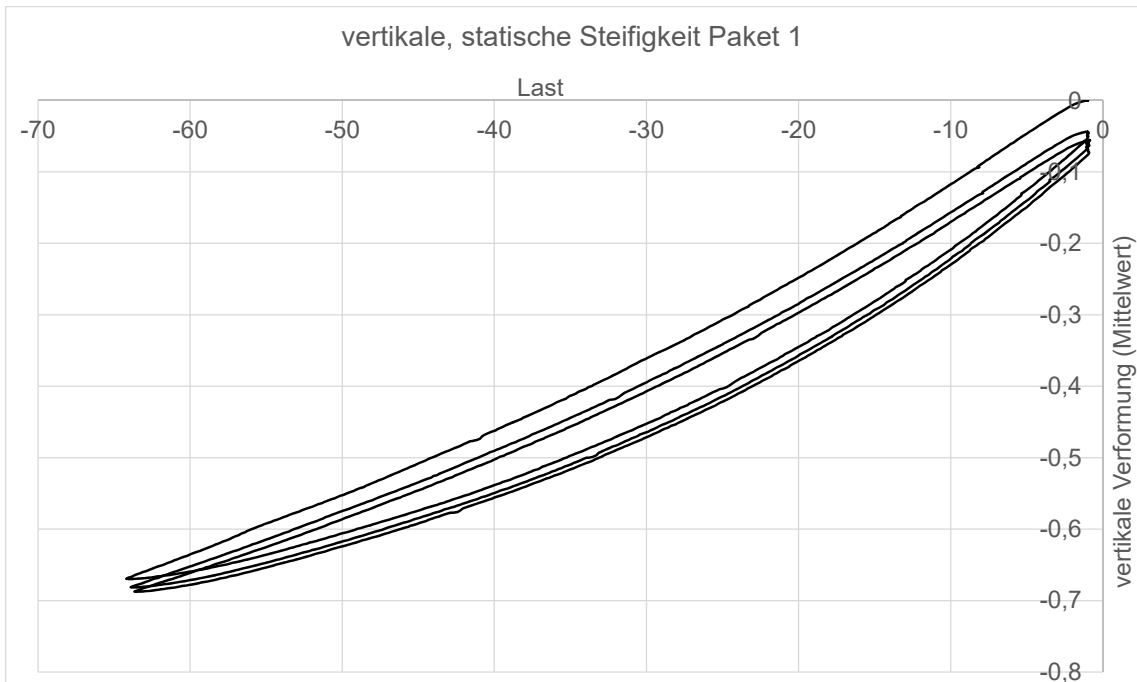
mit $\xi = \frac{x}{L}$ im Bogenmaß

Biegelinie (Einsenkung)

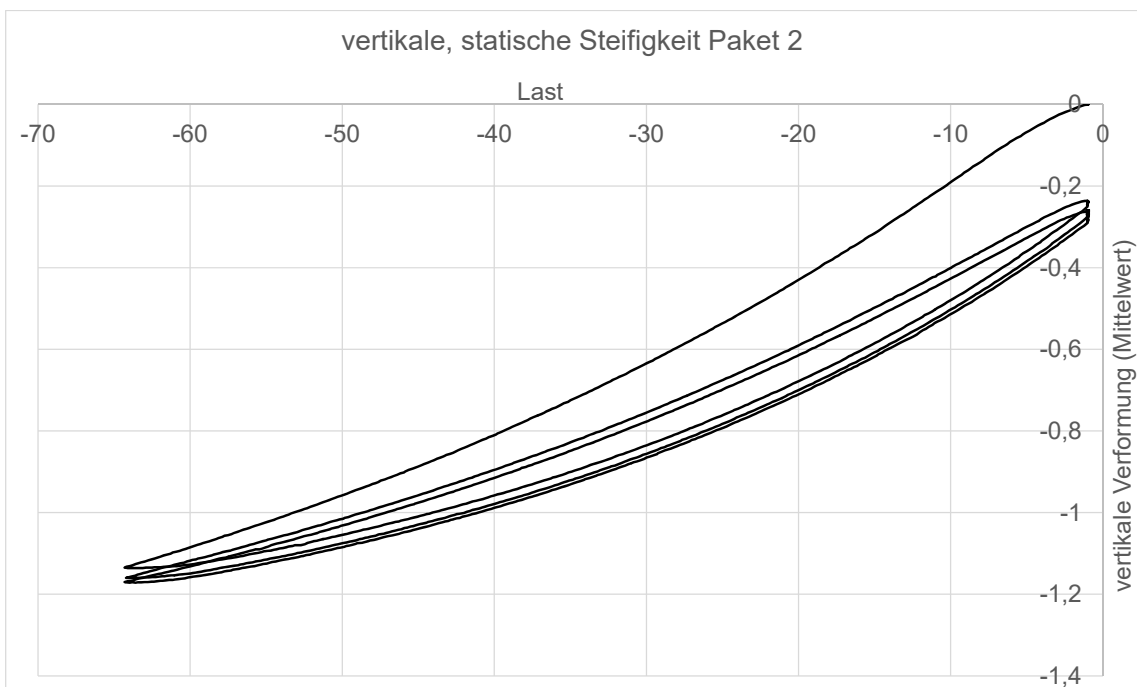
$$y = \frac{Q}{2 \cdot b \cdot C \cdot L} \cdot \eta \quad \text{mit} \quad \eta = \frac{\sin \xi + \cos \xi}{e^\xi}$$

(Freudenstein, 2014)

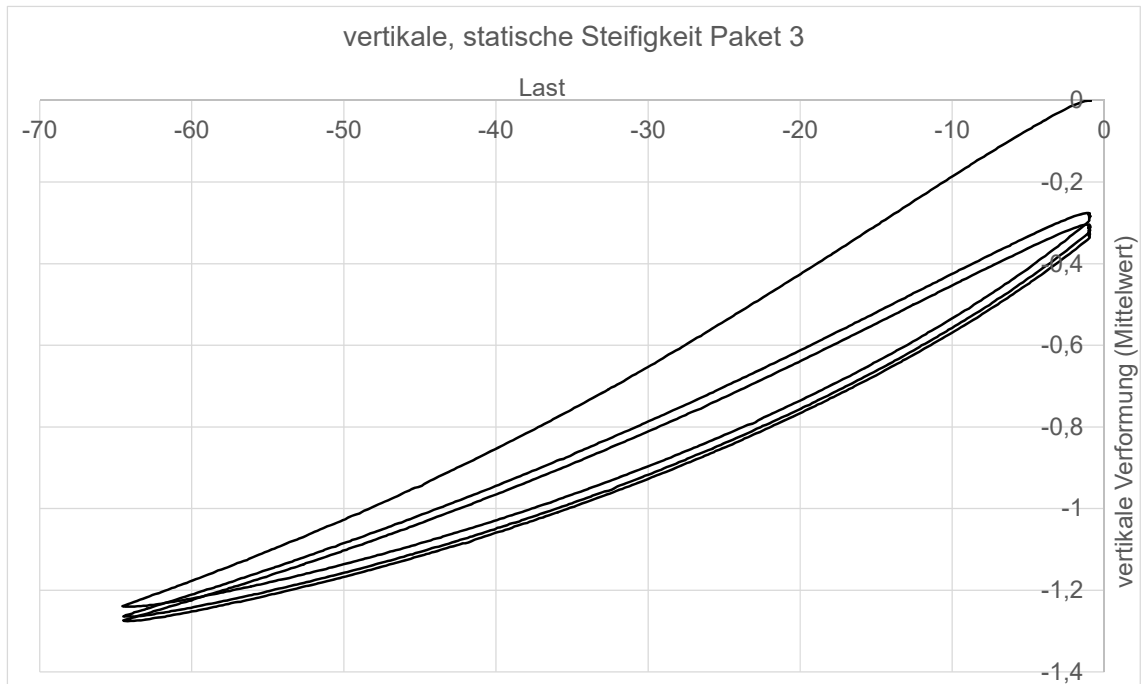
5.7 Vertikale Steifigkeiten



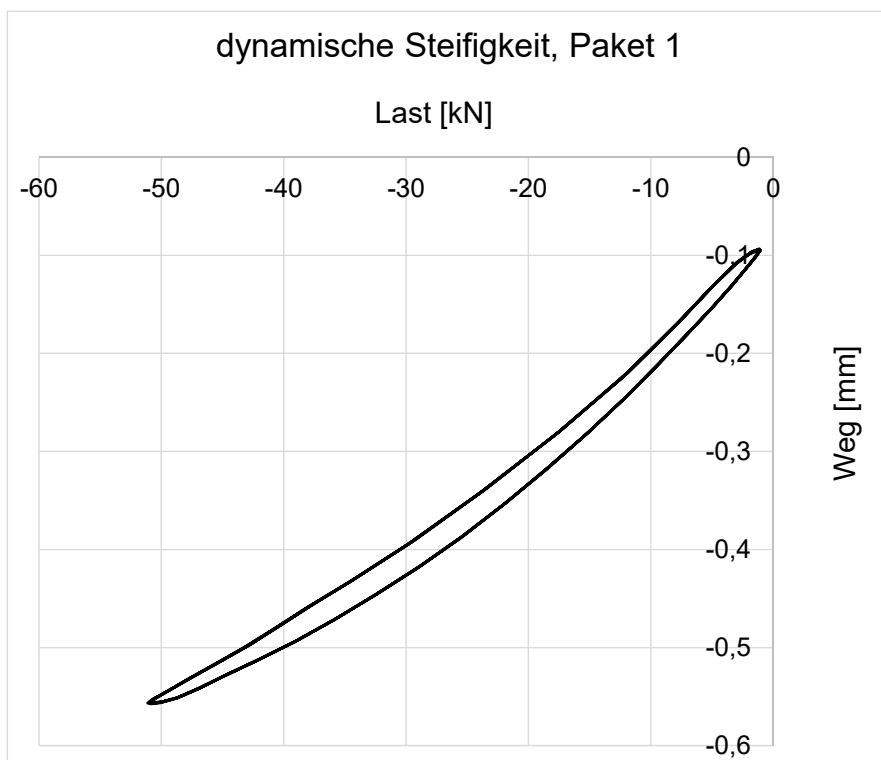
Statische Steifigkeit Paket 1; Last in [kN] und Verformung in [mm]



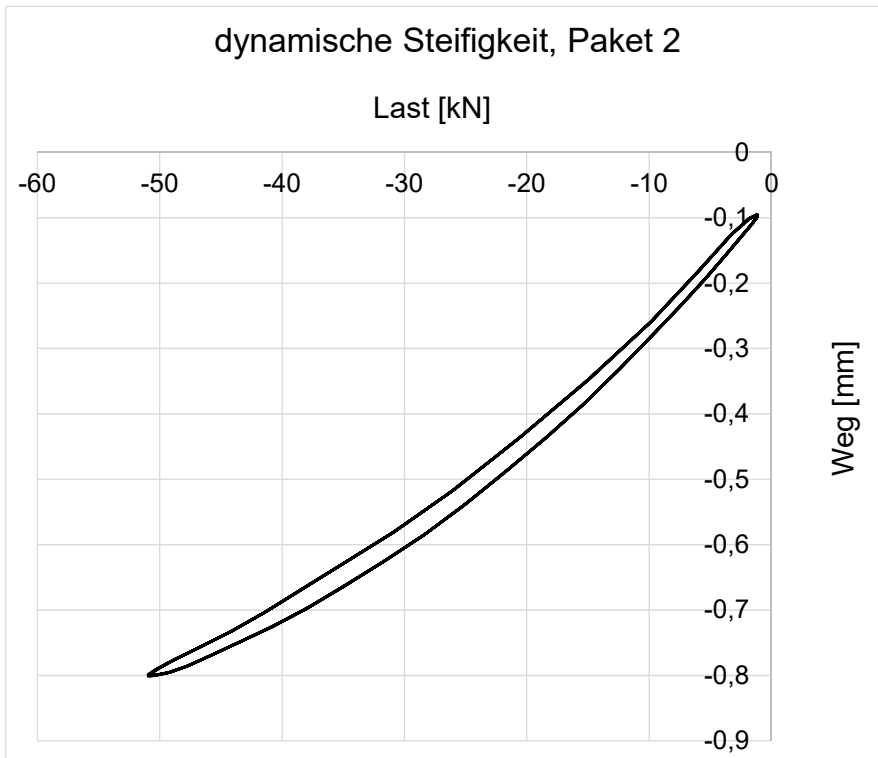
Statische Steifigkeit Paket 2; Last in [kN] und Verformung in [mm]



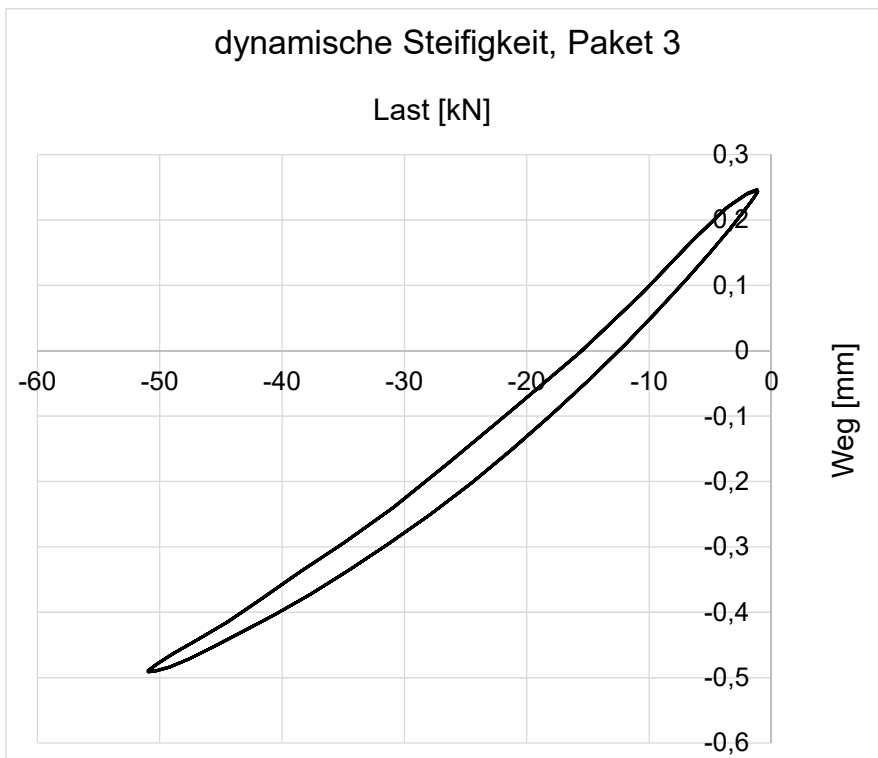
Statische Steifigkeit Paket 3; Last in [kN] und Verformung in [mm]



Dynamische Steifigkeit Paket 1, Belastungsfrequenz 5 Hz



Dynamische Steifigkeit Paket 2, Belastungsfrequenz 5 Hz



Dynamische Steifigkeit Paket 3, Belastungsfrequenz 5 Hz

5.8 Bestimmung der Gleislagequalität

GLQK Längshöhe Richtung Mallnitz

Abschnitt	Im Bereich von	bis	Standardabweichung Längshöhe	GLQK (V<80)	GLQK (80<V<120)
MO 1.1	41+600	41+610	2,694	C	E
MO 1.2	41+610	41+620	2,907	D	E
MO 1.3	41+620	41+630	2,094	C	D
MO 1.4	41+630	41+640	1,187	B	C
MO 1.5	41+640	41+650	1,293	B	C
MO 1.6	41+650	41+660	0,484	A	A
MO 1.7	41+660	41+670	2,77	D	E
MO 1.8	41+670	41+680	0,943	A	B
MO 1.9	41+680	41+684	0,464	A	A
MO 2.1	41+684	41+688	1,068	A	B
MO 2.2	41+688	41+698	1,69	B	C
MO 2.3	41+698	41+708	1,019	A	B
MO 2.4	41+708	41+718	0,987	A	B
MO 2.5	41+718	41+728	1,914	C	D
MO 2.6	41+728	41+738	0,885	A	B
MO 2.7	41+738	41+748	1,584	B	C
MO 2.8	41+748	41+758	0,977	A	B
MO 2.9	41+758	41+768	1,830	C	D
MO 3	41+768	41+7776	1,860	C	D
MO 4	41+7776	41+7836	1,609	B	C
MO 5	41+7836	41+7872	0,930	A	B
MO A	41+7872	41+7926	0,630	A	A
MO 6	41+7926	41+8034	1,242	A	C
MO B	41+8034	41+8058	0,277	A	A

GLQK Richtung nach Mallnitz

Abschnitt	Im Bereich von	bis	Standardabweichung Richtung	GLQK (V<80)	GLQK (80<V<120)
MO 1.1	41+600	41+610	0,862	A	C
MO 1.2	41+610	41+620	0,556	A	B
MO 1.3	41+620	41+630	0,828	A	C
MO 1.4	41+630	41+640	1,280	C	D
MO 1.5	41+640	41+650	1,229	B	D
MO 1.6	41+650	41+660	2,312	D	E
MO 1.7	41+660	41+670	2,044	D	E
MO 1.8	41+670	41+680	1,561	C	E
MO 1.9	41+680	41+684	0,351	A	A
MO 2.1	41+684	41+688	0,612	A	B
MO 2.2	41+688	41+698	1,107	B	D
MO 2.3	41+698	41+708	1,845	C	E
MO 2.4	41+708	41+718	0,572	A	B
MO 2.5	41+718	41+728	0,966	B	C
MO 2.6	41+728	41+738	0,928	B	C
MO 2.7	41+738	41+748	0,826	A	C
MO 2.8	41+748	41+758	0,919	B	C
MO 2.9	41+758	41+768	0,491	A	A
MO 3	41+768	41+7776	0,907	B	C
MO 4	41+7776	41+7836	0,941	B	C
MO 5	41+7836	41+7872	0,969	B	C
MO A	41+7872	41+7926	1,347	C	D
MO 6	41+7926	41+8034	1,020	B	C
MO B	41+8034	41+8058	0,082	A	A

Maßgebende GLQK nach Mallnitz

Abschnitt	Maßgebende Gleislagequalitätsklasse (V<80)	Maßgebende Gleislagequalitätsklasse (80<V<120)
MO 1.1	C	E
MO 1.2	D	E
MO 1.3	C	D
MO 1.4	C	D
MO 1.5	B	D
MO 1.6	D	E
MO 1.7	D	E
MO 1.8	C	E
MO 1.9	A	A
MO 2.1	A	B
MO 2.2	B	D
MO 2.3	C	E
MO 2.4	A	B
MO 2.5	C	D
MO 2.6	B	C
MO 2.7	B	C
MO 2.8	B	C
MO 2.9	C	D
MO 3	C	D
MO 4	B	C
MO 5	B	C
MO A	C	D
MO 6	B	C
MO B	A	A

GLQK Längshöhe Richtung Bocktein

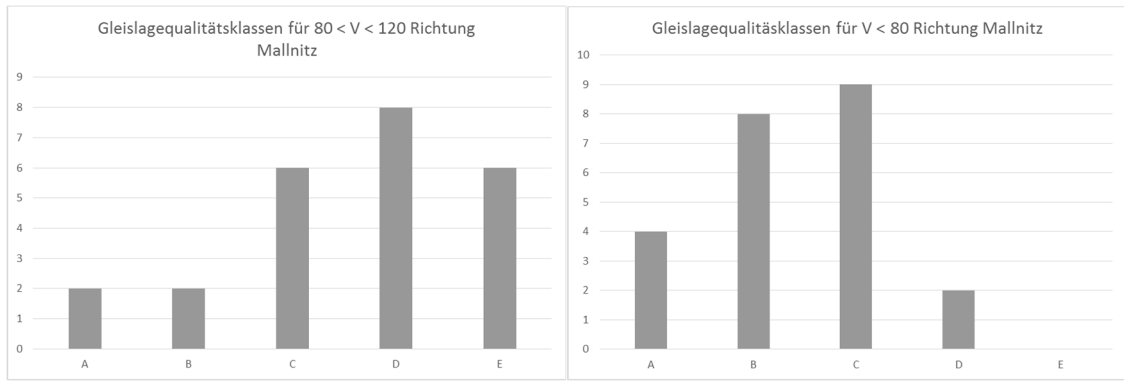
Abschnitt	Im Bereich von	bis	Standardabweichung Längshöhe	GLQK (V<80)	GLQK (80<V<120)
MO 1.1	449,18	459,18	1,219	A	C
MO 1.2	439,18	449,18	0,961	A	B
MO 1.3	429,18	439,18	1,867	C	D
MO 1.4	419,18	429,18	1,378	B	C
MO 1.5	409,18	419,18	1,313	B	C
MO 1.6	399,18	409,18	1,364	B	C
MO 1.7	389,18	399,18	1,281	B	C
MO 1.8	379,18	389,18	2,028	C	D
MO 1.9	375,19	379,18	0,881	A	B
MO 2.1	371,19	375,19	0,597	A	A
MO 2.2	361,19	371,19	2,151	C	D
MO 2.3	351,19	361,19	1,568	B	C
MO 2.4	341,19	351,19	1,586	B	C
MO 2.5	331,19	341,19	1,965	C	D
MO 2.6	321,19	331,19	1,721	B	C
MO 2.7	311,19	321,19	1,545	B	C
MO 2.8	301,19	311,19	1,166	A	C
MO 2.9	291,19	301,19	1,110	A	C
MO 3	281,59	291,19	0,735	A	A
MO 4	275,59	281,59	1,612	B	C
MO 5	271,99	275,59	1,012	A	B
MO A	266,59	271,99	0,886	A	B
MO 6	255,79	266,59	1,316	B	C
MO B	250,69	255,79	0,974	A	B

GLQK Richtung nach Bockstein

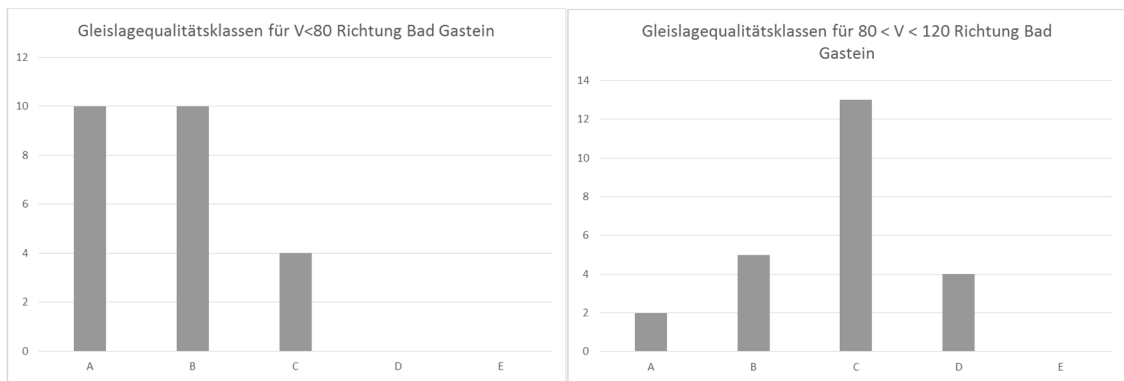
Abschnitt	Im Bereich von	bis	Standardabweichung Richtung	GLQK (V<80)	GLQK (80<V<120)
MO 1.1	449,18	459,18	0,778	A	C
MO 1.2	439,18	449,18	0,372	A	A
MO 1.3	429,18	439,18	0,415	A	A
MO 1.4	419,18	429,18	0,551	A	B
MO 1.5	409,18	419,18	0,678	A	B
MO 1.6	399,18	409,18	0,231	A	A
MO 1.7	389,18	399,18	0,243	A	A
MO 1.8	379,18	389,18	0,244	A	A
MO 1.9	375,19	379,18	0,167	A	A
MO 2.1	371,19	375,19	0,129	A	A
MO 2.2	361,19	371,19	0,147	A	A
MO 2.3	351,19	361,19	0,450	A	A
MO 2.4	341,19	351,19	0,473	A	A
MO 2.5	331,19	341,19	0,486	A	A
MO 2.6	321,19	331,19	0,763	A	C
MO 2.7	311,19	321,19	0,347	A	A
MO 2.8	301,19	311,19	0,652	A	B
MO 2.9	291,19	301,19	0,076	A	A
MO 3	281,59	291,19	0,229	A	A
MO 4	275,59	281,59	0,253	A	A
MO 5	271,99	275,59	0,192	A	A
MO A	266,59	271,99	0,555	A	B
MO 6	255,79	266,59	1,024	B	C
MO B	250,69	255,79	0,581	A	B

Maßgebende GLQK nach Bockstein

Abschnitt	Maßgebende Gleislagequalitätsklasse (V<80)	Maßgebende Gleislagequalitätsklasse (80<V120)
MO 1.1	A	C
MO 1.2	A	B
MO 1.3	C	D
MO 1.4	B	C
MO 1.5	B	C
MO 1.6	B	C
MO 1.7	B	C
MO 1.8	C	D
MO 1.9	A	B
MO 2.1	A	A
MO 2.2	C	D
MO 2.3	B	C
MO 2.4	B	C
MO 2.5	C	D
MO 2.6	B	C
MO 2.7	B	C
MO 2.8	A	C
MO 2.9	A	C
MO 3	A	A
MO 4	B	C
MO 5	A	B
MO A	A	B
MO 6	B	C
MO B	A	B



GLQK Verteilung Richtung Mallnitz



GLQK Verteilung Richtung Bockstein