

Diplomarbeit

# Reduktion des Vorbeifahrgeräusches von Schienenfahrzeugen mittels Absorptionsmaterialien

Moser Philipp

---

Institut für Elektrische Meßtechnik und Meßsignalverarbeitung  
Technische Universität Graz



Begutachter: Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Anton Fuchs  
Betreuer: Dipl.-Ing. Dr. techn. Gerald Schleinzer; Dipl.-Ing. Thomas Kern

Graz, im Oktober 2013

## Kurzfassung

Der Einsatz von schallabsorbierenden Materialien an Schienenfahrzeugen im Bereich der Geräuschquellen Rad und Schiene, bietet die Möglichkeit die Rollgeräuschemission zu senken. Dies kann durch Luftschallabsorber am Unterboden, sowie durch Schürzen in Form von seitlich angebrachten und innen mit schallabsorbierendem Material ausgekleideten Abdeckblechen des Unterflurbereiches, realisiert werden. Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, geeignete Materialien für diese Anwendung zu finden und die Wirksamkeit solcher Maßnahmen an einem Güterwagen durch Messung und Simulation zu ermitteln. Es werden zunächst die Entstehung des Rollgeräusches, die Eigenschaften der Schallquellen Rad und Schiene, Verfahren zur Messung des Vorbeifahrgeräusches sowie ein Berechnungsmodell der Schwingungsanregung beschrieben. Anschließend folgt eine Erklärung der Wirkprinzipien von Luftschallabsorbern und eine Darstellung von deren Anwendung an Schienenfahrzeugen. In weiterer Folge werden schallabsorbierende Materialien auf ihre Eignung angesichts der widrigen Umstände im Außenbereich von Schienenfahrzeugen überprüft. Es wird ein Konzept von Schürzen und Unterbodenabsorption an einen Güterwagen unter Einsatz von geschlossenzelligem Polyethylen-Schaumstoff erarbeitet. Dies erfolgt unter Berücksichtigung des Lichtraumprofils und des vorhandenen Bauraums. Um die Wirksamkeit zu ermitteln, werden Simulationen mit einer Ray-Tracing Software sowie Schallpegelmessungen an einem Güterwagen durchgeführt. Dabei kann eine Reduktion des Außengeräusches sowie ein Einfluss auf die Richtung der Geräuschabstrahlung gezeigt werden.

## Abstract

The application of sound-absorbing materials to rolling stock in the area of the sound sources wheel and rail, provides the possibility to reduce the rolling noise. This can be realised by under-floor sound absorbers as well as shrouds in terms of side-mounted plates shielding the underbody area and being covered on the inside with absorbing material. The aim of this thesis is to find suitable materials for this task and to determine the effectiveness by simulation and measurement of a freight wagon. At first the generation of rolling noise, the characteristics of the sound sources wheel and rail, procedures of measuring the pass-by noise and a model for calculating the vibration excitation are described. It is followed by an explanation of the principles of sound absorbers and an illustration of their implementation on rolling stock. Subsequently, sound absorbing materials are reviewed for their suitability given the adverse conditions of exterior applications on rolling stock. A concept of shrouds and under-floor sound absorption on a freight wagon by using closed-cell polyethylene foam is developed. This is done by consideration of the loading gauge and the available installation space. To determine the effectiveness, simulations using a ray-tracing software as well as sound level measurements on a freight wagon are carried out. Thus a reduction of exterior noise and an influence on the directivity of noise radiation can be demonstrated.

## EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am .....

.....  
(Unterschrift)

## Danksagung

Diese Diplomarbeit wurde im Jahr 2013 am Institut für Elektrische Meßtechnik und Meßsignalverarbeitung an der Technischen Universität Graz durchgeführt.

Ich bedanke mich herzlich bei den Betreuern der Diplomarbeit, Dr. Gerald Schleinzer und DI Thomas Kern von der Firma Siemens, für die Hilfsbereitschaft und freundliche Zusammenarbeit. Ebenfalls danke ich Univ.-Doz. DI Dr. Anton Fuchs für die Anregungen und die rasche Bearbeitung. Mein Dank gilt auch DI Stefan Greiner von den Steiermärkischen Landesbahnen für die Möglichkeit, Messungen an Güterwagen durchzuführen, DI Alexander Glettler von der Firma Siemens für die Anregungen und Hilfestellungen und Dr. Karoly Jalics von Virtual Vehicle, als Bindeglied zwischen der Firma Siemens und der Universität. Des Weiteren bedanke ich mich bei meinem Freund und Kollegen Simon Schindler für die tatkräftige Unterstützung bei den Messungen.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner Partnerin Sonja und meinen Eltern Brigitte und Walter, für die umfangreiche Unterstützung im Leben und der Ausdauer während der Zeit meines Studiums.

Graz, im Oktober 2013

Philipp Moser

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>11</b>
1.1	Motivation . . . . .	11
1.2	Zielsetzung . . . . .	13
1.3	Gliederung . . . . .	13
<b>2</b>	<b>Schallanregung und Geräuschemission</b>	<b>14</b>
2.1	Anregungsursachen . . . . .	15
2.1.1	Rollgeräusche . . . . .	15
2.1.2	Stoßgeräusche . . . . .	19
2.1.3	Kurvengeräusche . . . . .	19
2.2	Schallquelle Rad . . . . .	22
2.2.1	Schwingungsformen des Rades . . . . .	22
2.2.2	Abstrahlcharakteristik des Rades . . . . .	25
2.3	Schallquelle Gleis . . . . .	26
2.3.1	Schwingungsformen der Schiene . . . . .	27
2.3.2	Schienen-Abklingrate . . . . .	29
2.3.3	Abstrahlcharakteristik der Schiene . . . . .	30
2.4	Vorbeifahrpegel und Frequenzspektrum . . . . .	32
2.4.1	Messung des Vorbeifahrpegels . . . . .	33
2.4.2	Frequenzspektrum der Vorbeifahrt . . . . .	34
2.5	TWINS Modell zur Berechnung der Schwingungsanregung . . . . .	38
<b>3</b>	<b>Luftschallabsorption an Schienenfahrzeugen</b>	<b>43</b>
3.1	Luftschallabsorber . . . . .	43
3.1.1	Poröse Absorber . . . . .	44
3.1.2	Helmholtz-Resonanz-Absorber . . . . .	45
3.1.3	Plattenabsorber . . . . .	47
3.1.4	Mikroperforierte Absorber . . . . .	48
3.2	Anwendung von Luftschallabsorbern an Schienenfahrzeugen . . . . .	50
3.3	Geeignete Absorptionsmaterialien . . . . .	55
3.3.1	Mineralwolle . . . . .	56
3.3.2	Polyester-Vlies . . . . .	57
3.3.3	Schaumstoffe . . . . .	57
3.3.4	Geschlossenzelliger Polyethylen-Schaumstoff . . . . .	58
3.3.5	Poröse LWRT-Paneele . . . . .	60

3.4	Bauraumuntersuchung . . . . .	61
3.4.1	Eaos Güterwagen . . . . .	61
3.4.2	ÖBB Railjet . . . . .	64
3.5	Simulation - Eaos Güterwagen . . . . .	66
3.5.1	ProgNoise . . . . .	66
3.5.2	Ray-Tracing Verfahren . . . . .	67
3.5.3	Freifeldausbreitung . . . . .	68
3.5.4	Eaos-Simulationsmodell . . . . .	69
3.5.5	Simulations-Ergebnisse . . . . .	71
3.6	Messung - Eaos Güterwagen . . . . .	73
3.6.1	Messaufbau . . . . .	73
3.6.2	Mess-Konfigurationen . . . . .	74
3.6.3	Ergebnisse der Messung . . . . .	76
3.7	Vergleich Messung-Simulation . . . . .	77
3.7.1	Simulationsmodell . . . . .	78
3.7.2	Ergebnisse . . . . .	78
<b>4</b>	<b>Fazit und Ausblick</b>	<b>81</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>83</b>
<b>A</b>	<b>Datenblätter</b>	<b>87</b>

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Geräuschemission eines Schienenfahrzeuges und dessen Komponenten als Vorbeifahrt-Mittelungspegel und Funktion der Fahrgeschwindigkeit [K <sup>+</sup> 06]	14
2.2	Schallabstrahlende Komponenten im Rad/Schiene-Bereich [K <sup>+</sup> 06]	15
2.3	Radrauheitsprofile gemessen an (a) einem Rad mit Klotzbremsen und (b) einem ungebremsten Rad [Tho09]	17
2.4	Geräuschemission als Funktion der Geschwindigkeit [Tho09]	17
2.5	Zunahme des A-bewerteten Schallpegels vorbeifahrender Züge in 25 m Entfernung auf verriffeltem und riffelfreiem Gleis in Abhängigkeit von der Riffeltiefe [WHDW04]	18
2.6	Verriffelte Schiene (a) mit Messung des Rauheitsprofils (b) [Tho09]	18
2.7	Abhängigkeit des angeregten Frequenzbereiches von der Zeitdauer des Stoßes [K <sup>+</sup> 06]	19
2.8	Schallanregung beim Bogenlauf eines Radsatzes [K <sup>+</sup> 06]	20
2.9	Spektren für Rollgeräusch und Kurvenquietschen der Vorbeifahrt einer U-Bahn (ohne Quietschen) und einer Straßenbahn (mit Quietschen) [K <sup>+</sup> 06]	21
2.10	Querschnitt eines UIC 920 mm Güterwagen-Rades, übersetzt aus [Tho09]	22
2.11	Schwingungsformen eines Rades [Tho09]	23
2.12	FEM-Simulation der Schwingungsmoden eines Siemens SF300 Rades	23
2.13	Messung der axialen Vibrationen eines British Rail ‚Commonwealth‘ 1,06 m Durchmesser Rades (a) auf der Radscheibe (b) auf dem Radreifen [Tho91]	24
2.14	Aufbau zur Messung der Abstrahlcharakteristik eines Rades, übersetzt aus [Tho09]	25
2.15	Abstrahlcharakteristik radialer Moden eines Niederlande Spoorwegen Intercity Rades mit 920 mm Durchmesser [Tho09]	26
2.16	Abstrahlcharakteristik axialer Moden mit einem Knotenkreis eines Niederlande Spoorwegen Intercity Rades mit 920 mm Durchmesser [Tho09]	26
2.17	Typischer Gleisaufbau mit Schotterbett, übersetzt aus [Tho09]	27
2.18	Vertikale Mobilität einer Schiene auf Zweiblock-Schwellen aus Beton mit steifen Zwischenlagern [Tho09]	28
2.19	Laterale Mobilität einer Schiene auf Zweiblock-Schwellen aus Beton mit steifen Zwischenlagern [Tho09]	28
2.20	Vertikale Mobilität einer Schiene auf Zweiblock-Schwellen aus Beton mit Zwischenlagern geringer Steifigkeit [Tho09]	29
2.21	Einfluss der Zwischenlager-Steifigkeit auf die Koppelung zwischen Schiene und Schwelle und auf die Bedämpfung der Schiene, übersetzt aus [Tho09]	30
2.22	Messungen der Schienen-Abklingraten auf verschiedenen Oberbauten [Tho09]	30

2.23	Abstrahlcharakteristik einer vertikal angeregten Schiene [Tho09] . . . . .	31
2.24	Abstrahlcharakteristik einer lateral angeregten Schiene [Tho09] . . . . .	31
2.25	Schalldruckpegel über die Distanz entlang der Schiene ausgehend vom Anregungspunkt [Tho09] . . . . .	32
2.26	A-bewerteter Schalldruckpegel über die Zeit der Vorbeifahrt eines ICE1 bei einer Geschwindigkeit von 250 km/h [WHDW04] . . . . .	33
2.27	(a) Frequenzspektren von British Rail MK III Wagen bei 145 km/h auf sehr glatten bis rauen Gleisen in 2 m Entfernung; (b) dazugehörige Schienenrauheitsspektren [Tho09] . . . . .	35
2.28	(a) Frequenzspektren von Nederlandse Spoorwegen Intercity Wagen bei 120 km/h in 1 m Abstand; (b) dazugehörige Radrauheitsspektren [Tho09] . . . . .	36
2.29	Frequenzspektren von Zügen mit Commonwealth Rädern und Grauguss-Klotzbremsen in 7,5 m Abstand auf (a) glatten Schienen, (b) verriffelten Schienen [Tho09] . . . . .	36
2.30	Frequenzspektren von TGV-Duplex in 25 m Abstand [Tho09] . . . . .	37
2.31	Durch TWINS berechnete Schalldruckpegel eines Güterwagens bei 100 km/h mit Anteilen von Rad, Schiene und Schwelle [Tho09] . . . . .	37
2.32	Theoretisches Modell von TWINS für Rollgeräusche [THV96] . . . . .	38
2.33	Theoretisches Modell der Rad/Schiene-Interaktion; übersetzt aus [THV96] . . . . .	39
2.34	Modelle für die Schienen-Vibration: (a) durchgehend gestützter Balken; (b) periodisch gestützter Balken; (c) durchgehend gestützter Balken mit Deformation des Schienenquerschnitts, übersetzt aus [THV96] . . . . .	40
2.35	Durch TWINS berechnetes Geräusch verglichen mit dem gemessenen Geräusch von 25 Messungen aus dem Jahr 1992 [Tho09] . . . . .	41
2.36	(a) Berechnete Spektren minus der gemessenen, gemittelt über alle 25 Kombinationen aus 1992; (b) Bereich einer Standardabweichung von Rauheitsspektren nominell gleicher Räder und Gleise [Tho09] . . . . .	41
3.1	Schallintensitäten bei Schalleinfall auf ein Bauteil [AT08] . . . . .	44
3.2	Prinzipskizze der Struktur porösen Absorbermaterials [Moe12] . . . . .	45
3.3	Helmholtzresonator (schematisch) [Mec94] . . . . .	46
3.4	Helmholtz-Resonanz-Absorber mit Strömungswiderstand im Hohlraum (a), vor der Lochplatte (b) und hinter der Lochplatte (c); modifiziert aus [Fuc10] . . . . .	46
3.5	Plattenabsorber [Fuc10] . . . . .	47
3.6	Verbundplatten-Resonator [Fuc10] . . . . .	48
3.7	Mikroperforierter Absorber MPA: (a) Draufsicht und Schnitt; (b) Schnellverteilung in großen (links) bzw. kleinen Löchern oder Schlitzen (rechts) [Fuc10] . . . . .	49
3.8	Prinzipskizze einer Drehgestellschürze-Niedrigstschallschirm-Kombination, übersetzt aus [Tho09] . . . . .	50
3.9	Drehgestellschürzen und Niedrigstschallschirme am Test-Zug der British Rail, modifiziert aus [JHJW96] . . . . .	51
3.10	Radschürzen am Güterwagen der ARGE LNT [Hec03] . . . . .	52
3.11	Mess- und Modellaufbau zur Untersuchung von Schürze-Schallschirm-Kombinationen an einem 1:4 Modell einer BR185 Lokomotive [Fri03] . . . . .	53

3.12	In der Dissertation von K. Johannsen verwendete Geometrien von Schürze (A) und Schirm (B) [Joh05] . . . . .	53
3.13	Regina 250 Test-Zug mit und ohne Drehgestellschürze [CF11] . . . . .	54
3.14	Plot einer Mikrofon-Array-Messung des Regina 250 bei 275 km/h; oben mit Schürze am führenden Drehgestell, unten ohne Schürze [CF11] . . . . .	54
3.15	Platte aus Steinwolle [Kna] . . . . .	57
3.16	Polyester-Vlies . . . . .	58
3.17	Melaminharz-Schaumstoff mit geprägter Oberfläche . . . . .	58
3.18	Geschlossenzelliger Polyethylen-Schaumstoff D2600 . . . . .	59
3.19	Im Hallraum gemessener Schallabsorptionsgrad von Cellofoam D2600 und Polyestervlies Caruso Iso-Bond WLG35, die Werte sind aus Datenblättern der Hersteller entnommen . . . . .	59
3.20	Absorbierender LWRT-Faserverbundwerkstoff [PUR13] . . . . .	60
3.21	Schallabsorptionsgrad eines 7 mm LWRT-Paneels: (a) beide Seiten gemessen in Alpha-Kabine, direkt auf schallhartem Boden liegend; (b) gemessen im Hallraum, Paneel in einem Abstand zum schallharten Boden befestigt [PUR13] . . . . .	60
3.22	Eaos-Güterwagen der Steiermärkischen Landesbahnen . . . . .	62
3.23	Eaos-Güterwagen Abmessungen [SBB] . . . . .	62
3.24	Statische Bezugslinie GIS1 des unteren Bereichs der Begrenzungslinie G1 mit eingezeichneten Abmessungen von seitlichen Schürzen an einem Eaos Güterwagen [DIN10a] . . . . .	63
3.25	Schrägansicht vom Drehgestellbereich des ÖBB Railjet . . . . .	64
3.26	Detailansicht des Rades in extremer Position . . . . .	65
3.27	Querschnitt des Drehgestells in extremer Position . . . . .	65
3.28	Empfängerpositionen bei Simulation einer Vorbeifahrt mit ProgNoise [Rol05] . . . . .	67
3.29	Schallquelle auf dem Dach mit Abschirmung durch Dachkante [Rol05] . . . . .	69
3.30	Spiegelschallquelle (SQ) zur Berechnung des vom Boden reflektierten Schallpegels [Rol05] . . . . .	69
3.31	In ProgNoise erstelltes Modell von zwei Eaos-Güterwagen mit seitlich angebrachten Schürzen . . . . .	70
3.32	Frequenzspektren unterschiedlicher Konfigurationen an einem Empfänger auf Höhe eines Drehgestells bei 100 km/h Vorbeifahr-Geschwindigkeit . . . . .	72
3.33	Messaufbau: Positionen der Messmikrofone und Normschallquelle . . . . .	74
3.34	Absorptionsmaterial am Unterboden des Eaos-Güterwagens . . . . .	75
3.35	Am Güterwagen seitlich angebrachtes Absorptionsmaterial . . . . .	75
3.36	Halbierte Schürzen und Normschallquelle in Position 1 . . . . .	76
3.37	Terzspektren der 4 Konfigurationen bei Quellenposition 1 und Mikrofonposition 1 . . . . .	77
3.38	In ProgNoise erstelltes Modell von zwei Eaos-Güterwagen mit Schürze und Normschallquelle am rechts platzierten Wagen . . . . .	78
3.39	Terzspektren der vier gemessenen und simulierten Konfigurationen bei Mikrofonposition 1 . . . . .	79

# Tabellenverzeichnis

1.1	Vergleich von Grenzwerten für Neufahrzeuge der derzeit gültigen CR NOI TSI 2011/229/EU mit den überarbeiteten Grenzwerten des Final Draft 2.0 der NOI TSI vom Juli 2013 . . . . .	12
3.1	Anforderungen an die Medienbeständigkeit von Absorptionsmaterialien im Drehgestellbereich von Schienenfahrzeugen . . . . .	55
3.2	In EN 45545-2 [Eur13a] definierte Brandschutz-Grenzwerte der Gefährdungsstufen HL1, HL2 und HL3 des Anforderungssatzes R7 . . . . .	56
3.3	Absorptions- und Diffusitätsgrade der Oberflächen des Simulationsmodells .	70
3.4	Schalleistungspegel, Abklingrate und Bündelungsgrad der Schallquellen im Simulationsmodell . . . . .	71
3.5	A-bewerteter äquivalenter Dauerschallpegel der simulierten Vorbeifahrt von zwei Eaos-Güterwagen auf Schotteroberbau in unterschiedlicher Konfiguration	72
3.6	A-bewerteter äquivalenter Dauerschallpegel der simulierten Vorbeifahrt von zwei Eaos-Güterwagen auf fester Fahrbahn in unterschiedlicher Konfiguration	73
3.7	A-bewerteter äquivalenter Dauerschalldruckpegel der Messung an einem Eaos-Güterwagen in unterschiedlicher Konfiguration . . . . .	76
3.8	A-bewerteter äquivalenter Dauerschalldruckpegel von Messung und Simulation an einem Eaos-Güterwagen in unterschiedlicher Konfiguration . . . . .	79

# Kapitel 1

## Einleitung

### 1.1 Motivation

Schienenverkehrslärm stellt für einen erheblichen Teil der Bevölkerung ein großes Problem dar. Besonders im Umfeld stark frequentierter Strecken des Fern-, Regional- und Güterverkehrs, sowie im Innenstadtbereich durch Nahverkehrszüge, kann dieser Lärm zu Belästigung bis hin zu Gesundheitsschäden führen. Eine weitere Begleiterscheinung ist in vielen Fällen eine wesentliche Wertminderung von Immobilien. Bei einer im Jahr 2011 in Österreich von der Statistik Austria durchgeführten Befragung [Sta13] gaben 40% der Personen an, sich allgemein von Lärm belästigt zu fühlen. Von diesen Personen nannten 61,5% den Verkehr als Hauptverursacher. Unter den Verkehrslärmverursachern hatten Straßen- und Eisenbahnen mit 12,1% im Vergleich zu LKW und Bussen (27,9%), PKW (33,1%) sowie 1-spurigen KFZ (17,5%) einen relativ geringen Anteil, der nur für Fluglärm (9,5%) noch geringer ausfällt. Allerdings nahm die Belastung durch Straßen- und Eisenbahnen im Vergleich zur letzten Befragung von 2007 (9,6%) um etwa ein Viertel zu. Das allgemeine politische Ziel, Güterverkehr von der Straße auf die Schiene zu verlagern, wird diesen Wert weiterhin steigen lassen.

Um ein einheitliches Regelwerk für den europäischen Schienenverkehr zu schaffen, wurden die Technischen Spezifikationen für die Interoperabilität (TSI) von der European Railway Agency zuerst für den Hochgeschwindigkeitsverkehr im Jahr 2002 eingeführt, gefolgt von den Spezifikationen für den konventionellen Schienenverkehr im Jahr 2006. In diesen sind Grenzwerte für die Geräuschemission von neuen, erneuerten oder umgerüsteten Schienenfahrzeugen festgelegt. Die Grenzwerte sind unterteilt in Werte für das Standgeräusch, Anfahrgeräusch, Vorbeifahrgeräusch und dem Innengeräusch im Führerstand. Die Methode der Erhebung des Vorbeifahrgeräusches ist in Kap. 2.4.1 beschrieben.

Bisher gab es eine Trennung in akustische Anforderungen für konventionelle Bahnsysteme bis 200 km/h [Eur11] und Anforderungen für Hochgeschwindigkeitszüge [Eur08]. Diese Spezifikationen befinden sich seit Mai 2011 in Überarbeitung und sollen im Jahr 2014 durch eine neue TSI Lärm, die beide Bereiche zusammenfasst, ersetzt werden. Die Grenzwerte für das Stand-, Anfahr- und Vorbeifahrgeräusch (siehe Tab. 1.1) werden dabei herabgesetzt und deren Bestimmungsmethode überarbeitet, sowie an die aktuellen Normen angepasst [Eur13b]. Weitere Ziele waren eine zusätzliche Herabsetzung der Grenzwerte mittels einer zweiten Stufe, greifend ab dem Jahr 2020, sowie eine Einführung der Parameter Brems-

Typ	Art	Standgeräusch		Anfahrgeräusch		Vorbeifahrgeräusch	
		$L_{pAeq,T}$ in dB		$L_{pAFmax}$ in dB		$L_{pAeq,Tp}$ in dB	
		alt	neu	alt	neu	alt	neu
Elektrolokomotiven	$P < 4500$ kW am Schienenrad	75	70	82	81	85	84
	$P \geq 4500$ kW am Schienenrad			85	84		
Verbrenningslokomotiven	$P < 2000$ kW an der Welle	75	71	86	85	85	85
	$P \geq 2000$ kW an der Welle			89	87		
Elektrotriebzüge		68	65	82	80	81	80
Verbrennungstriebzüge	$P < 500$ kW/Motor (neu: 560 kW/Motor)	73	72	83	82	82	81
	$P \geq 500$ kW/Motor (neu: 560 kW/Motor)			85	83		
Reisezugwagen		65	64	-	-	80	79
Güterwagen	$APL \leq 0,15$ m <sup>-1</sup>			-	-	82	83
	$0,15$ m <sup>-1</sup> < $APL \leq 0,275$ m <sup>-1</sup>	65	65	-	-	83	(APL=0,225)
	$APL \geq 0,275$ m <sup>-1</sup>			-	-	85	

Tabelle 1.1: Vergleich von Grenzwerten der derzeit gültigen CR NOI TSI 2011/229/EU mit den überarbeiteten Grenzwerten des Final Draft 2.0 der NOI TSI vom Juli 2013; Grenzwerte des Vorbeifahrgeräusches für 80 km/h; APL = Anzahl der Achsen geteilt durch die Länge über Puffer

geräusch und Kurvenquietschen. Hier konnte aber keine Einigung unter den Mitgliedern der Arbeitsgruppe TSI Lärm erzielt werden. Auch die neu bestimmten Grenzwerte wurden vom Umweltbundesamt Deutschland als nicht zufriedenstellend hinsichtlich der langen Nutzungsdauer von Schienenfahrzeugen kritisiert. [RWLG13]

Eine Abschaffung des Schienenbonus, der für den Schienenverkehr gegenüber dem Straßenverkehr einen 5 dB Bonus bei den Grenzwerten für die Schallimmission vorsieht, wird ebenfalls immer wieder thematisiert. In Deutschland wurde dies im April 2013 beschlossen und tritt im Jahr 2015 in Kraft, mit einer Übergangsfrist bis 2019 für Stadt- und Straßenbahnen [Bun13]. In Österreich gilt der Schienenbonus nach wie vor. Allerdings kommt eine verfassungs- und verwaltungsrechtliche Beurteilung vom Mai 2012 [RS12] zu dem Schluss, dass aus den geänderten faktischen und rechtlichen Tatsachen seit Inkrafttreten der Schienenverkehrslärm-Immissionsschutzverordnung im Jahr 1993, eine Besserstellung des Schienenverkehrs durch den Schienenbonus als „potentiell gleichheitswidrig“ gewertet werden muss und unterschiedliche Grenzwerte für Schienen- und Straßenverkehr ohne neue wissenschaftliche Studien „kaum zu rechtfertigen“ seien.

Ein weiterer Anreiz, die Lärmemission von Schienenfahrzeugen zu reduzieren, wird durch die Einführung von lärmabhängigen Trassenpreisen geschaffen. Seit dem 1. Juni 2013 ist im Netz der Deutschen Bahn das lärmabhängige Trassenpreissystem (LaTPS) für Güterverkehr in Kraft getreten [DB 13]. Dabei wird für laute Güterzüge ein Zuschlag von 1% auf den Trassenpreis eingehoben. Ein Güterzug gilt nur dann als leise, wenn mindestens 80% der Güterwagen die den Zug bilden den Lärmspezifikationen der TSI entsprechen. Dieser Grenzwert soll stufenweise auf 100% erhöht werden. Der Zuschlag steigt zum 1. Juni 2014 auf 1,5% an und soll in den kommenden Jahren sukzessive angehoben werden. Mit den Einnahmen aus dem LaTPS wird die Umrüstung der klotzgebremsten Güterwagen von Graugussbremssohlen zu Verbundstoffbremssohlen gefördert. Damit kann eine erhebliche Reduzierung des Rollgeräusches erreicht werden (siehe Kap. 2.1.1).

Durch diese Maßnahmen wird eine ständige Weiterentwicklung der Schienenfahrzeuge bezüglich ihrer Geräuschemissionen gefördert, damit die Bahn auch zukünftig ihrer Rolle als umweltfreundliches Verkehrsmittel gerecht werden kann.

## 1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, Möglichkeiten der Anwendung von Luftschallabsorbern im Bereich des Drehgestells hinsichtlich des vorhandenen Bauraumes und dem Lichtraumprofil zu erarbeiten, sowie geeignete Materialien für den Außenbereich von Schienenfahrzeugen, in Anbetracht der Umwelteinflüsse sowie anderer Erschwernisse (Steinschlag, Medienbeständigkeit, Brandschutz), zu finden. Die Auswirkung der Luftschallabsorption auf das Vorbeifahrgeräusch soll mittels Simulation und Messung beurteilt werden. Des Weiteren sollen die Theorie der Geräuschenstehung bei Schienenfahrzeugen, die Simulation derselben sowie die Grundlagen von Schallabsorptionsmechanismen beschrieben werden.

## 1.3 Gliederung

In **Kapitel 2** werden die Ursachen für die Anregung von Vibrationen im Rad/Schiene-Kontaktbereich erläutert. Die Eigenschaften der Schallquellen Rad und Schiene werden beschrieben. Methoden der Messung des Vorbeifahrgeräusches werden gezeigt und dessen Frequenzspektrum erklärt. Zuletzt erfolgt eine Einführung in das TWINS Modell zur Berechnung der Schwingungsanregung.

**Kapitel 3** befasst sich mit der Anwendung von Luftschallabsorption an Schienenfahrzeugen. Beginnend mit einer Beschreibung der Wirkprinzipien unterschiedlicher Arten von Luftschallabsorbern, folgt eine Erläuterung möglicher Anwendungen an Schienenfahrzeugen anhand veröffentlichter Arbeiten. Absorptionsmaterialien werden mittels aufgestellter Kriterien verglichen und deren Eignung bewertet. Danach wird der mögliche Bauraum eines Güterwagens für Absorptions-Maßnahmen untersucht und die Situation bei einem Reisezugwagen dargestellt. Abschließend erfolgt eine Simulation und Messung um die Wirksamkeit von schallabsorbierenden Maßnahmen zu prüfen. Die Ergebnisse von Messung und Simulation werden miteinander verglichen.

**Kapitel 4** enthält eine Zusammenfassung der Erkenntnisse dieser Arbeit, sowie einen Ausblick auf die mögliche weitere Entwicklung.

## Kapitel 2

# Schallanregung und Geräuschemission

Die Luftschallemission von Schienenfahrzeugen wird hauptsächlich durch das Rollgeräusch bestimmt. Andere Ursachen kommen in wesentlichem Ausmaß nur bei geringen Geschwindigkeiten (unter 60 km/h) in Form von Aggregatgeräuschen (Motoren, Getriebe, Lüfter, Klimaanlage u. a.) und hohen Geschwindigkeiten (über 250 km/h) als aerodynamische Geräusche zum Tragen (siehe Abb. 2.1).

In diesem Kapitel werden zuerst die Anregungsursachen im Rad/Schiene-Kontaktbereich erläutert, darauf folgt eine Beschreibung der Schallquellen Rad und Schiene. Pegel und Spektrum der Vorbeifahrt eines Schienenfahrzeuges werden beschrieben und deren Messung erklärt. Den Abschluss bildet eine Einführung in das TWINS Modell zur Berechnung der Schallemission.

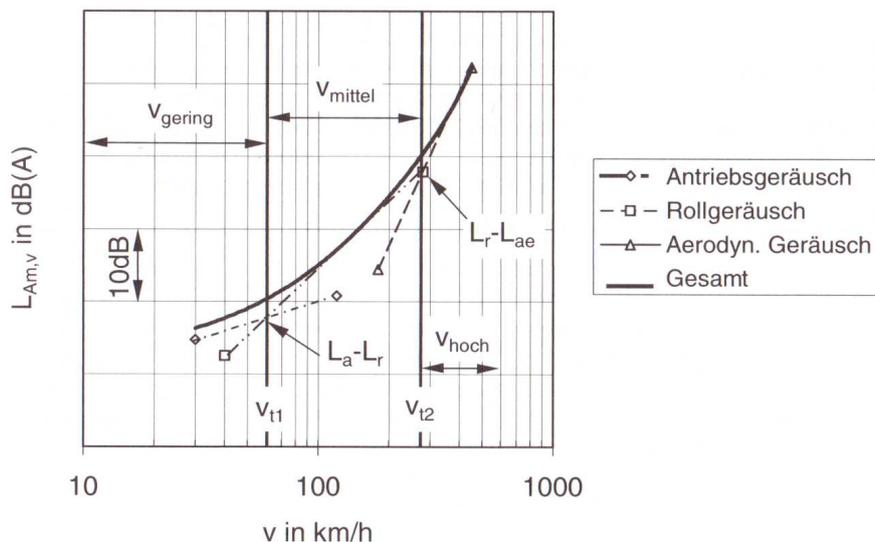


Abbildung 2.1: Geräuschemission eines Schienenfahrzeuges und dessen Komponenten als Vorbeifahrt-Mittelungspegel und Funktion der Fahrgeschwindigkeit [K<sup>+</sup>06]

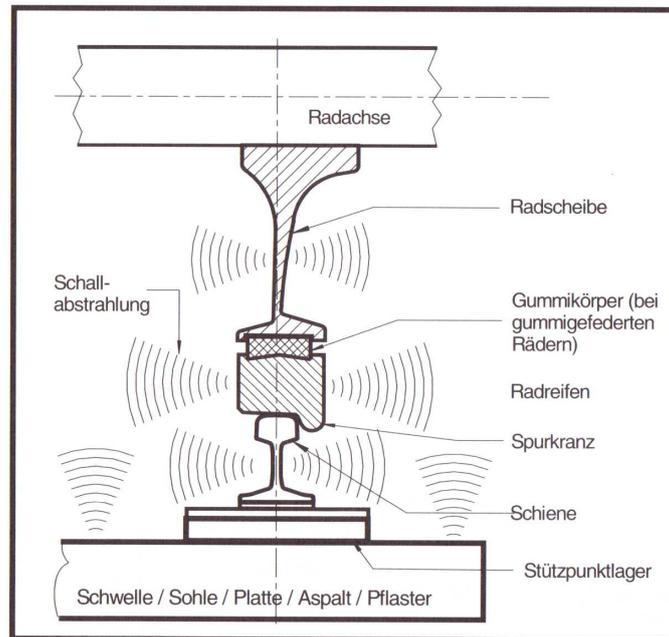


Abbildung 2.2: Schallabstrahlende Komponenten im Rad/Schiene-Bereich [K<sup>+</sup>06]

## 2.1 Anregungsursachen

Der Rad/Schiene-Kontakt bewirkt eine Körperschallanregung, die den gesamten für Menschen wahrnehmbaren Frequenzbereich von 20 Hz bis 20 kHz betrifft. Dieser Körperschall wird durch vibrierende Oberflächen der in Abb. 2.2 gezeigten Komponenten als Luftschall abgestrahlt. Neben Rollgeräuschen entstehen auch Stoßgeräusche, verursacht durch Stoßstellen auf Schienen, und Kurvengeräusche, wie etwa Kurvenquietschen. [K<sup>+</sup>06]

### 2.1.1 Rollgeräusche

Einfluss auf das Rollgeräusch hat [WHDW04]:

- Die Fahrgeschwindigkeit,
- die Zuglänge,
- die Bremsbauart (Klotz- oder Scheibenbremse, beeinflusst die Rauheit der Radlauf-  
fläche),
- besondere schallmindernde Maßnahmen am Fahrzeug,
- der Fahrflächenzustand von Schienen- und Radlauf-  
flächen,
- die Art des Oberbaus,
- Besonderheiten am Fahrweg (Brücken, Bahnübergänge, ...).

Mit Erhöhung der Geschwindigkeit erhöht sich das Rollgeräusch proportional zum Logarithmus der Geschwindigkeit [WHDW04]:

$$L_v = L_{\text{mess}} + k \cdot \log\left(\frac{v}{v_{\text{mess}}}\right) \quad [\text{dB}] \quad (2.1)$$

$L_v \dots$	Vorbeifahrpegel bei Geschwindigkeit $v$
$L_{\text{mess}} \dots$	gemessener Vorbeifahrpegel bei Geschwindigkeit $v_{\text{mess}}$
$k \dots$	Geschwindigkeitsexponent

Der Wert für den Geschwindigkeitsexponent  $k$  beträgt für die Berechnung mittlerer Vorbeifahrpegel  $k = 30$  und wurde durch umfangreiche Messungen an verschiedenen Schienenfahrzeugtypen in einem Geschwindigkeitsbereich von 30 km/h bis 300 km/h bestimmt [WHDW04].

Am meisten beeinflusst wird das Rollgeräusch durch den Zustand der Oberflächen von Rad und Schiene. Unebenheiten in Form von Rad- und Schienenriffeln<sup>1</sup> führen zu einer deutlichen Anhebung der Schallemission. Weist eine Oberfläche eine Unebenheit der Wellenlänge  $\lambda$  auf und wird mit einer Geschwindigkeit  $v$  befahren, entsteht eine sinusförmige Vibration der Frequenz:

$$f = \frac{v}{\lambda} \quad [\text{Hz}] \quad (2.2)$$

Diese Frequenz wird als Körperschall übertragen und von den vibrierenden Oberflächen als Luftschall abgestrahlt [Tho09]. Den größten Beitrag zur Schallabstrahlung leisten dabei BiegeWellen auf Stäben (Schienen) und Platten (Räder, Bremscheiben, Schwellen), da ihre Bewegung an der Oberfläche senkrecht zur Ausbreitungsrichtung stattfindet [K<sup>+</sup>06].

Die Wellenlänge der Rauheiten, die einen wesentlichen Einfluss auf das Rollgeräusch haben, betragen 5 bis 500 mm. Die Amplituden bewegen sich im Mikrometerbereich, mit zweistelligen Werten für große Wellenlängen und weniger als einem Mikrometer für kurze Wellenlängen. Die Amplituden betragen also lediglich das  $10^{-4}$ -fache der Wellenlängen und sind mit dem Auge von einer glatten Oberfläche nicht zu unterscheiden. [Tho09]

Zur Entstehung von Schienen- und Radriffeln gibt es bis dato noch keine allgemein anerkannte Theorie [K<sup>+</sup>06]. Allerdings kann man eine Einflussnahme der Bremsbauart auf eine Form der Radriffeln (siehe Abb. 2.3) eindeutig nachweisen. Schienenfahrzeuge mit Grauguss-Klotzbremsen haben gegenüber vergleichbaren Fahrzeugen mit Scheibenbremsen ein 8 bis 10 dB höheres A-bewertetes<sup>2</sup> Rollgeräusch bei gleicher Geschwindigkeit im Abstand von 25 m (siehe Abb. 2.4). Durch Verwendung von modernen Bremsklotzsohlen aus Verbundstoff sind jedoch auch für Klotzbremsen ähnliche Verriffelungs-Werte der Räder möglich wie für Scheibenbremsen. [Tho09]

Schienenriffeln können einen noch höheren Einfluss auf die Schallemission haben. Verglichen mit glatten Schienen führen verriffelte Schienen zu einer Erhöhung der Schallemission von bis zu 10 dB für Fahrzeuge mit Grauguss-Klotzbremsen. Bei scheibengebremsten Fahrzeugen, die auf glatten Schienen geringere Emissionen haben, kann die Erhöhung sogar 20 dB betragen. [Tho09]

<sup>1</sup>Periodisch wiederkehrende Vertiefungen der Rad- und Schienenlaufflächen.

<sup>2</sup>Frequenzfilter zur Anpassung des Schalldruckpegels an den Frequenzgang des menschlichen Gehörs.

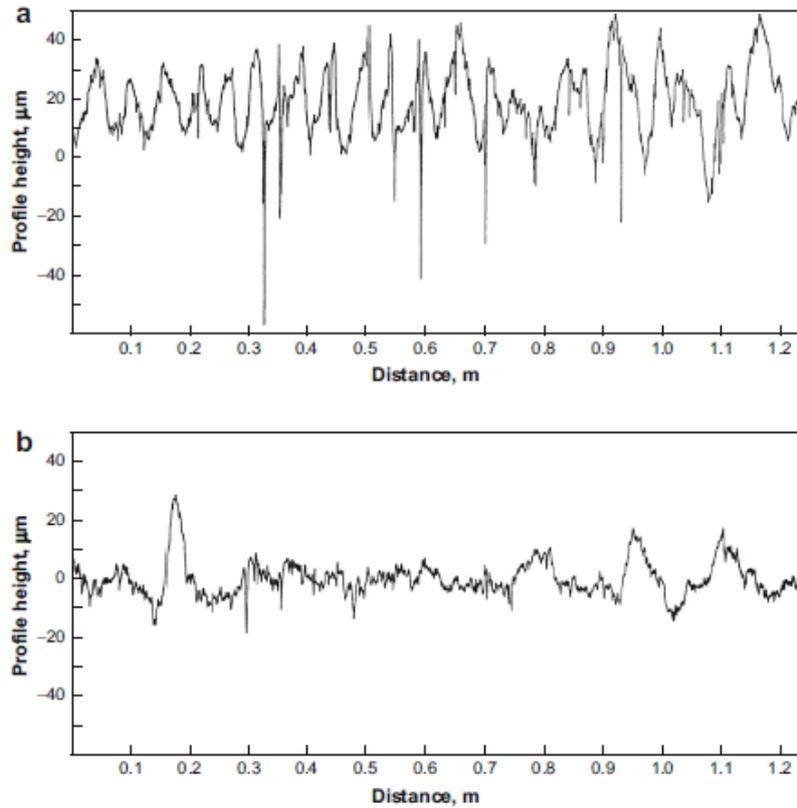


Abbildung 2.3: Radrauheitsprofile gemessen an (a) einem Rad mit Klotzbremse und (b) einem ungebremsten Rad [Tho9]

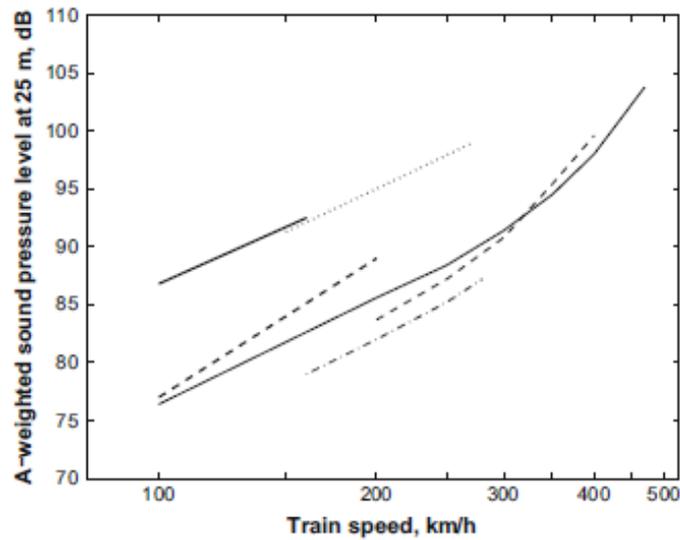


Abbildung 2.4: Geräuschemission als Funktion der Geschwindigkeit; Klotzgebremste Fahrzeuge: —, BR Mk II Wagen; ···, TGV-PSE. Scheibengebremste Fahrzeuge: ---, BR Mk III Wagen; —, TGV-A, Duplex und Thalys; ---, ICE/V; -·-·, Talgo (Trommelbremsen und nur eine Achse zwischen den Wagenkästen) [Tho9]

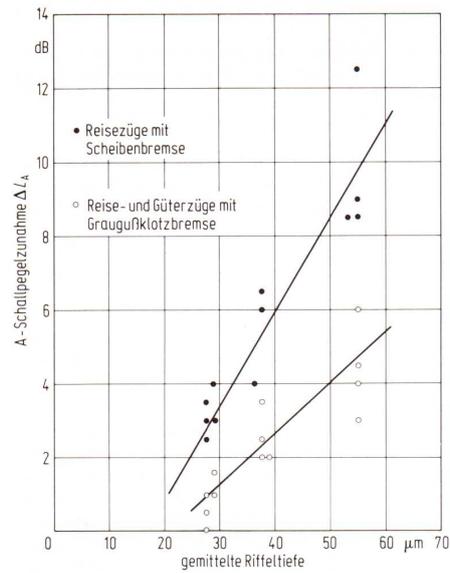


Abbildung 2.5: Zunahme des A-bewerteten Schallpegels vorbeifahrender Züge in 25 m Entfernung auf verriffeltem und riffelfreiem Gleis in Abhängigkeit von der Riffeltiefe [WHDW04]

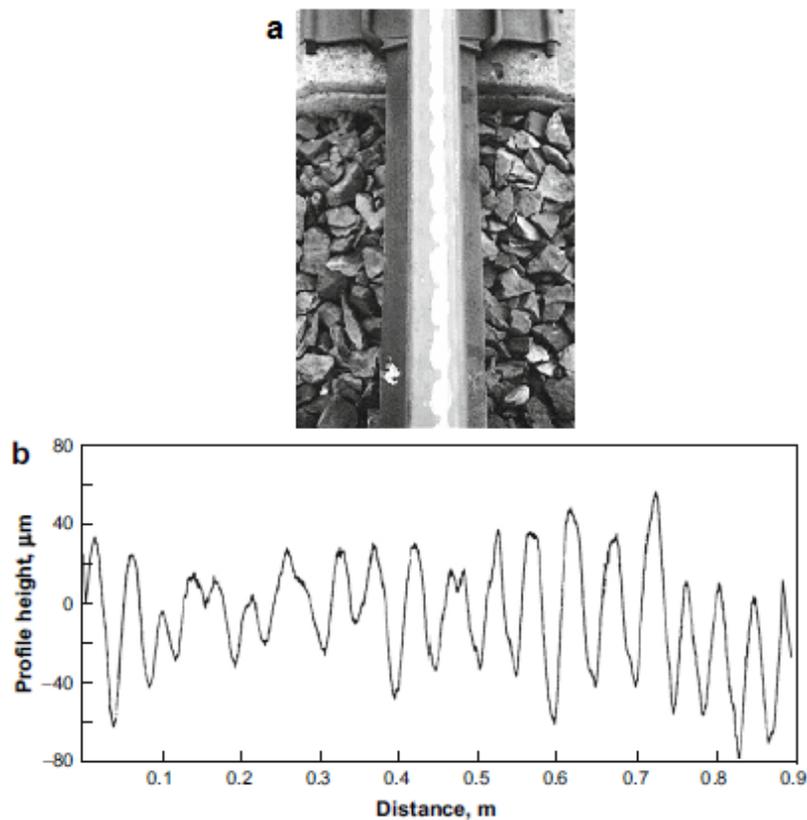


Abbildung 2.6: Verriffelte Schiene (a) mit Messung des Rauheitsprofils (b) [Tho09]

Auch riffelfreie Räder und Schienen zeigen stochastische Abweichungen von einer ideal glatten Oberfläche, die zur Geräusentstehung beitragen. Zusätzlich wird durch elastische Verformung von Rad und Schiene in der 1 bis 2 cm großen, sich laufend verändernden, Kontaktzone Körperschall angeregt. Aufgrund der hohen Flächenpressung in dieser Zone werden jedoch auch Rauheiten geglättet. [K<sup>+</sup>06]

### 2.1.2 Stoßgeräusche

Stoßgeräusche entstehen durch kurzzeitige vertikale Bewegungen, in der Regel verbunden mit einem Kontaktverlust zwischen Rad und Schiene. Diese werden dabei durch kurzzeitige große Kräfte im Rad-Schiene-Kontaktbereich zu Körperschall angeregt und strahlen Luftschall ab. Eine früher häufige Quelle solcher Geräusche waren Stoßstellen zwischen den nur verlaschten Schienenlängen, heutzutage durch Verschweißen der Schienen großteils eliminiert. Stoßstellen treten aber noch immer auf bei: [K<sup>+</sup>06]

- Herzstücken in Weichen (Herzstücklücken)
- Isolierstößen
- schlechten Schweißverbindungen
- Flachstellen und Auffahrungen
- Ausbröckelungen an den Rad- und Schienenauflflächen
- Schienenriffeln

Abhängig von der ‚Härte‘ des Stoßes werden in einem unterschiedlich breiten Frequenzbereich die Eigenfrequenzen von Komponenten angeregt (siehe Abb. 2.7). Außerdem entsteht bei sich wiederholenden Stößen eine Anregung des Körperschalls bei der Stoßfrequenz. Diese kann wie in Formel 2.2 berechnet werden, wobei die Wellenlänge durch den Abstand der Stoßstellen in m ersetzt wird. [K<sup>+</sup>06]

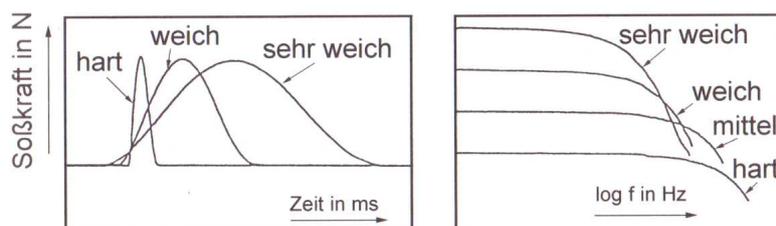


Abbildung 2.7: Abhängigkeit des angeregten Frequenzbereiches von der Zeitdauer des Stoßes [K<sup>+</sup>06]

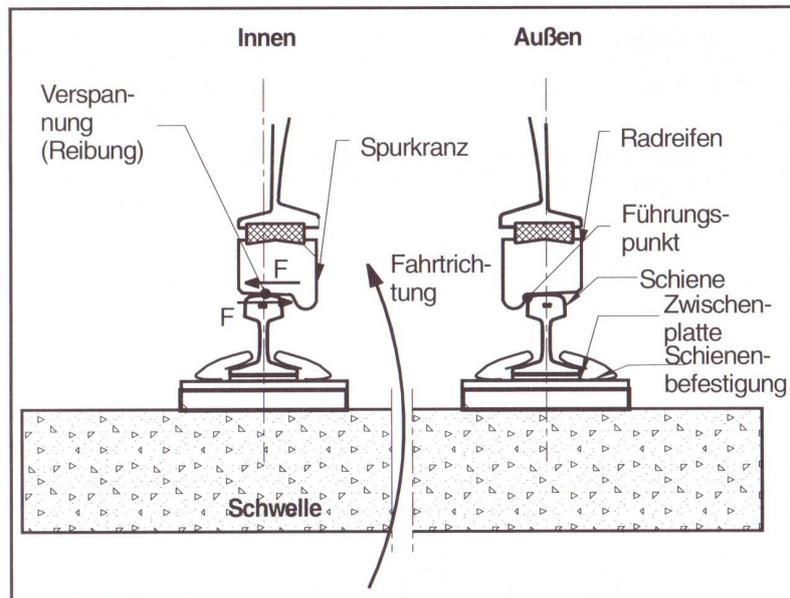
### 2.1.3 Kurvengeräusche

Kurvengeräusche werden durch folgende Mechanismen angeregt [K<sup>+</sup>06]:

- Spurkranzanlaufen (aufgrund Reibung zwischen Spurkranz und Schienenkopf, erzeugt breitbandige hochfrequente Zischgeräusche)

- Schlupf (durch unterschiedliche Kurvenradien auf der Innen- und Außenschiene, nur bei mechanischer Kopplung der beiden Räder eines Radsatzes, erzeugt hochfrequente Geräusche)
- Riffeln (erzeugt tieffrequente Rumpelgeräusche)
- Stick-slip-Effekte (erzeugt ein tonartiges Geräusch → Kurvenquietschen)

Die größte Bedeutung kommt dem Kurvenquietschen durch stick-slip-Effekte (Ruckgleiten) zu, da die starke Tonalität eine höhere Belästigung verursacht als ein breitbandiges Geräusch gleicher Lautstärke. Kurvenquietschen entsteht durch die Erregung axialer Biegeeigenschaften des Rades, hauptsächlich im Frequenzbereich zwischen 250 Hz und 5 kHz [Tho09]. Beim Bogenlauf eines Radsatzes wird das führende außenliegende Rad durch den anlaufenden Spurkranz zwangsgeführt, das innenliegende ist ohne Führung. Dort kommt es durch die Querbewegung zu Reibungskräften zwischen den Rad- und Schienenlaufflächen. Diese Kräfte verursachen eine kraftschlüssige Verspannung zwischen Rad und Schiene, die sich ruckartig durch Übersteigen eines bestimmten Grenzwertes entspannt. Zur ruckartigen Bewegung kommt es durch unterschiedliche Werte für die Haft- und Gleitreibung. Durch periodische Wiederholung dieses Vorganges entsteht eine Erregerfrequenz. Fällt diese in den Bereich einer Biegeeigenfrequenz des Rades, kommt es zu einer Resonanzüberhöhung und Kurvenquietschen wird als Luftschall abgestrahlt. [K+06]



Innenbogen	Außenbogen
- nicht geführt: Reibung in Querrichtung	- geführt
- ruckartige Bewegungen zwischen Rad und Schiene, Schwingungen in Querrichtung	- Spurkranzanlaufen: Reibung in Tangentialrichtung
Einpunktberührung: Nur auf der Lauffläche	Zweipunktberührung: auf der Lauffläche und an dem Spurkranz
⇒ Kurvenquietschen	⇒ Zischen

Abbildung 2.8: Schallanregung beim Bogenlauf eines Radsatzes [K+06]

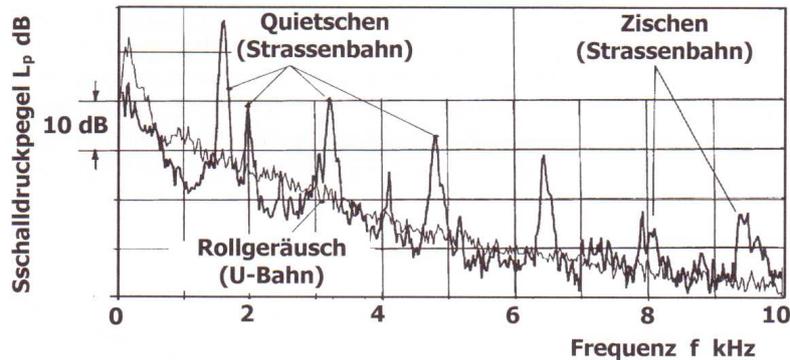


Abbildung 2.9: Spektren für Rollgeräusch und Kurvenquietschen der Vorbeifahrt einer U-Bahn (ohne Quietschen) und einer Straßenbahn (mit Quietschen) [K<sup>+</sup>06]

Die Erregerfrequenz  $f_E$  des Kurvenquietschens kann näherungsweise als Sägezahn-Schwingung modelliert werden [BL82]:

$$f_E = \frac{K \cdot V \cdot \sin \gamma}{2 \cdot F_N (\mu_{r,\max} - \mu_g)} \quad [\text{Hz}] \quad (2.3)$$

$K \dots$	axiale Biegesteifigkeit des Radkranzes bezogen auf die Kontaktzone
$V \dots$	Fahrgeschwindigkeit
$\gamma \dots$	Schräglaufwinkel
$F_N \dots$	Radaufstandskraft
$\mu_{r,\max} \dots$	Haftwertgrenze
$\mu_g \dots$	Gleitreibwert

Am außenliegenden Rad treten durch Spurkranzanlaufen Reibkräfte am Spurkranz-Schiene-Kontakt auf, verursacht durch unterschiedliche Radien aber gleicher Winkelgeschwindigkeit von Lauffläche und Spurkranz des außenliegenden Rades. Die dadurch entstehenden Reibschwingungen sind aber breitbandiger (Zischen), nicht so energiereich und in einem höheren Frequenzbereich angesiedelt (siehe Abb. 2.9). [K<sup>+</sup>06]

Bei Radsätzen mit starrer Achse entsteht durch unterschiedliche Kurvenradien am außen- und innenliegenden Rad und damit unterschiedlicher zurückzulegender Distanz ein längsgerichteter Schlupf an den Rädern. Dieser Schlupf in der Ebene des Rades hat keinen bedeutenden Einfluss auf das Kurvengeräusch, es gibt aber Untersuchungen, wonach dieser Verriffelungen von Rad und Schiene verursacht. [Tho09]

Kurvenquietschen tritt nur in Kurven mit geringem Radius auf. Abhängig vom Drehgestell-Radsatzabstand bzw. dem Radstand bei zweiachsigen Wagen, ergibt sich ein Gleisbogenradius, ab dem bei Unterschreitung Kurvenquietschen auftritt. Nach Rudd [Rud76] gibt es eine Faustformel für den Radius  $R > 100b$  (mit  $b$  als Radstand) ab dem kein Kurvenquietschen mehr auftritt. In der Praxis zeigt sich meistens ab einem Radius von 500 m kein Quietschen mehr, gelegentlich zwischen 200 und 500 m, unter 200 m ist Kurvenquietschen üblich. [Tho09]

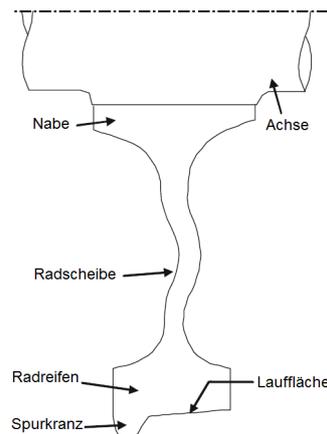


Abbildung 2.10: Querschnitt eines UIC 920 mm Güterwagen-Rades, übersetzt aus [Tho09]

## 2.2 Schallquelle Rad

Abbildung 2.10 zeigt den Querschnitt eines UIC-Standard<sup>3</sup> Güterwagen-Rades mit einem Durchmesser von 0,92 m. Die Lauffläche hat ein definiertes schräges Profil um einen stabilen Lauf zu gewährleisten und grenzt an der Innenseite an den Spurkranz, der vor Entgleisung schützt. Die Kurvenform der Radscheibe erlaubt thermische Expansion während Bremsungen und ist typisch für klotzgebremste Räder. [Tho09]

### 2.2.1 Schwingungsformen des Rades

Aufgrund der axialen Symmetrie des Rades mit Befestigung in dessen Mitte, ähnlich einem Schlagzeug-Becken oder einer Glocke, ist es besonders schwach gedämpft und somit seine Vibrationen stark charakterisiert durch Resonanzen. Die Schwingungsknotenlinien von Rädern werden, wie bei runden Platten, als Knotenkreise und Knotendurchmesser angegeben. Eine Eigenschwingung mit  $n$  Knotendurchmessern und  $m$  Knotenkreisen wird als Mode  $(n, m)$  beschriftet. Abbildung 2.11 zeigt einige Schwingungsformen des Rades in axialer Richtung, quer zur Ebene des Rades, mit  $m = \{0, 1\}$  und  $n = \{0, 1, 2, 3, 4\}$ , sowie radiale Schwingungsformen, in Ebene des Rades, mit  $m = 0$  und  $n = \{0, 1, 2, 3, 4\}$ . Radiale Moden mit  $m > 0$  betreffen keine Frequenzen von Interesse und müssen somit nicht berücksichtigt werden. [Tho09]

Abbildung 2.12 zeigt eine FEM-Simulation der Schwingungsmoden eines Siemens SF 300 Rades. Das Siemens SF 300 Drehgestell ist das Standard-Drehgestell von Reisezugwagen der Österreichischen Bundesbahnen.

Axiale Moden ohne Knotenkreis zeigen eine starke Verformung im Bereich der Lauffläche und treten in hohem Maße bei Kurvenquietschen auf. Durch die axiale Schwingungsrichtung leisten sie aber kaum einen Beitrag zum Rollgeräusch. Den größten Beitrag zum Rollgeräusch liefern die axialen Moden mit einem Knotenkreis und die radialen Moden. Bei diesen beiden Schwingungsformen kommt es zu den größten Kopplungseffekten, wodurch axiale Moden mit einem Knotenkreis ebenfalls radiale Bewegungen beinhalten und

<sup>3</sup>Der internationale Eisenbahnverband Union internationale des chemins de fer (UIC) veröffentlicht u. a. technische Spezifikationen für Komponenten im Schienenverkehr.

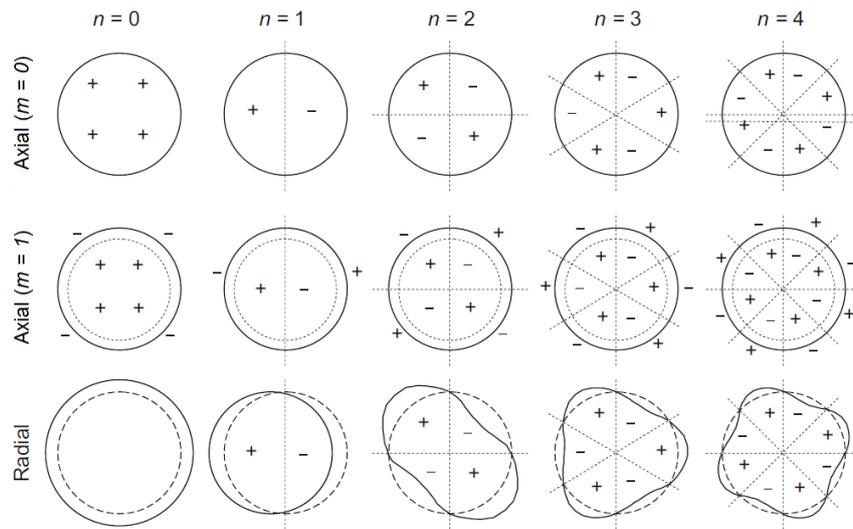


Abbildung 2.11: Schwingungsformen eines Rades, +/- bezeichnen die relative Phase der Bewegung eines Bereiches; —, verformter Umriss; - - -, unverformter Umriss; ····, Schwingungsknotenlinien; modifiziert aus [Tho09]

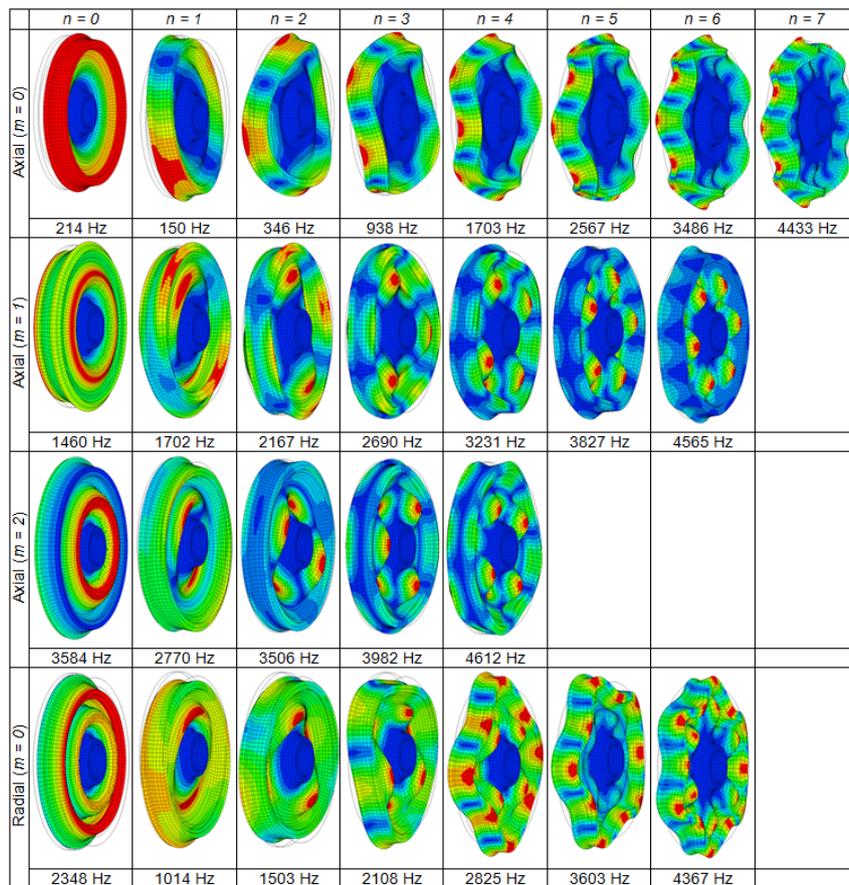


Abbildung 2.12: FEM-Simulation der Schwingungsmoden eines Siemens SF300 Rades

radiale Moden auch axiale Bewegungen. Diese beiden Schwingungsformen zeigen die größten radialen Verformungen an der Lauffläche, welche durch vertikale Kräfte (Rauheit von Rad u. Schiene) leicht angeregt werden können. Durch die ebenfalls großen axialen Verformungen der Radscheibe wird Luftschall gut abgestrahlt. Da scheibengebremste Räder mit gerader Radscheibe im Vergleich zu Rädern mit gekrümmter Radscheibe, wie das UIC Güterwagen-Rad, weit geringere Kopplungseffekte zwischen radialen und axialen Moden zeigen, sind sie meist von vornherein leiser. Die axialen Moden mit zwei Knotenkreisen treten erst bei höheren Frequenzen auf und sind aufgrund sehr geringer radialer Verformungen an der Lauffläche von wenig Belang für das Rollgeräusch. Messungen der axialen Vibrationen von Radscheibe und Radreifen für vier verschiedene Geschwindigkeiten ergeben weit höhere Vibrationen an der Radscheibe (Abb. 2.13, 1,06 m Durchmesser ‚Commonwealth‘ Rad der British Rail). Der Grund dafür liegt in der höheren Anregung der axialen Moden mit einem Knotenkreis und der radialen Moden, die besonders in der axialen Vibration der Radscheibe hervortreten, im Vergleich zu den axialen Moden ohne Knotenkreis, die hauptsächlich an der Lauffläche gemessen werden. Durch die hohen radialen Anteile der axialen Moden mit einem Knotenkreis und der radialen Moden werden hauptsächlich diese durch den Rad/Schiene-Kontakt angeregt und führen zu Vibrationen der Radscheibe, die durch ihre große Fläche Luftschall gut abstrahlt. [Tho09]

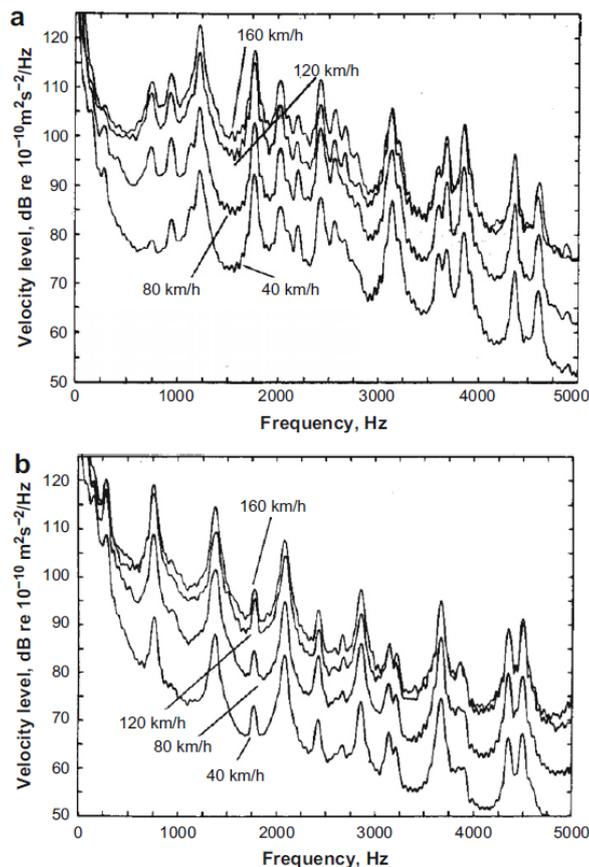


Abbildung 2.13: Messung der axialen Vibrationen eines British Rail ‚Commonwealth‘ 1,06 m Durchmesser Rades (a) auf der Radscheibe (b) auf dem Radreifen [Tho91]

### 2.2.2 Abstrahlcharakteristik des Rades

Abbildung 2.15 u. 2.16 zeigen Messungen der Abstrahlcharakteristik eines Nederlandse Spoorwegen Intercity Rades mit 920 mm Durchmesser. Die Moden des Rades wurden für diese Messung in der Rad/Schiene-Kontaktzone radial angeregt. Abbildung 2.14 zeigt den Messaufbau. Entsprechend diesem kommt die 0°-Richtung in Abbildung 2.15 u. 2.16 der Vorderseite des Rades auf Achsmittle gleich. Winkel größer als 90° beziehen sich auf Richtungen hinter dem Rad. Die Achse verläuft in die 180°-Richtung. Über die Richtungen aufgetragen ist das Bündelungsmaß  $d$  in dB bei Anregung gewisser Moden. [Tho09]

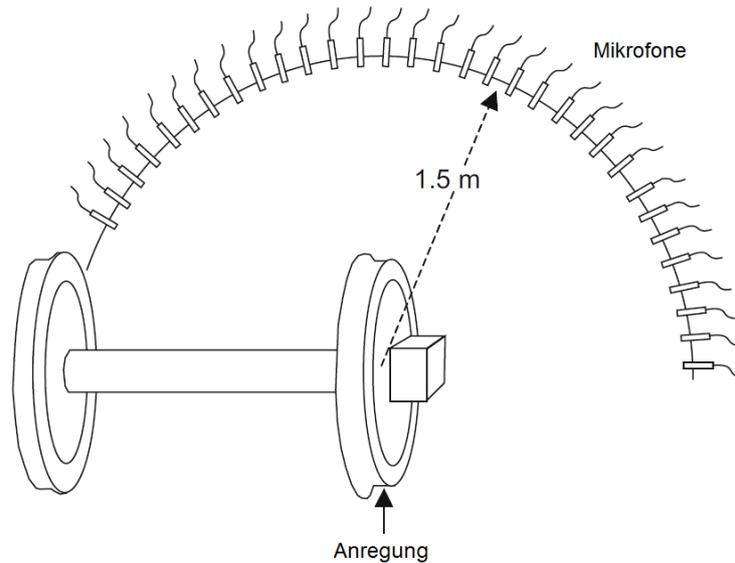


Abbildung 2.14: Aufbau zur Messung der Abstrahlcharakteristik eines Rades, übersetzt aus [Tho09]

Das Bündelungsmaß  $d$  ist der zehnfache dekadische Logarithmus des Bündelungsgrades  $\gamma$ :

$$d = 10 \log \gamma \quad [\text{dB}] \quad (2.4)$$

Der Bündelungsgrad  $\gamma$  ist das Verhältnis der Schalleistung eines Kugelstrahlers nullter Ordnung, dessen Schalldruck dem maximalen Schalldruck des realen Strahlers entspricht, zur Schalleistung des realen Strahlers:

$$\gamma = \frac{P_{\text{Kugel, mit } \tilde{p}_{\text{max}}}}{P_{\text{realerStrahler}}} \quad [\text{dB}] \quad (2.5)$$

Das hier beispielhaft behandelte Rad hat eine nahezu gerade Radscheibe. Axiale und radiale Moden sind somit nicht so gut gekoppelt wie bei einem Standard Güterwagenrad. Für beide Arten von Moden zeigt sich ein Minimum des Schalldrucks zur 0°-Richtung hin, verursacht durch Auslöschungen. Ausgenommen davon ist die  $n = 0$  Mode (hier nicht abgebildet), die bei 0° ein Maximum erlangt. Ansonsten zeigen die radialen Moden keine signifikante Richtcharakteristik, die axialen Moden jedoch einen ca. 10 dB niedrigeren Schalldruck in 90°-Richtung gegenüber der seitlichen Abstrahlung. Für Simulationen wäre

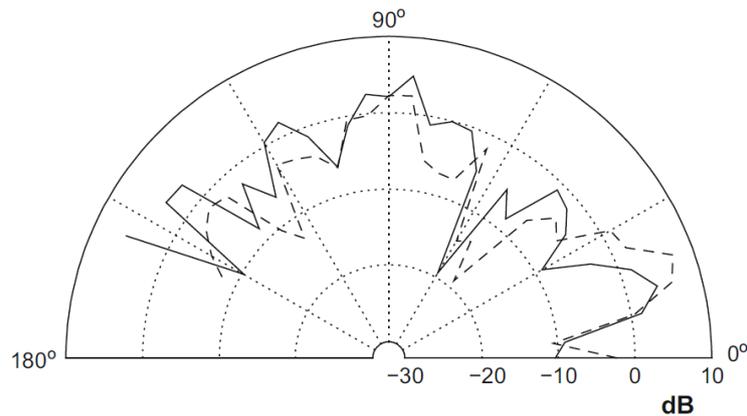


Abbildung 2.15: Abstrahlcharakteristik radialer Moden eines Niederlande Spoorwegen Intercity Rades mit 920 mm Durchmesser; —,  $n = 3$ , 2470 Hz; ---,  $n = 5$ , 4060 Hz [Tho09]

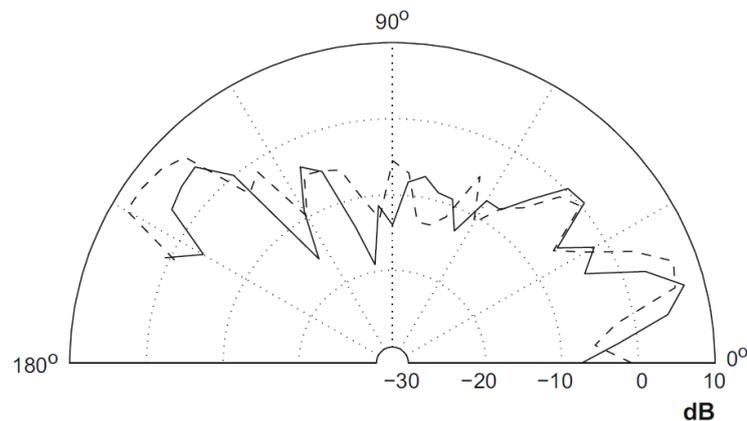


Abbildung 2.16: Abstrahlcharakteristik axialer Moden mit einem Knotenkreis eines Niederlande Spoorwegen Intercity Rades mit 920 mm Durchmesser; —,  $n = 3$ , 2740 Hz; ---,  $n = 5$ , 3850 Hz [Tho09]

es also sinnvoll die radialen Moden als omnidirektionale Quelle zu modellieren, die axialen Moden hingegen als Dipol. Räder mit gekrümmter Radscheibe, deren axiale und radiale Moden eine höhere Kopplung aufweisen, zeigen in Versuchen axial sowie radial eine ähnliche Richtcharakteristik wie in Abb. 2.15. [Tho09]

### 2.3 Schallquelle Gleis

Ein üblicher Gleisaufbau (siehe Abb. 2.17) besteht aus den Schienen, die durch Spannklemmen auf Schwellen aus Beton, Holz oder Stahl gehalten werden. Die Schwellen liegen in einem Gleisbett aus Schotter. Zwischen Schiene und Schwelle befinden sich elastische Zwischenlager zum Schutz der Schwellen vor hohen Stoßlasten. Diese haben aber ebenfalls einen hohen Einfluss auf das Geräuschverhalten der Schiene. Ebenso möglich ist die direk-

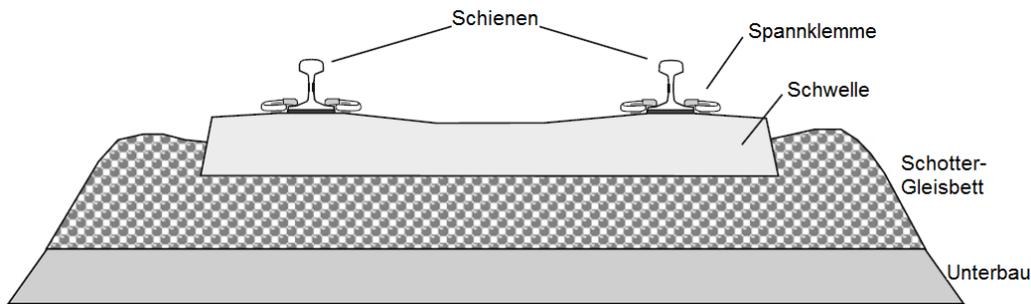


Abbildung 2.17: Typischer Gleisaufbau mit Schotterbett, übersetzt aus [Tho09]

te Befestigung der Schiene auf Beton oder Asphalt, bezeichnet als ‚Feste Fahrbahn‘ und üblicherweise in Verwendung bei Hochgeschwindigkeitszügen, U-Bahnen und Straßenbahnen. [Tho09]

### 2.3.1 Schwingungsformen der Schiene

Bei der Schiene handelt es sich um eine im Grunde unendliche Struktur, die sich wie ein Wellenleiter verhält, mit einer im Vergleich zum Rad weit höheren inneren Dämpfung. Statt ausgeprägter Resonanzen wie beim Rad, existieren in der Schiene für eine Frequenz eine gewisse Anzahl mechanischer Schwingungen. Für tiefe Frequenzen sind das vertikale und laterale Biegewellen, Torsionswellen und Longitudinalwellen. Für hohe Frequenzen treten zusätzliche Wellen auf, die eine Deformation des Schienenquerschnitts verursachen. [Tho09]

Schienen-Impulsantworten gemessen als vertikale mechanische Mobilität zeigen starke Unterschiede zwischen Messungen über einer Schwelle und zwischen Schwellen (siehe Abb. 2.18). Diese entstehen durch die sogenannte ‚pinned-pinned‘-Resonanz, bei der der Abstand zwischen zwei Schwellen einer halben Biegewellenlänge der Schiene entspricht, wodurch sich die Schwingungsknoten bei der Schiene-Schwelle-Verbindung befinden. Diese Frequenz liegt, je nach Schwellenabstand, in vertikaler Richtung bei ca. 1 kHz und verursacht eine Resonanzspitze zwischen den Schwellen und eine Senkung über den Schwellen. In lateraler Richtung gemessen (Abb. 2.19) befindet sich die ‚pinned-pinned‘-Resonanz bei ca. 500 Hz. Abgesehen von dieser Resonanz zeigt eine Schiene aufgrund ihrer unendlichen Struktur eine sehr flache Impulsantwort. [Tho09]

Der Einfluss des elastischen Zwischenlagers ist in Abb. 2.20 ersichtlich. Hier wurde bei der Messung der vertikalen mechanischen Mobilität ein Zwischenlager mit weit geringerer Steifigkeit verwendet ( $1,3 \times 10^9$  N/m in Abb. 2.18,  $2 \times 10^8$  N/m in Abb. 2.20). Die ‚pinned-pinned‘-Resonanz ist hier schwächer, allerdings tritt nun eine breitbandige Erhöhung bei ca. 450 Hz auf, die aufgrund einer Resonanz der Schienenmasse und Zwischenlager-Steifigkeit entsteht. Diese Resonanz liegt für die steiferen Zwischenlager bei ca. 1 kHz und ist deshalb schwer von der ‚pinned-pinned‘-Resonanz zu trennen. Alle Messungen zeigen eine stark bedämpfte Resonanz um 100 Hz bei der die gesamte Schienenmasse auf der Steifigkeit des Schotterbettes schwingt. [Tho09]

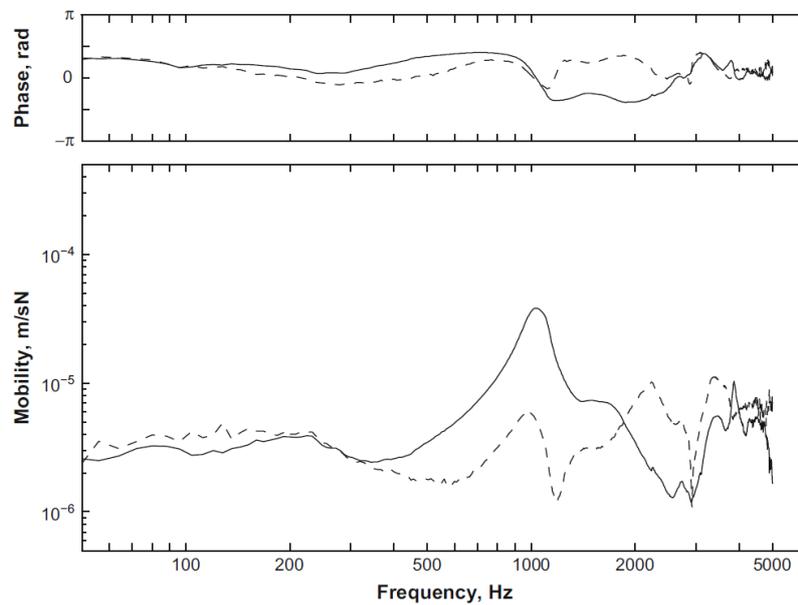


Abbildung 2.18: Vertikale Mobilität einer Schiene auf Zweiblock-Schwellen aus Beton mit steifen Zwischenlagern; Anregung der Schiene durch Impulshammer; —, gemessen zwischen Schwellen; - - -, gemessen über einer Schwelle [Tho09]

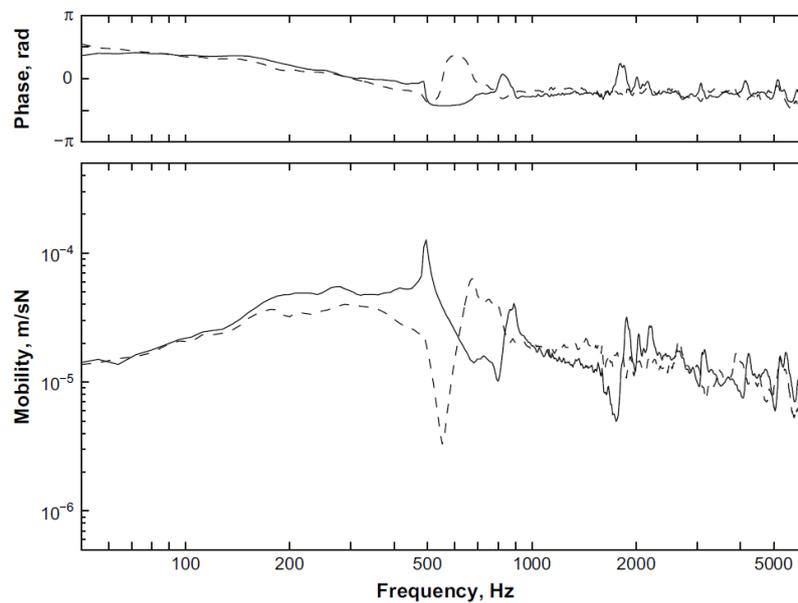


Abbildung 2.19: Laterale Mobilität einer Schiene auf Zweiblock-Schwellen aus Beton mit steifen Zwischenlagern; Anregung der Schiene durch Impulshammer; —, gemessen zwischen Schwellen; - - -, gemessen über einer Schwelle [Tho09]

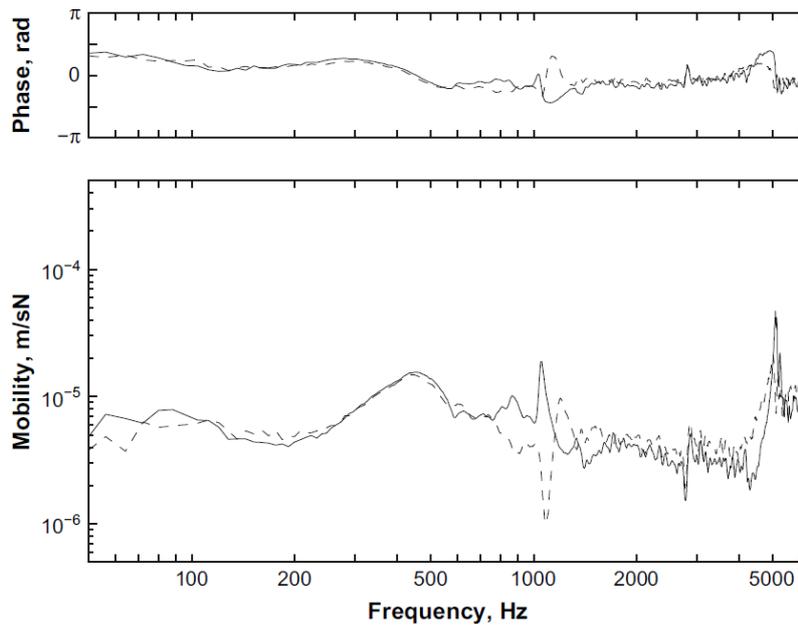


Abbildung 2.20: Vertikale Mobilität einer Schiene auf Zweiblock-Schwellen aus Beton mit Zwischenlagern geringer Steifigkeit; Anregung der Schiene durch Impulshammer; —, gemessen zwischen Schwellen; - - -, gemessen über einer Schwelle [Tho09]

### 2.3.2 Schienen-Abklingrate

Die Schienen-Abklingrate bezeichnet das Abklingen der Schwingungen entlang der Schiene aufgrund der Dämpfung durch ihre Stützkonstruktion. Diese Dämpfung entsteht einerseits durch Verluste im Befestigungssystem (elastische Zwischenlager), andererseits durch Energie, die über die Schwellen in den Boden abgeleitet wird. Bei Verwendung von steifen Zwischenlagern ergibt sich eine gute Kopplung zwischen Schiene und Schwelle, wodurch die Schiene gut bedämpft wird, aber die Schwellen stärker vibrieren. Mit weichen Zwischenlagern sind die Schwellen von der Schiene gut isoliert, die Schienenvibrationen aber nur schwach bedämpft (siehe Abb. 2.21). [Tho09]

Die Schienen-Abklingrate wird in  $\text{dB/m}$  angegeben und zeigt einen näherungsweise exponentiellen Verlauf entlang der Strecke. Abbildung 2.22 zeigt gemessene Abklingraten für drei verschiedene Schienen-Oberbauten. Zwei davon entsprechen denjenigen in Abb. 2.18 u. 2.20, mit Betonschwellen und verschieden steifen Zwischenlagern. Der dritte besteht aus Holzschwellen mit sehr steifer Befestigung. Vertikal gemessen sieht man eine breitbandige Erhöhung rund um 300 Hz für die Schienen mit weichen elastischen Zwischenlagern, die gemeinsam mit den Schwellen für diese Frequenz einen Masse-Feder-Resonanzabsorber bilden. Ab 800 Hz fällt die Abklingrate unter  $1 \text{ dB/m}$ . Für die Schienen mit Betonschwellen und steifen Zwischenlagern steigt die vertikale Masse-Feder-Resonanz auf ca. 500 Hz und bleibt über einen großen Frequenzbereich auf einem hohen Wert. Die laterale Abklingrate zeigt weit niedrigere Werte für beide Varianten, wodurch die Vermutung naheliegt, dass die Geräusentstehung hauptsächlich durch laterale Vibrationen entsteht. Die ausschlaggebende Anregung im Rad-Schiene-Kontaktbereich durch Rauheiten passiert allerdings in vertikaler Richtung. Der Oberbau mit Holzschwellen bietet eine relativ gute Abklingrate,

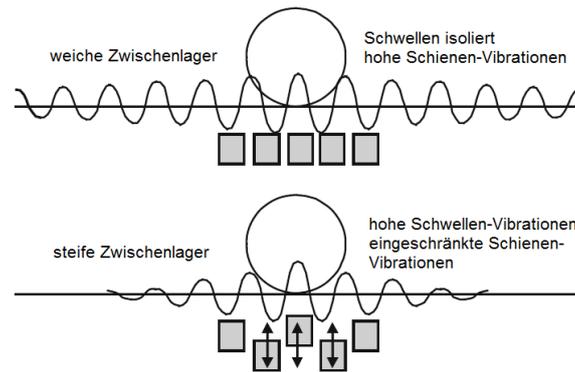


Abbildung 2.21: Einfluss der Zwischenlager-Steifigkeit auf die Koppelung zwischen Schiene und Schwelle und auf die Bedämpfung der Schiene, übersetzt aus [Tho09]

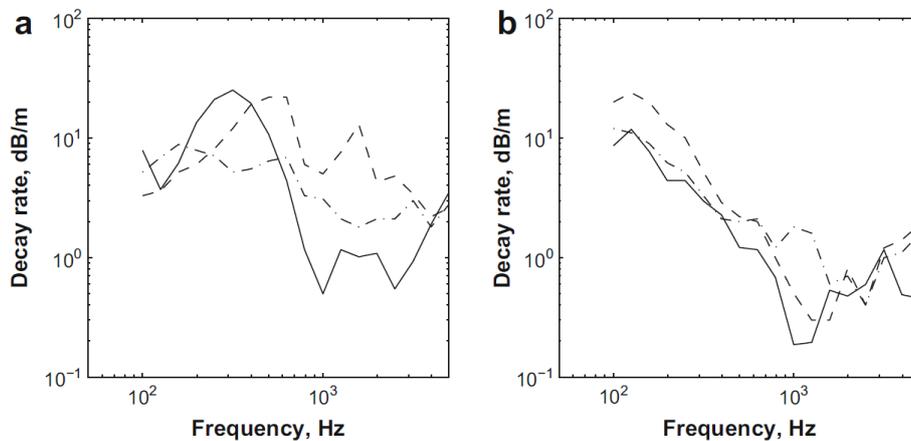


Abbildung 2.22: Messungen der Schienen-Abklingraten auf verschiedenen Oberbauten; —, Zweiblock-Schwellen aus Beton und weiche Zwischenlager; - - -, Zweiblock-Schwellen aus Beton und steife Zwischenlager; - · - ·, Holzschwellen; (a) vertikal (b) lateral [Tho09]

allerdings ohne einer Resonanzerhöhung, da die Masse der Holzschwellen zu gering ist. Durch die steife Schiene-Schwelle-Verbindung wird viel Energie in die Schwellen abgeleitet, wodurch die Schiene zwar weniger Geräusch abstrahlt, die Schwellen aber mehr. Da die Fläche der Schwellen in der Regel größer als die der Schienen ist werden dabei die Schwellen bis 1 kHz zur Haupt-Geräuschquelle des Gleises. [Tho09]

### 2.3.3 Abstrahlcharakteristik der Schiene

Die Abstrahlcharakteristik der Schiene muss einerseits in der vertikalen Ebene und andererseits entlang der Schiene betrachtet werden. Die Abbildungen 2.23 u. 2.24 zeigen die Richtcharakteristik einer Schiene in der vertikalen Ebene, jeweils vertikal oder lateral mittels Impulshammer angeregt. Gemessen wurde der Schalldruck in einer Reihe von Winkeln auf einem Halbkreis über der Schiene mit 1,5 m Radius. Dargestellt sind die Ergebnisse als Bündelungsmaß (siehe Formel 2.4) für die Terzbänder bei 500 Hz, 1 kHz und 2 kHz. Bei vertikaler Anregung zeigt sich eine nur sehr leicht erhöhte Abstrahlung in vertikaler

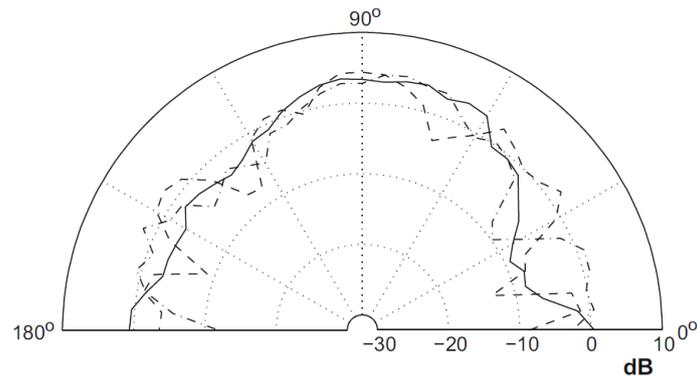


Abbildung 2.23: Abstrahlcharakteristik einer vertikal angeregten Schiene; —, 500 Hz; ---, 1000 Hz; - · - ·, 2000 Hz [Tho09]

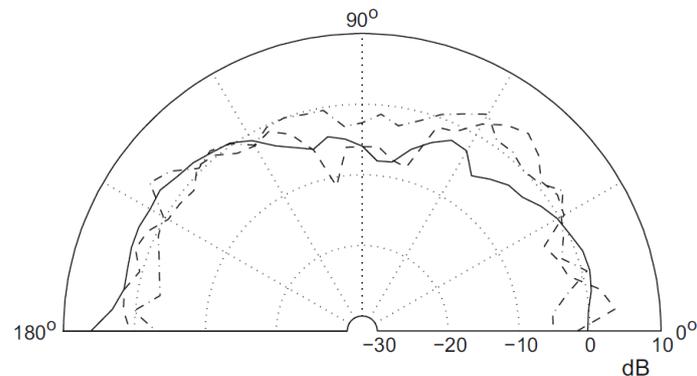


Abbildung 2.24: Abstrahlcharakteristik einer lateral angeregten Schiene; —, 500 Hz; ---, 1000 Hz; - · - ·, 2000 Hz [Tho09]

Richtung wodurch diese gut mittels einer omnidirektionalen Quelle in Simulationen modelliert werden kann. Für die Vibrationen bei lateraler Anregung ist eine erhöhte Abstrahlung in lateraler Richtung etwas mehr ausgeprägt, weswegen sich eine Modellierung als Dipol anbietet. [Tho09]

In Abbildung 2.25 wird der Schalldruckpegel in vier lateralen Entfernungen zur Schiene über die Distanz entlang der Schiene für vier Frequenzen dargestellt. Ebenfalls dargestellt ist der Verlauf der Schienen vibrationen über die Distanz der Schiene, ausgehend vom Anregungspunkt (Distanz = 0). Die beiden Werte wurden mit frei gewählten Referenzwerten skaliert, um eine gemeinsame Darstellung und den Vergleich als relative Werte zu ermöglichen. Bei 125 Hz und 250 Hz ist die Abklingrate der Schienen vibration mit 10 dB/m bzw. 20 dB/m sehr hoch. Es wird also nur in der Umgebung des Anregungspunktes Schall abgestrahlt. Bei 500 Hz beträgt die Abklingrate nur noch 2 dB/m, bei 1000 Hz sogar nur 0,7 dB/m. Die Schiene strahlt daher bei diesen Frequenzen über eine erhebliche Länge Schall ab. Bei 1 kHz befindet sich das Schalldruck-Maximum sogar bei einer Distanz abseits des Anregungspunktes, mit steigender Distanz bei größerer lateraler Entfernung zur Schiene. Dies ist auf die Schallabstrahlung der sich fort pflanzenden Wellen in der Schiene in einem Winkel zur Normale zurückzuführen. Gewonnen wurden die Werte durch eine Simulation,

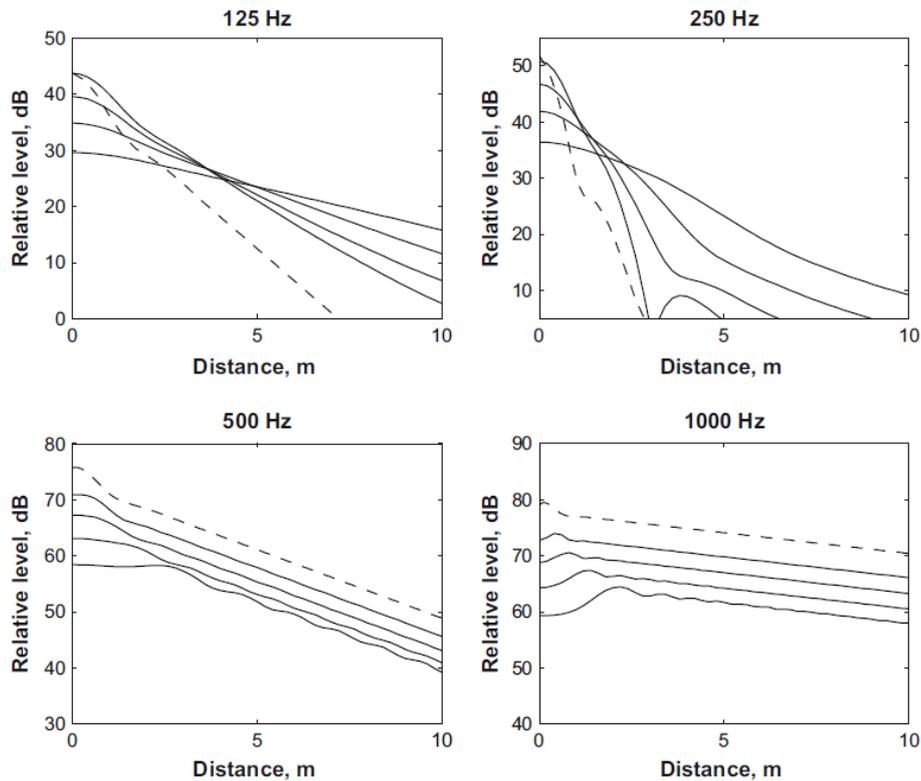


Abbildung 2.25: Schalldruckpegel über die Distanz entlang der Schiene ausgehend vom Anregungspunkt (Distanz = 0); —, relativer Schalldruckpegel bei verschiedenen lateralen Entfernungen (0.5 m, 1 m, 2 m, 4 m); - - -, relative Schienenvibrationen [Tho09]

die auf einer vertikalen punktförmigen Schwingungsanregung bei der Distanz 0 mit gleichmäßiger Ausbreitung der Vibrationen in beide Richtungen basiert. Die Amplitude und Phase der Vibration wird an mehreren Positionen entlang der Schiene ermittelt und daraus die Werte für Punktschallquellen an diesen Positionen definiert. Der Abstand zwischen den Punktschallquellen darf maximal ein Viertel der Wellenlänge der simulierten Frequenz betragen. Aus diesen Punktschallquellen wird ein Schallfeld in Form von Schalldruck und Schnelle berechnet. [Tho09]

## 2.4 Vorbeifahrpegel und Frequenzspektrum

Abbildung 2.26 zeigt einen typischen Zeitverlauf für die Vorbeifahrt eines Zuges mit Triebfahrzeugen an beiden Enden und elf Mittelwagen. Deutlich sichtbar ist der erhöhte Schalldruckpegel der Triebwagen gegenüber den Mittelwagen, verursacht durch Maschinengeräusche und aerodynamische Geräusche ( $v = 250$  km/h). Zusätzlich sind die Mittelwagen mit Radschallabsorbern<sup>4</sup> ausgestattet. Des Weiteren erkennt man deutliche Pegelberge bei Vorbeifahrt der Drehgestellpaare, jeweils einen am Anfang und am Ende eines Mittelwagens, sowie Pegeltäler bei Vorbeifahrt der Wagenmitteleile. [WHDW04]

<sup>4</sup>Am Rad angebrachte Resonanzabsorber (Schwingungstilger).

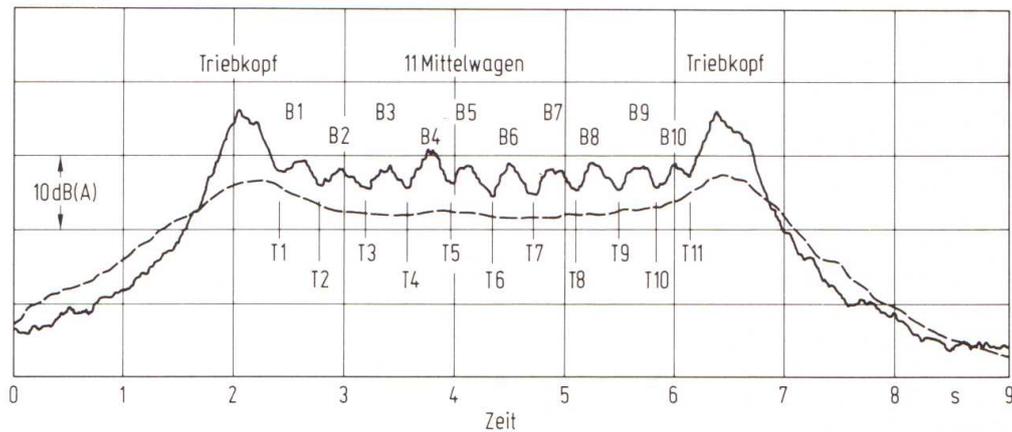


Abbildung 2.26: A-bewerteter Schalldruckpegel über die Zeit der Vorbeifahrt eines ICE1 bei einer Geschwindigkeit von 250 km/h in: — 1,2 m über Schienenoberkante und 7,5 m seitlichem Abstand, - - - 3,5 m über Schienenoberkante und 25 m seitlichem Abstand; B1...B10: Vorbeifahrt von Drehgestellpaaren; T1...T10: Vorbeifahrt von Wagenmittelteilen [WHDW04]

#### 2.4.1 Messung des Vorbeifahrpegels

In der derzeit gültigen Technischen Spezifikation für die Interoperabilität (TSI) der Europäischen Kommission, CR NOI TSI 2011/229/EU [Eur11] für konventionelle Bahnsysteme bis 200 km/h, ist ein Verfahren zur Messung des Vorbeifahrpegels definiert. Dieses ist weitgehend der EN ISO 3095 entnommen. Um eine Vergleichbarkeit der Messungen zu gewährleisten, müssen auf dem für die Messung verwendeten Streckenabschnitt die vertikalen und lateralen Schienenabklingraten nach EN 15461 sowie die akustische Schienenfahrflächenrauheit nach EN 15610 gemessen werden und definierte Referenzwerte erfüllen. Die Messposition befindet sich in einem Abstand von 7,5 m zur Mitte des Messgleises und einer Höhe von 1,2 m oberhalb der Schienenoberkante. Sind die beiden Seiten des Zuges nicht ident, muss beidseitig vom Gleis gemessen werden. Um die in Kap. 1.1 besprochenen Grenzwerte zu überprüfen werden Messungen bei einer konstanten Vorbeifahrtsgeschwindigkeit von 80 km/h sowie 190 km/h (bzw. der maximal zugelassenen Betriebsgeschwindigkeit wenn diese weniger als 190 km/h beträgt) durchgeführt, wobei Letzteres mittels Formel 2.1 (mit  $k = 30$ ) aus Kapitel 2.1.1 auf 80 km/h umzurechnen ist. Der höhere dieser beiden Werte wird mit den Grenzwerten verglichen. Als Messwert wird der A-bewertete äquivalente Dauerschallpegel  $L_{pAeq,T}$  verwendet:

$$L_{pAeq,T} = 10 \log \left( \frac{1}{T} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right) \quad [\text{dB}] \quad (2.6)$$

- $T \dots$  Messzeitintervall  
 $p_A(t) \dots$  A-bewerteter momentaner Schalldruck  
 $p_0 \dots$  Referenzschalldruck;  $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$

Für die Messung eines gesamten Zuges wird als Messzeitintervall  $T$  die Dauer der Vor-

beifahrt des gesamten Zuges, von Puffer zu Puffer, an der Messposition verwendet. Für die Messung von Lokomotiven oder Triebwagen wird die Dauer ihrer Vorbeifahrt verwendet. Diese sollen dabei an der Spitze eines zu prüfenden Zuges stehen. Werden gezogene Teilfahrzeuge gemessen sind mindestens zwei Fahrzeuge dieses Typs notwendig. Das Messzeitintervall beginnt in diesem Fall wenn der Mittelpunkt des ersten Fahrzeugs die Messposition passiert und endet, wenn der Mittelpunkt des letzten Fahrzeugs die Messposition passiert.

Für weitergehende Spezifikationen der Messbedingungen und Behandlung von Sonderfällen sei auf die öffentlich zugängliche CR NOI TSI 2011/229/EU [Eur11] verwiesen. Diese beinhaltet ebenfalls Messverfahren zur Messung des Standgeräusches und Anfahrgeräusches.

Die Messung des Vorbeifahrgeräusches von Hochgeschwindigkeitszügen ist in der gleichermaßen öffentlich zugänglichen HS RST TSI 2008/232/EG [Eur08] beschrieben. Der Hauptunterschied besteht in der ebenfalls in EN ISO 3095 beschriebenen Messposition mit 25 m Abstand zur Mitte des Messgleises in einer Höhe von 3,5 m über Schienenoberkante. Als Messgeschwindigkeiten werden, je nach Testzug, Geschwindigkeiten von 200, 250, 300 oder 320 km/h verwendet.

Im Final Draft 2.0 der NOI TSI [Eur13b], die 2014 in Kraft treten soll, werden erstmals die Schallemissionsrichtlinien für konventionelle und Hochgeschwindigkeits-Bahnssysteme in einem Dokument zusammengefasst. Für die Spezifikationen der Messungen bezieht man sich auf die neueste EN3095:2013. Sämtliche Züge werden in einem Abstand von 7,5 m zur Mitte des Messgleises gemessen. Die Messhöhe beträgt 1,2 m über Schienenoberkante und für Hochgeschwindigkeitszüge ab 250 km/h zusätzlich 3,5 m über Schienenoberkante. Für Triebwagen, Lokomotiven und Reisezugwagen mit einer Maximalgeschwindigkeit zwischen 80 km/h und 250 km/h wird eine Messung bei 80 km/h und eine weitere bei der Maximalgeschwindigkeit durchgeführt, welche wiederum mit Formel 2.1 (mit  $k = 30$ ) auf 80 km/h umgerechnet wird. Züge mit einer Maximalgeschwindigkeit über 250 km/h werden ebenfalls bei 80 km/h gemessen und zusätzlich mit deren Maximalgeschwindigkeit, jedoch maximal 320 km/h. Diese zweite Messung wird wiederum mit Formel 2.1 (diesmal  $k = 50$ ) auf 250 km/h umgerechnet. Güterwagen werden bei 80 km/h und ihrer Maximalgeschwindigkeit, wieder umgerechnet auf 80 km/h, gemessen. Der A-bewertete äquivalente Dauerschallpegel bei 80 km/h wird dann mittels Formel 2.7 auf einen Referenz-APL normalisiert:

$$L_{pAeq,T(APL_{ref})} = L_{pAeq,T(80 \text{ km/h})} - 10 \log \left( \frac{APL_{wag}}{APL_{ref}} \right) \quad [\text{dB}] \quad (2.7)$$

$APL_{wag} \dots$  Anzahl der Achsen dividiert durch die Länge über Puffer

$APL_{ref} \dots$  Referenzwert  $APL_{ref} = 0,225$

### 2.4.2 Frequenzspektrum der Vorbeifahrt

Das Vorbeifahrerspektrum eines Zuges ist stark beeinflusst durch den Zustand der Schienen- und Radlaufflächen. Wie in Kap. 2.1 besprochen, erzeugen Schienen- und Radriffeln im Frequenzspektrum eine Überhöhung, deren Frequenzbereich von der Wellenlänge der Verrippelung sowie der Geschwindigkeit des Zuges abhängig ist (siehe Formel 2.2). In Abbildung 2.27 sind mehrere Spektren eines schiebgebremsten British Rail MK III Wagens mit

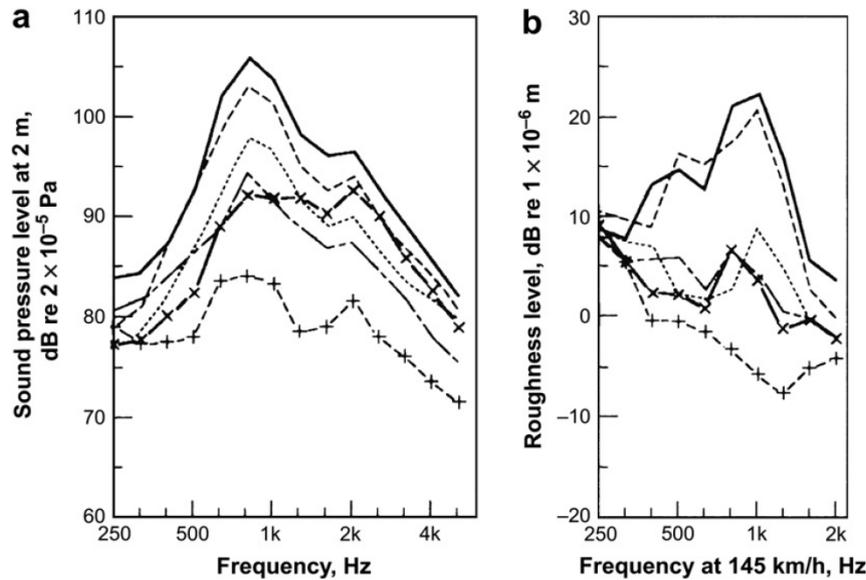


Abbildung 2.27: (a) Frequenzspektren von British Rail MK III Wagen bei 145 km/h auf sehr glatten bis rauen Gleisen in 2 m Entfernung; (b) dazugehörige Schienenrauheitsspektren [Tho09]

145 km/h abgebildet, die bei unterschiedlichem Zustand der Schienenlaufflächen gemessen wurden. Daneben sieht man die korrespondierenden Messungen der Schienenrauheit, aufgetragen über die sich nach Formel 2.2 ergebende Frequenz für die jeweilige Wellenlänge bei 145 km/h. Die Übereinstimmung der Überhöhungen im Geräuschkennlinienbild mit denen im Rauheitsspektrum ist deutlich erkennbar. [Tho09]

Die Auswirkung von Radriffeln wird in Abb. 2.28 durch eine breitbandige Erhöhung des Geräuschpegels sichtbar, die wiederum einer erhöhten Rauheit über einen weiten Frequenzbereich im Rauheitsspektrum gleichkommt. Gemessen wurde an Nederlandse Spoorwegen Intercity Wagen in einem Abstand von 1 m von der Schiene. [Tho09]

Der Einfluss der Geschwindigkeit wird in Abb. 2.29 bei einer Messung in 7,5 m Abstand sichtbar. Zusätzlich zum allgemein höher werdenden Schallpegel bei höherer Geschwindigkeit erkennt man bei verriffelten Schienen eine deutliche Überhöhung bei 500 Hz für 80 km/h, sowie 800 bis 1000 Hz bei 160 km/h. Dies deutet auf eine Wellenlänge der Riffeln von ca. 50 mm hin. Abbildung 2.30 zeigt Frequenzspektren eines TGV – Duplex Hochgeschwindigkeitszuges, gemessen in 25 m Abstand. Erkennbar ist eine Verschiebung der Überhöhung durch Riffeln in einen höheren Frequenzbereich (hier 2-3 kHz) durch die hohe Geschwindigkeit. Die hohen Pegel im tiefen Frequenzbereich werden durch aerodynamische Geräusche verursacht. [Tho09]

Der jeweilige Anteil von Rad, Schiene sowie auch Schwelle zum Gesamtgeräusch wird beispielhaft in Abb. 2.31 dargestellt. Es handelt sich um eine Simulation des Rollgeräusches eines Güterwagens mit einer Geschwindigkeit von 100 km/h auf einer Schiene mit weichen elastischen Zwischenlagern (200 MN/m) mittels TWINS (siehe Kap. 2.5). [Tho09]

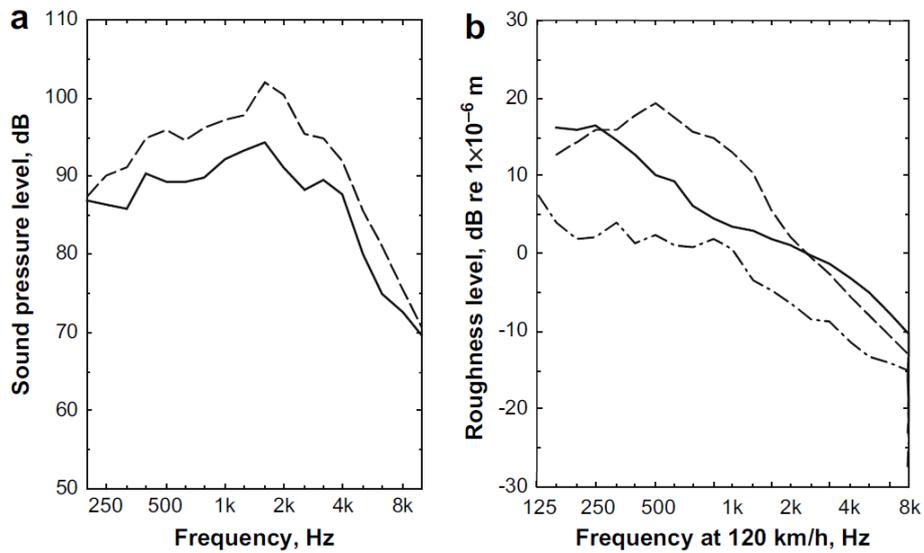


Abbildung 2.28: (a) Frequenzspektren von Nederlandse Spoorwegen Intercity Wagen bei 120 km/h in 1 m Abstand: —, scheibengebremst mit zusätzlichen Grauguss-Klotzbremsen; ---, nur scheibengebremst; (b) dazugehörige Radrauheitsspektren; - · - ·, Schienenrauheit [Tho09]

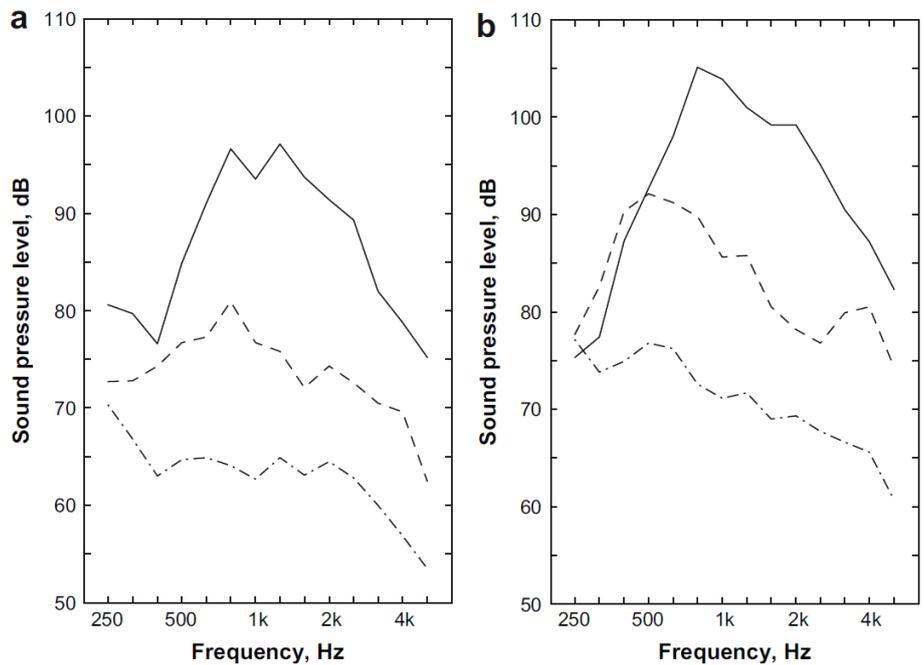


Abbildung 2.29: Frequenzspektren von Zügen mit Commonwealth Rädern und Grauguss-Klotzbremsen in 7,5 m Abstand auf (a) glatten Schienen, (b) verriffelten Schienen; —, 160 km/h; ---, 80 km/h; - · - ·, 40 km/h [Tho09]

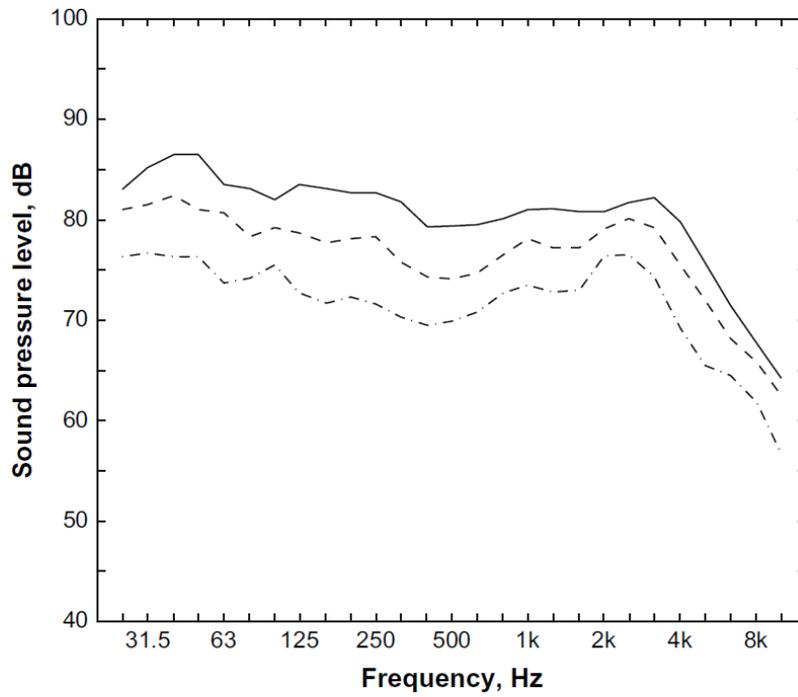


Abbildung 2.30: Frequenzspektren von TGV-Duplex in 25 m Abstand; —, 300 km/h; - - -, 250 km/h; - · - ·, 200 km/h [Tho09]

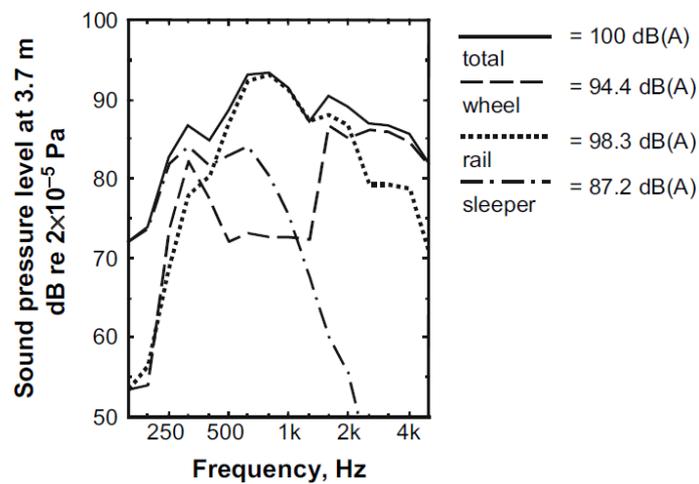


Abbildung 2.31: Durch TWINS berechnete Schalldruckpegel eines Güterwagens bei 100 km/h mit Anteilen von Rad, Schiene und Schwelle [Tho09]

## 2.5 TWINS Modell zur Berechnung der Schwingungsanregung

Theoretische Modelle zur Berechnung des Rollgeräusches wurden als erstes von Remington [Rem87] veröffentlicht und von Thompson [Tho90][Tho93] weiterentwickelt. Eine Implementierung dieses Ansatzes ist TWINS (Track-Wheel Interaction Noise Software), entwickelt vom European Railway Research Institute (ERRI). Mit dieser Software können verschiedene Entwürfe von Radsätzen und Oberbauten hinsichtlich der Geräuschemission beurteilt werden. [THV96]

Abb. 2.32 zeigt das theoretische Modell von TWINS. Die Rauheit der Kontaktflächen von Rad und Schiene dienen als Eingangsdaten. Diese können z. B. aus einer Messung stammen oder gewisse Referenzdaten sein. Dabei wird ebenfalls das Querprofil von Rad oder Schiene berücksichtigt. TWINS berechnet daraufhin die durchschnittliche Rauheit als Eingangsgröße für das Modell. Diese Rauheit wird modifiziert indem kleine Unebenheiten, denen die Rad/Schiene-Geometrie nicht folgen kann (z. B. kleine Löcher), entfernt

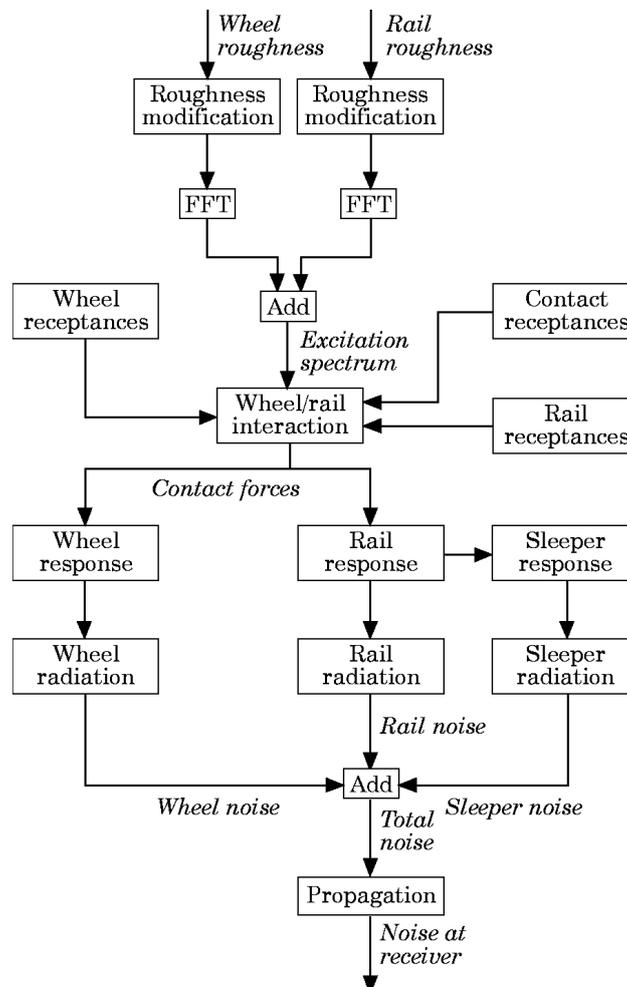


Abbildung 2.32: Theoretisches Modell von TWINS für Rollgeräusche [THV96]

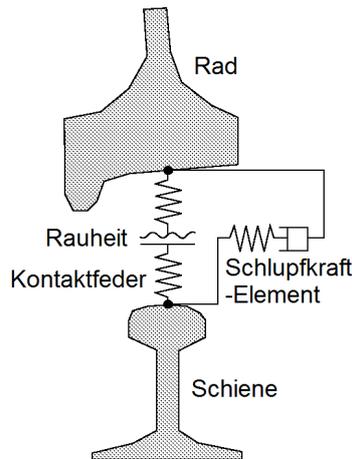


Abbildung 2.33: Theoretisches Modell der Rad/Schiene-Interaktion; übersetzt aus [THV96]

werden, Rauheiten, dessen Wellenlängen klein im Vergleich zur Größe der Kontaktfläche sind, gedämpft werden (Kontaktfilter) sowie die Korrelation der Rauheit entlang der Breite der Kontaktfläche berücksichtigt wird. Die Rad- und Schienenrauheit wird daraufhin im Frequenzbereich addiert. [THV96]

Das Modell der Rad/Schiene-Interaktion wird schematisch in Abb. 2.33 gezeigt. Rauheiten verursachen eine vertikale relative Auslenkung zwischen den Massen von Rad und Schiene oder der Kontaktfeder, wobei deren Bewegungen abhängig sind von Amplitude und Phase ihrer Rezeptanzen (frequenzabhängige Auslenkung bezogen auf die Anregungskraft  $[m/N]$ ). Die Kopplung in Querrichtung wird durch ein Schlupfkraft-Element nach Gross-Thebing [Gro93] berücksichtigt, bestehend aus einem Dämpfer und einer Feder in Serie. [THV96]

Aus den Daten der Berechnung von Eigenfrequenzen und Schwingungsformen eines freischwingenden Rades mittels Finiter Element Methode ermittelt TWINS durch Modensummation den Frequenzgang des Rades, ausgedrückt als Rezeptanz. Dabei werden auch Effekte der Radrotation berücksichtigt. Die Berechnung der Vibrationen des rollenden Rades aufgrund der Rad/Schiene-Interaktion wird auf derselben Basis berechnet. [THV96]

Für die Schienen-Vibration wird eine andere Berechnungsgrundlage verwendet, da durch die unendliche Struktur der Schiene das Schwingungsverhalten nicht durch Eigenfrequenzen determiniert ist, sondern einem Wellenleiter ähnelt. In TWINS sind drei sich gegenseitig ergänzende Modelle enthalten (siehe Abb. 2.34): Das Modell eines durchgehend gestützten Balkens, eines periodisch gestützten Balkens, mittels dem ‚pinned-pinned‘-Resonanzen (siehe Kap. 2.3) berücksichtigt werden können und ein Modell eines durchgehend gestützten Balkens unter Berücksichtigung der Deformation des Schienenquerschnitts. Letzteres ist realisiert mittels Modellierung der Schiene durch finite Elemente und wird im Frequenzbereich ab 1 kHz wesentlich. Schiene und Schwellen werden in den Modellen jeweils als Massen, Zwischenlager und Gleisbett als Steifigkeiten definiert. Die Vibrationen der Schienen aufgrund der Rad/Schiene-Interaktion werden für jede Wellenform getrennt über eine gewisse Länge berechnet, mit der Annahme, dass das Rad im Zentrum dieses Bereiches positioniert ist. Eine wichtige Größe ist dabei die Dämpfung einer Welle über die Distanz. [THV96]

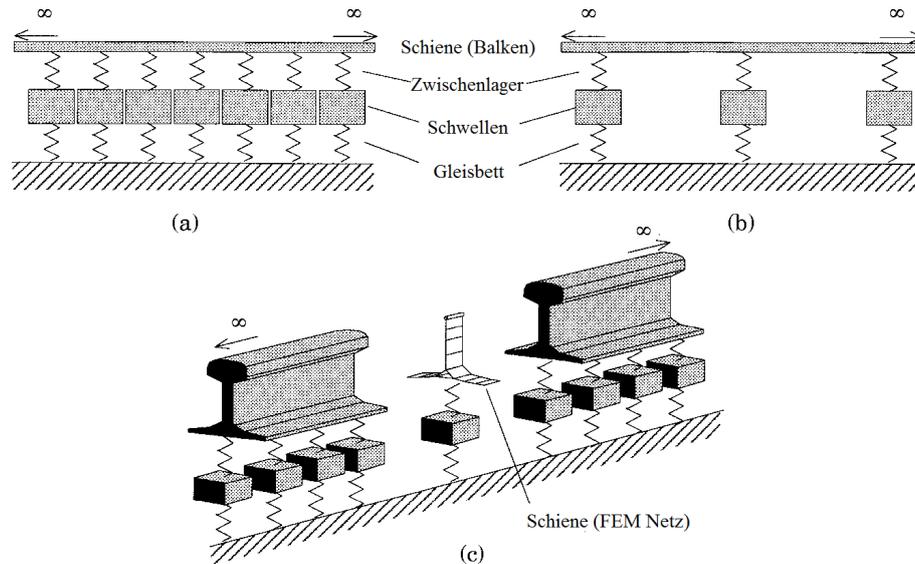


Abbildung 2.34: Modelle für die Schienen-Vibration: (a) durchgehend gestützter Balken; (b) periodisch gestützter Balken; (c) durchgehend gestützter Balken mit Deformation des Schienenquerschnitts, übersetzt aus [THV96]

Die abgestrahlte Schalleistung von Rad, Schiene und Schwelle wird berechnet indem, unterteilt in Terzbändern, die ermittelten Vibrationsspektren der Komponenten mit deren Abstrahlgrad<sup>5</sup> kombiniert werden. Der Abstrahlgrad des Rades wird mittels Randlelementmethode berechnet. Der Abstrahlgrad der Schiene wird durch ein Ersatzschallquellenmodell nach Petit/Heckl/Bergemann/Baae [PHBB92] ermittelt, das die Abstrahlung einer unendlich langen Struktur modelliert. Für die Schwellen wird das Modell eines rechteckigen Kolbenstrahlers in einer Schallwand verwendet. Die Schallabstrahlung des Gleisbettes wird vernachlässigt. [THV96]

Um die Ergebnisse des TWINS Modells zu validieren, beauftragte das ERRI im Jahr 1992 einen Vergleich von berechneten und gemessenen Schallemissionen für 25 Kombinationen aus drei verschiedenen Oberbau- und Radkonstruktionen und vier verschiedenen Geschwindigkeiten. Es wurden simultane Messungen von Rad- und Schienenvibrationen sowie abgestrahltem Schall mitsamt Messungen der Rad- und Schienenrauheit als Eingangsdaten für TWINS durchgeführt. Zur Kontrolle wurden ebenfalls Rad- und Schienenmobilität sowie Raddämpfung und die Schienenabklingrate gemessen. Abb. 2.35 vergleicht den A-bewerteten Gesamtschallpegel der Messungen aus 1992 mit dem berechneten Gesamtschallpegel von einer 1999 aktualisierten Version von TWINS. Die Ergebnisse erbringen eine leichte Überschätzung durch die Berechnung mit einem Mittel von +2,7 dB bei einer Standardabweichung von nur 2 dB. Ein Vergleich von berechneten und gemessenen Spektren, gemittelt über alle 25 Kombinationen (Abb. 2.36), offenbart zwar eine eher große Standardabweichung zwischen 3 und 5 dB, gleichzeitig ist der Mittelwert aber sehr nahe zu 0 dB, wodurch eine zuverlässige Prognose angedeutet werden kann. Die hohe Standardabweichung der Spektren kann auf eine ähnlich hohe Standardabweichung der Rauheits-

<sup>5</sup>Verhältnis der real abgestrahlten Schalleistung einer Fläche zur fiktiven Schalleistung, die von der selben Fläche konphas als ebene Welle abgestrahlt wird.

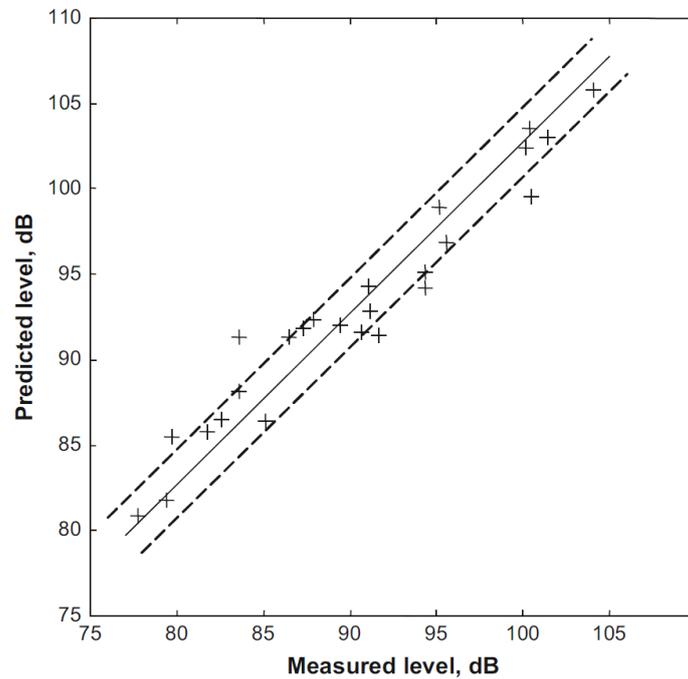


Abbildung 2.35: Durch TWINS berechnetes Geräusch verglichen mit dem gemessenen Geräusch von 25 Messungen aus dem Jahr 1992; —, Mittel der Differenz; - - -, Mittel  $\pm$  einer Standardabweichung; +, einzelne Resultate [Tho09]

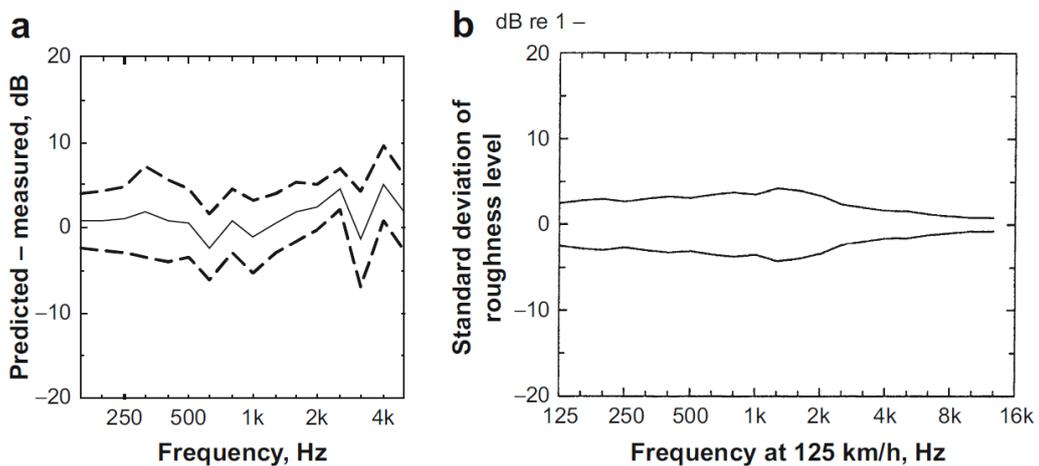


Abbildung 2.36: (a) Berechnete Spektren minus der gemessenen, gemittelt über alle 25 Kombinationen aus 1992; —, Mittel der Differenz; - - -, Mittel  $\pm$  einer Standardabweichung; (b) Bereich einer Standardabweichung von Rauheitsspektren nominell gleicher Räder und Gleise [Tho09]

messungen von nominell gleichen Rädern und Gleisen zurückgeführt werden. Zusätzliche Messunsicherheiten existieren bezüglich der Position der Rad/Schiene-Kontaktfläche und infolgedessen dem Bereich der Rauheitsmessung. [Tho09]

## Kapitel 3

# Luftschallabsorption an Schienenfahrzeugen

Eine Möglichkeit die Rollgeräuschemission von Schienenfahrzeugen zu senken, ist die Verwendung von Luftschallabsorbern im Bereich der Geräuschquellen Rad und Schiene. Die Optionen zur Anbringung solcher Absorber sind einerseits durch den vorhandenen Bauraum im Bereich des Drehgestells, andererseits durch das Lichtraumprofil<sup>1</sup> eingeschränkt. Übliche Anwendungen sind Unterflurabsorption, mittels großflächigem Anbringen absorbierender Materialien am Unterboden, sowie Drehgestellschürzen, ausgeführt als seitliche Abdeckbleche des Drehgestellbereichs, die an der Innenseite mit absorbierendem Material versehen sind. Diese bieten neben Absorption auch eine geringe abschirmende Wirkung. In Verbindung mit Niedrigschallschirmen am Fahrweg kann die Abschirmung deutlich verbessert werden.

Dieses Kapitel beginnt mit einer Beschreibung der Wirkprinzipien von Luftschallabsorbern, gefolgt von einer Erläuterung möglicher Anwendungen an Schienenfahrzeugen, auch im Verbund mit Niedrigschallschirmen, anhand veröffentlichter Arbeiten. Danach werden Kriterien für geeignete Absorptionsmaterialien aufgestellt und mögliche Produkte verglichen. Es folgt eine Bauraumuntersuchung an Schienenfahrzeugen. Den Abschluss bildet eine Evaluierung der Wirksamkeit solcher Maßnahmen mittels Simulation und Messung.

### 3.1 Luftschallabsorber

Die Wirksamkeit eines Absorbers wird durch den Schallabsorptionsgrad  $\alpha$  beschrieben. Dieser ist durch ein Verhältnis von Schallintensitäten definiert. Trifft eine Schallwelle mit der Schallintensität  $I_{\text{ein}}$  auf eine Fläche auf (siehe Bild 3.1), wird nur ein Teil davon reflektiert ( $I_{\text{ref}}$ ). Der Rest wird zum einen Teil durch Dissipation in Wärme umgewandelt ( $I_{\text{dis}}$ ) und tritt zum anderen mittels Transmission in das dahinter angrenzende Medium über ( $I_{\text{trans}}$ ). [AT08]

Das Verhältnis aus reflektierter und einfallender Schallintensität wird als Schallreflexionsgrad  $\rho$  bezeichnet.

$$\rho = \frac{I_{\text{ref}}}{I_{\text{ein}}} = 1 - \alpha \quad (3.1)$$

---

<sup>1</sup>In EN 15273 definierte Begrenzungslinien des Querschnittes von Schienenfahrzeugen.

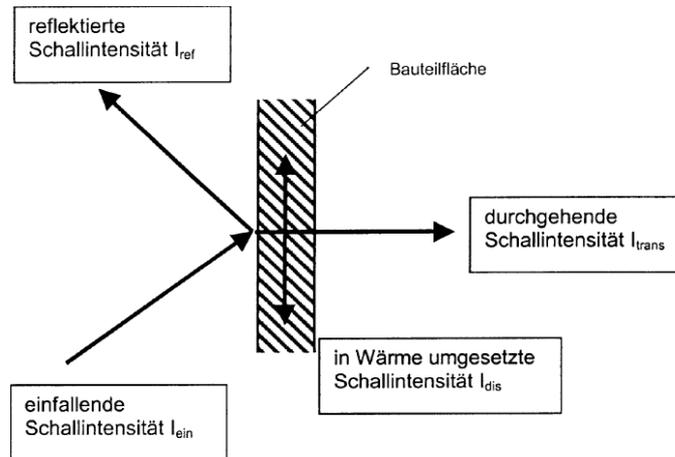


Abbildung 3.1: Schallintensitäten bei Schalleinfall auf ein Bauteil [AT08]

Der Schallabsorptionsgrad wird aus dem Verhältnis der Verluste (transmittierte und dissipierte Schallintensität) zu der einfallenden Schallintensität gebildet.

$$\alpha = \frac{I_{\text{trans}} + I_{\text{dis}}}{I_{\text{ein}}} = 1 - \rho \quad (3.2)$$

Dieser kennzeichnet die Schallabsorptionseigenschaften flächenhafter Baustoffe und Konstruktionen. [AT08]

### 3.1.1 Poröse Absorber

Poröse Absorber bestehen aus offenporigen, porösen, aus vielen Fasern oder Zellen zusammengesetzten Materialien. Solche Materialien sind z. B. Glas- und Mineralwolle, Filze, offenzellige Schäume, geblähte Baustoffe, Holzfasern, Schafwolle, Stahlwolle und viele weitere. Diese Materialien haben die Eigenschaft, einer Luftströmung einen Strömungswiderstand entgegenzusetzen, wodurch sich eine Druckdifferenz  $\Delta p$  zwischen Vorder- und Rückseite der Probe ergibt. Der längenspezifische Strömungswiderstand  $\Xi$  wird, bei gleichem Material, umso größer, je größer die Dicke  $d$  der Probe ist. [Moe12]

$$\Xi = \frac{\Delta p}{d \cdot v_e} \quad \left[ \frac{\text{Ns}}{\text{m}^4} = \frac{\text{Pa} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \right] \quad (3.3)$$

$v_e \dots$  Strömungsgeschwindigkeit vor der Probe [m/s]

Der Grund des Druckabfalls in porösen Absorbern besteht in der Reibung der Luftteilchen beim Entlangstreifen am Absorberskelett. Diese Reibung in den Poren und Kanälen verwandelt die Bewegungsenergie des Schallfeldes in Wärme und entzieht dem Schallfeld Leistung. [Moe12]

Damit Schall ungehindert in den Absorber eindringen kann, sollte  $\Xi$  nicht zu groß sein, andererseits aber auch nicht zu klein, damit ausreichend starke Reibungsverluste entstehen. [Fuc10]

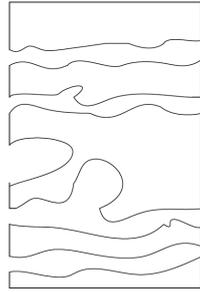


Abbildung 3.2: Prinzipskizze der Struktur porösen Absorbermaterials [Moe12]

### 3.1.2 Helmholtz-Resonanz-Absorber

Bei Helmholtz-Resonanz-Absorbern handelt es sich um Masse-Feder Resonanzsysteme, bestehend aus einem Hohlraum mit einer oder mehreren Öffnungen, den Resonatorhälsen. Das Luftvolumen im Hohlraum bildet die Feder und die im Resonatorhals befindliche Luft die Masse (siehe Bild 3.3). Die Resonanzfrequenz eines solchen Masse-Feder-Systems mit einer Schwingmasse  $m$  und der Federsteifigkeit  $s$  ist [Mec94]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{s}{m}} \quad [\text{Hz}] \quad (3.4)$$

$$\text{Federsteifigkeit:} \quad s = \frac{\rho_0 \cdot c_0^2 \cdot S^2}{V} \quad \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \quad (3.5)$$

$$\text{Schwingmasse:} \quad m = \rho_0 \cdot S \cdot (l + 2 \cdot \Delta l) \quad [\text{kg}] \quad (3.6)$$

- $\rho_0 \dots$  Reindichte der Luft [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
- $c_0 \dots$  Schallgeschwindigkeit im ungestörten Medium [ $\text{m}/\text{s}$ ]
- $V \dots$  Luftvolumen [ $\text{m}^3$ ]
- $S \dots$  Gesamt-Querschnittsfläche aller Resonatorhälsen [ $\text{m}^2$ ]
- $l \dots$  Länge der Resonatorhälsen [ $\text{m}$ ]
- $\Delta l \dots$  Mündungskorrektur

Die Mündungskorrektur ergibt sich, da zusätzlich zur Luft im Resonatorhals auch davor und dahinter liegende Luftmengen mitschwingen und somit die schwingende Masse um diese Korrektur vergrößert wird [Moe12]. Sie wird durch Form, Größe und Anordnung der Resonatoröffnungen bestimmt.

Federsteife und Schwingmasse eingesetzt in die Formel der Resonanzfrequenz ergibt:

$$f_0 = \frac{c_0}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S}{V \cdot (l + 2 \cdot \Delta l)}} \quad [\text{Hz}] \quad (3.7)$$

Eine typische Ausführung besteht aus einer gelochten oder geschlitzten Platte, die in einem gewissen Abstand zu einer schallharten Rückwand auf einem abgeschlossenen Rahmen montiert ist. Gedämpft werden kann das System durch den Strömungswiderstand poröser Materialien im Hohlraum bzw. vor oder hinter dem Resonatorhals (siehe Abb. 3.4).

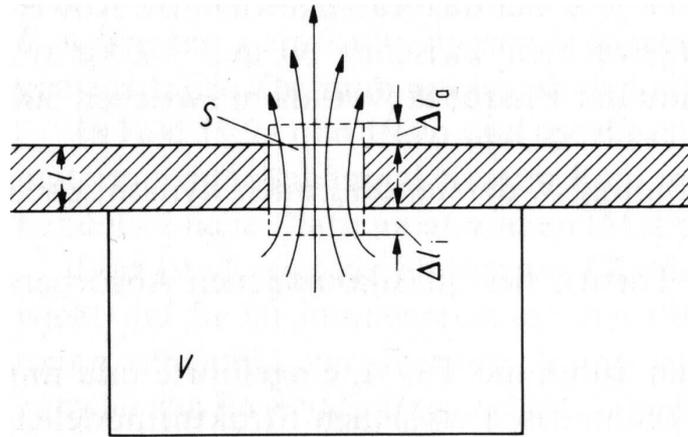


Abbildung 3.3: Helmholtzresonator (schematisch) [Mec94]

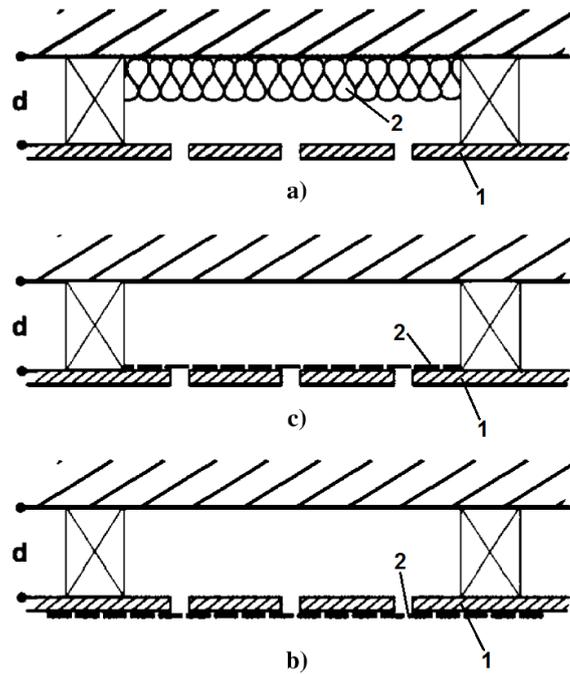


Abbildung 3.4: Helmholtz-Resonanz-Absorber mit Strömungswiderstand im Hohlraum (a), vor der Lochplatte (b) und hinter der Lochplatte (c); (1) Lochplatte, (2) Strömungswiderstand; modifiziert aus [Fuc10]

### 3.1.3 Plattenabsorber

Plattenabsorber sind Resonanzsysteme, bestehend aus einer Folie oder dünnen Platte, die parallel zu einer schallharten Rückwand im Abstand  $d$  auf einem Rahmen montiert ist, sodass ein abgeschlossenes Luftvolumen entsteht (siehe Abb. 3.5). Die Masse der Folie oder Platte bildet die Schwingmasse. Die Federung wird durch den abgeschlossenen Luftpolster und/oder der Biegesteifigkeit dünner Platten bzw. der Elastizität gespannter Membranen gebildet. Plattenabsorber wirken in schmalen Frequenzbändern und werden hauptsächlich für tiefe Frequenzen eingesetzt. Für biegeeweiche Plattenabsorber, deren Membransteifigkeit, im Vergleich zur Luftpolstersteifigkeit, keine Rolle spielt und deren Membran in einem Abstand  $d$  zur Wand montiert ist, der klein gegenüber der Wellenlänge der Resonanzfrequenz  $\lambda_0$  ist, gilt für die Resonanzfrequenz bei senkrechtem Schalleinfall: [Mec94]

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{s''}{m''}} \cong \frac{c_0}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{\rho_0}{m''d}} \cong \frac{600}{\sqrt{m''d}} \quad [\text{Hz}] \quad (3.8)$$

$\rho_0 \dots$	Reindichte der Luft [kg/m <sup>3</sup> ]
$c_0 \dots$	Schallgeschwindigkeit im ungestörten Medium [m/s]
$s'' \dots$	Federsteifigkeit des Luftvolumens pro Flächeneinheit [N/m <sup>3</sup> ]
$m'' \dots$	Membranmasse pro Flächeneinheit [kg/m <sup>2</sup> ]
$d \dots$	Wandabstand [cm]

Ist die Voraussetzung  $d \ll \lambda_0$  nicht erfüllt, treten mehrere Resonanzen auf. Für schrägen oder diffusen Schalleinfall nimmt die Absorption ab. Durch Ausfüllen des Luftvolumens mit porösem Material wird das System zusätzlich bedämpft und durch die Ausbreitungsdämpfung im Luftvolumen die Abnahme der Absorption bei schrägem Schalleinfall verringert. Die Resonanzfrequenz von Plattenabsorbern mit elastischen Platten, deren Luftpolstersteifigkeit gegenüber der elastischen Rückfederung der Platte vernachlässigbar ist, hängt von den Materialdaten der Platte, ihren Abmessungen, der Art der Randeinspannung und der geometrischen Form ab. [Mec94]

Eine Verbesserung dieses Prinzips stellen Verbundplatten-Resonatoren dar. Diese können außer bei ihrer Masse-Feder-Resonanz auch zu einer Vielfalt von Biegeschwingungen angeregt werden, wodurch sie breitbandiger wirken. Dazu muss die Platte ganzflächig und am gesamten Rand frei schwingfähig und anregbar gelagert werden. Realisiert wird dies indem das Luftvolumen eines Plattenabsorbers wie in Abb. 3.6 durch eine poröse Dämpf-

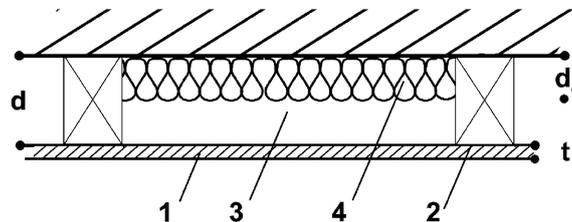


Abbildung 3.5: Plattenabsorber: (1) geschlossene Platte der Masse  $m$ ; (2) unnachgiebiger Rahmen; (3) Luftkissen der Dicke  $d$ ; (4) Dämpfungsschicht der Dicke  $d_\alpha$  [Fuc10]

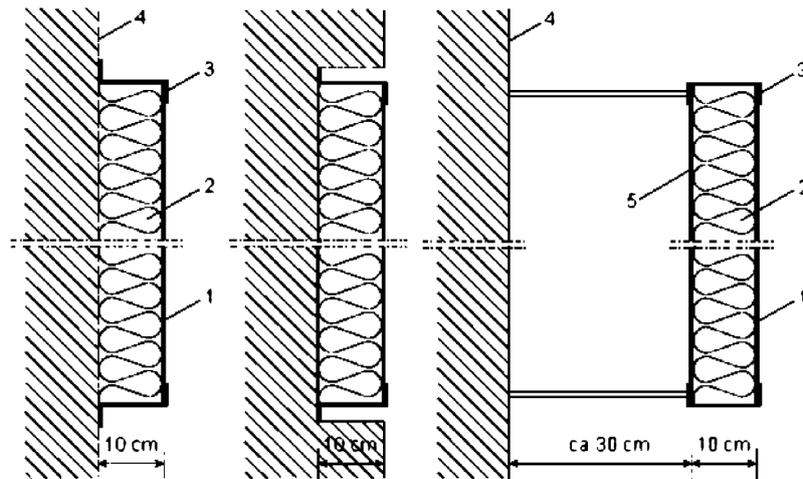


Abbildung 3.6: Verbundplatten-Resonator: (1) frei schwingende Platte (z. B. 0,5 bis 3 mm Stahl); (2) faserige/poröse Dämpfungsschicht; (3) Befestigungswinkel; (4) Rohbauteil; (5) Rückenplatte (z. B. 2 bis 3 mm Stahl) [Fuc10]

fungsschicht, aus z. B. Weichschaum, ersetzt wird, mit dem die Platte ganzflächig verbunden ist. [Fuc10]

### 3.1.4 Mikroperforierte Absorber

Mikroperforierte Absorber (MPA) nutzen die Reibung in kleinen Löchern und Schlitzten zur Absorption von Schallenergie. Sie können aus Metallen, Kunststoffen, Holz, aber auch optisch transparenten Materialien wie Acrylglas, Polycarbonat, PVC, ETFE oder normalem Flachglas bestehen. Die akustische Wirksamkeit ist nahezu unabhängig vom Material und kann allein durch geometrische Parameter exakt eingestellt werden. [Fuc10]

Bei einem MPA schwingt, wie bei einem Helmholtz-Resonator, die in den Löchern oder Schlitzten befindliche Luft als Masse zusammen mit der Luft zwischen der mikroperforierten Platte und einer schallharten Rückwand als Feder. Gegenüber herkömmlichen Helmholtz-Resonanz-Absorbern haben MPA aber ein viel kleineres Lochflächenverhältnis von rund 1%. Die kleinste Abmessung der Löcher oder Schlitzte  $2r_0$  wird so klein gewählt, dass sie der Größenordnung der akustischen Grenzschicht  $\delta$  einer laminaren Strömung in den Löchern oder Schlitzten entspricht (siehe Abb. 3.7 und Formel 3.9). Dadurch wirkt eine inhärente Reibung, die Wandhaftung. [Fuc10]

$$\delta = \sqrt{\frac{\eta}{\rho_0 \cdot \omega}} \quad [\text{m}] \quad (3.9)$$

$\rho_0 \dots$	Reindichte der Luft [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$\eta \dots$	dynamische Viskosität der Luft [ $\text{kg}/\text{ms}$ ]
$\omega = 2\pi f \dots$	Kreisfrequenz [ $1/\text{s}$ ]

Der Reibungsparameter  $x$  liefert eine qualitative Aussage darüber, wie wirkungsvoll die Schwingungen in den Löchern durch Wandhaftung bedämpft werden. Für zylindrische Löcher mit dem Radius  $r_0$  gilt: [Fuc10]

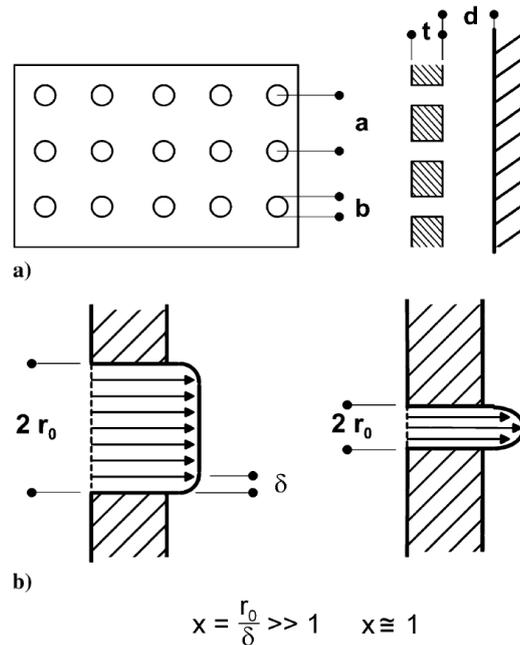


Abbildung 3.7: Mikroperforierter Absorber MPA: (a) Draufsicht und Schnitt; (b) Schallverteilung in großen (links) bzw. kleinen Löchern oder Schlitzen (rechts) [Fuc10]

$$x = \frac{r_0}{\delta} = 0.65 \cdot r_0 \cdot \sqrt{f} \quad (3.10)$$

Für einen MPA mit  $r_0$  in der Größenordnung von  $\delta$  erhält man Lochgrößen von  $0.05 < r_0 < 5$  mm bei denen die durch Resonanz verstärkten Schwingungen in den Löchern optimal bedämpft werden. Je nach Frequenz muss man  $r_0$  so wählen, dass  $x$  nicht viel von 1 abweicht. Dadurch erhält man einen optimal bedämpften MPA-Resonator, ohne zusätzliches Dämpfungsmaterial vor, in oder hinter den Löchern oder im Hohlraum. Bei offenporigen Schäumen erhält man durch Porengrößen zwischen 0,1 und 0,5 mm auch ohne Resonanz-Effekte eine hohe innere Reibung. Bei einem MPA aus gut Wärme leitendem Material wie Metall gibt es zusätzliche Verluste durch Wärmeableitung, weshalb diese eine etwas größere inhärente Absorption aufweisen. Die Gleichung für den Reibungsparameter für MPA-Bauteile mit guter Wärmeleitung wird zu: [Fuc10]

$$x = 0.42 \cdot r_0 \cdot \sqrt{f} \quad (3.11)$$

Es gibt ebenfalls MPA aus sehr dünnen Kunststoff- oder Metallfolien, die gehängt werden können ohne eine klar definierte Hohlkammer dahinter zu bilden. Es kann dabei kein Masse-Feder-Mechanismus angeregt werden, die inhärente Dämpfung in den kleinen Löchern bleibt aber erhalten. [Fuc10]

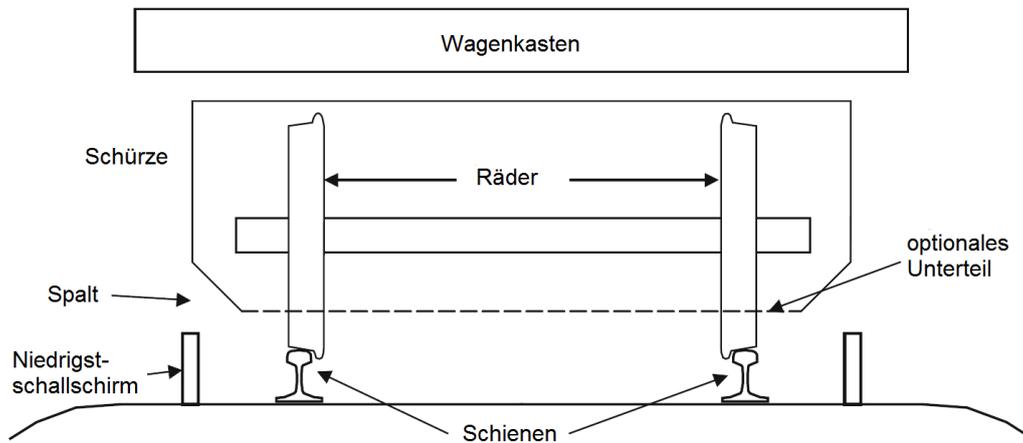


Abbildung 3.8: Prinzipskizze einer Drehgestellschürze-Niedrigstschallschirm-Kombination, übersetzt aus [Tho09]

### 3.2 Anwendung von Luftschallabsorbern an Schienenfahrzeugen

Der Einsatz von abschirmenden Schürzen am Drehgestell führte bei vergangenen Untersuchungen zu unterschiedlichen Resultaten, allerdings bei ebenfalls großen Unterschieden in der Ausführung der Schürzen. Abb. 3.8 zeigt das grundsätzliche Prinzip solcher Schürzen in Verbindung mit Niedrigstschallschirmen. Niedrigstschallschirme decken im Vergleich zu herkömmlichen Schallschutzwänden nur den Bereich unterhalb des Wagenkastens ab, befinden sich dafür aber möglichst nahe am Fahrzeug. Ziel ist, durch lokales Abdecken der Hauptgeräuschquelle Rad und Schiene eine ähnliche Wirkung wie mit weiter entfernten Schallschutzwänden zu erzielen. Die Vorteile solch einer Lösung sind geringere Errichtungskosten sowie ein freier Blick auf die Landschaft. Der zwischen Schürze und Schirm entstehende Spalt sollte möglichst klein sein. Allgemeine Nachteile von Drehgestellschürzen sind ein Mehraufwand in der Wartung, Hitzestau in den eingehüllten Drehgestellen und eine mögliche Behinderung von Heißläuferortungsanlagen<sup>2</sup> [JHJW96].

Im Jahr 1994 veröffentlichte die British Rail Ergebnisse von Messungen an einem mit Drehgestellschürzen ausgestatteten Test-Zug im Verbund mit niedrigen Schallschirmen am Fahrweg [Jon94]. Die Ergebnisse zeigten sehr gute Verbesserungen des Geräuschpegels von 8 bis 10 dB(A). Die Wirkung der Schürzen alleine wurde mit 5 dB(A) bei 145 km/h beziffert. Bei diesem Versuch wurde keine Rücksicht auf Lichtraumprofile genommen. Schürze und Schallschirm wurden überlappend gestaltet (siehe Abb. 3.9).

Die Projekte Silent Freight und Silent Track des European Rail Research Institute (ERRI) verfolgten den Ansatz einen leisen Güterzug zu entwickeln der in ganz Europa einsetzbar ist. Neben vielen anderen Maßnahmen wurde der Test-Zug mit Schürzen ausgestattet, die in Kombination mit 50 mm hohen Niedrigstschallschirmen getestet wurden. Aufgrund der Berücksichtigung sämtlicher europäischer Lichtraumprofile ergab sich ein Spalt zwischen Schürzenunterkante und Schiene von 168 mm bzw. 118 mm zwischen Schürzenunterkante und Oberkante des Schirms. Die Messungen zeigten eine geringe Re-

<sup>2</sup>Die Temperatur von Achslagern messende Infrarotsensoren im Gleisbereich.



Abbildung 3.9: Drehgestellschürzen und Niedrigschallschirme am Test-Zug der British Rail, modifiziert aus [JHJW96]

duzierung des Schallpegels von jeweils 1 dB für die Schallschirme und Schürzen alleine auf dem Referenzgleis. Bei Kombination der beiden Maßnahmen erhöhte sich die Reduktion auf 2 dB. Zusätzlich erschwerend war der Umstand, dass auf dem verwendeten Referenzgleis die Schallabstrahlung der Schiene 8 dB(A) höher als die des Rades war. Dadurch wurde die Schiene zur dominanten Schallquelle und somit Maßnahmen zur Reduktion des Radgeräusches schwer messbar. Durch Verwendung von Schienendämpfern und einer damit einhergehenden höheren Schienenabklingrate verbesserte sich das Ergebnis auf 2 dB für die Schürzen alleine und 3 dB für die Schürzen/Niedrigschallschirm-Kombination. [JBD<sup>+</sup>00]

Im Jahr 2000 wurde von den Österreichischen Bundesbahnen und den Schweizerischen Bundesbahnen die ARGE LNT (LowNoiseTrain) gegründet, deren Ziel die Entwicklung eines leisen Güterwagens ohne erhöhte Anschaffungskosten war. Schallschürzen waren eine der untersuchten Maßnahmen, erbrachten jedoch lediglich eine Minderung von < 2 dB. Die Schürzen waren von eher kleiner Abmessung (siehe Abb. 3.10), das Lichtraumprofil wurde dabei berücksichtigt (der Prototyp erreichte eine nationale Betriebsbewilligung). [LG13]

A. Frid veröffentlichte im Jahr 2003 [Fri03] eine Untersuchung von verschiedenen Schürze-Schallschirm-Kombinationen an einem 1:4 Modell einer BR185 Lokomotive der Deutschen Bahn (siehe Abb. 3.11). Dabei wurden aufwendig gestaltete Ersatzschallquellen für die Rad- und Schienengeräuschabstrahlung verwendet. Alle innenliegenden Flächen der Schürzen und Schallschirme sowie Teile des Unterbodens des Modells wurden mit Absorptionsmaterial ausgestattet. Eine für die Anwendung an der BR185 geeignete Schürze erreichte alleine eine Schallminderung von 3 dB(A). In Kombination mit einem Niedrigschallschirm wurden 10 dB(A) erreicht, allerdings war dabei der Spalt zwischen Schürze und Schirm für eine realistische Anwendung zu klein. Für den realen Fall wurde eine Schallminderung von



Abbildung 3.10: Radschürzen am Güterwagen der ARGE LNT [Hec03]

8 dB(A) angegeben.

In der Dissertation von K. Johannsen 2005 [Joh05] wurde die Abschirmwirkung eines Schürze-Niedrigstschallschirm-Systems mit schallweichen Oberflächen mittels einer 2-dimensionalen numerischen Simulation untersucht und durch einen Messaufbau im Labor verifiziert. Schürze und Wand wurden überlappend ausgelegt. Eine Konfiguration die das Lichtraumprofil berücksichtigt (Variante I in Abb. 3.12) und absorbierende Oberflächen an der Innenseite der Schürzen und am Niedrigstschallschirm annimmt, erreichte eine Gesamtpegelminderung von 11,3 dB(A), berechnet auf das Terzspektrum eines Inter-City Reisezugwagens bei 160 km/h. Mit dem Terzspektrum eines Güterzuges bei 100 km/h werden 7,7 dB(A) erreicht. Eine Konfiguration mit einem geringeren Abstand zwischen Schürze und Wand (Variante II in Abb. 3.12), die nur mit besonderer Genehmigung möglich wäre, erreichte eine Gesamtpegelminderung von 14,4 dB(A) für das Inter-City Spektrum, sowie 10,4 dB(A) für den Güterzug. Da in der Realität die Abstrahlung der Schiene außerhalb des Bereiches der Schürzen nur durch den Niedrigstschallschirm abgeschirmt wird und ein üblicher Schotteraufbau absorbierende Wirkung hat gegenüber dem schallhart angenommenen Boden im Modell, wurden die Ergebnisse als leicht überschätzt angenommen.

Auf der Arbeit von Johannsen aufbauend wurde in der Dissertation von C. Spehr [Spe08] die Verbesserung des Schürze-Niedrigstschallschirm-Systems durch ein aktives System aus Sekundärlautsprecher und Fehlermikrofon, mittels Überlagerung des primären Schallfeldes durch ein sekundäres Feld, untersucht. Die Ergebnisse zeigten eine starke Abhängigkeit von der Schlitzbreite zwischen Schürze und Wand. Aufgrund der großen Schlitzbreite bei Einhaltung der Abmessungen des Lichtraumprofils wurde darauf keine Rücksicht genommen. Je nach Konfiguration und Frequenzbereich ergaben sich Verbesserungen von 10 dB bis 20 dB.

Im Rahmen des Green Train Projektes der KTH Railway Group und Bombardier Transportation wurden im Jahr 2006 Messungen an einem modifizierten Hochgeschwindigkeits-

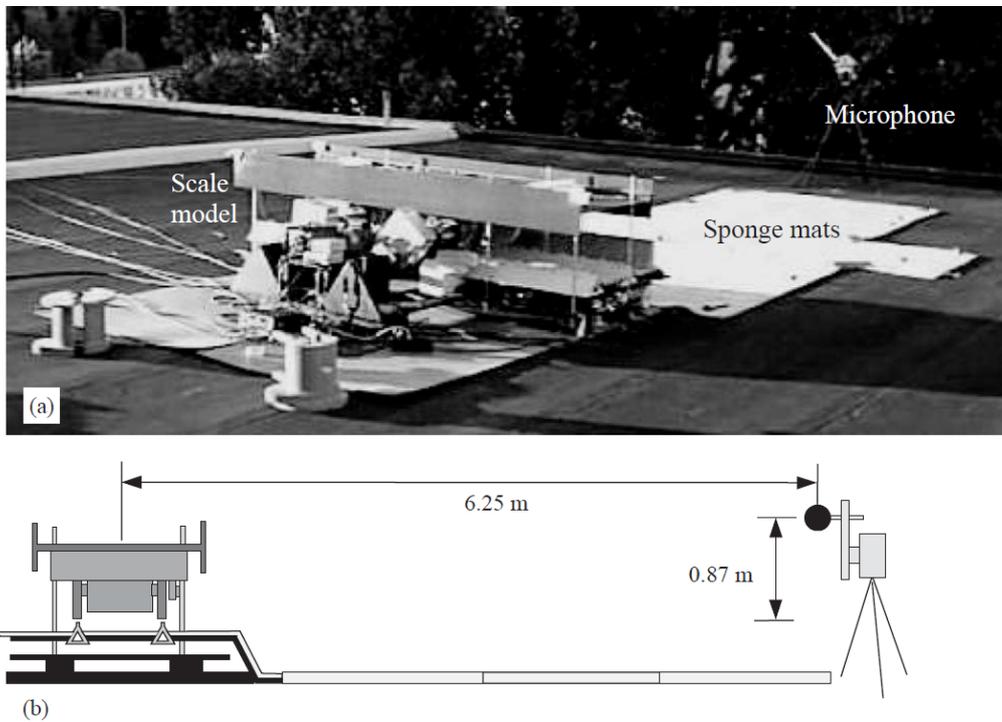


Abbildung 3.11: Mess- und Modellaufbau zur Untersuchung von Schürze-Schallschirm-Kombinationen an einem 1:4 Modell einer BR185 Lokomotive [Fri03]

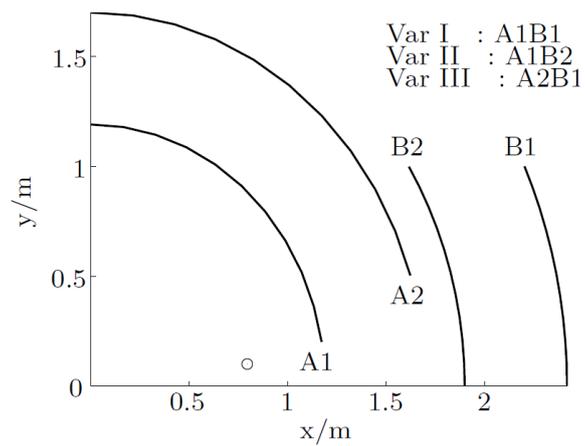


Abbildung 3.12: In der Dissertation von K. Johannsen verwendete Geometrien von Schürze (A) und Schirm (B) [Joh05]



Abbildung 3.13: Regina 250 Test-Zug mit und ohne Drehgestellschürze [CF11]

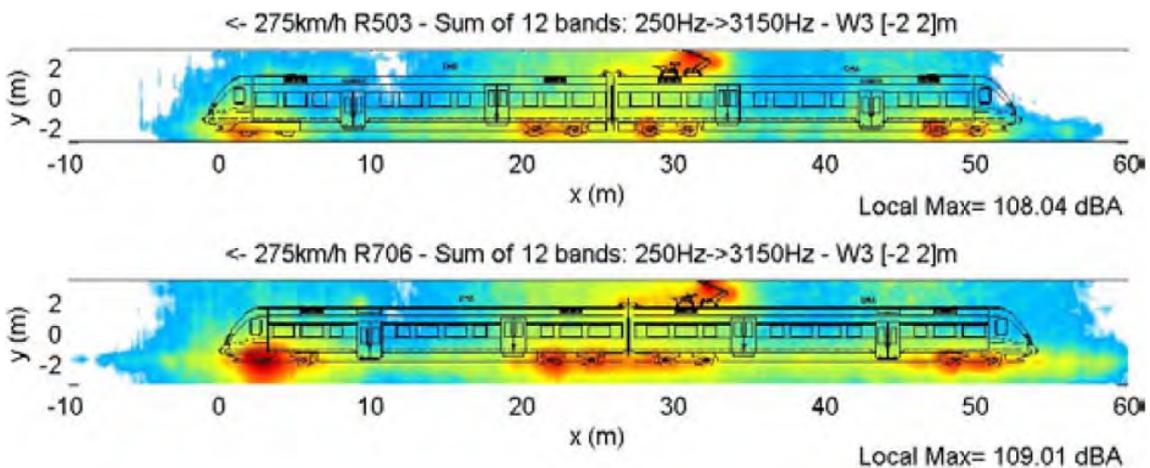


Abbildung 3.14: Plot einer Mikrofon-Array-Messung des Regina 250 bei 275 km/h; oben mit Schürze am führenden Drehgestell, unten ohne Schürze [CF11]

zug Regina 250 mit einem Mikrofonarray durchgeführt, um den Effekt einzelner Schallminderungsmaßnahmen bei einer Hochgeschwindigkeits-Vorbeifahrt besser unterscheiden und bewerten zu können [CF11]. Neben anderen Maßnahmen wurden Drehgestellschürzen am führenden Drehgestell (siehe Abb. 3.13), sowie Schienendämpfer untersucht. Die Drehgestellschürze erreichte eine Reduktion der Geräuschemission des Drehgestells um 2-3 dB(A) (siehe Abb. 3.14). In Kombination mit Schienendämpfern und somit einer höheren Schienenabklingrate wurden 5 dB(A) erreicht.

Zusammenfassend ist ersichtlich, dass das Geräuschminderungspotential von Drehgestellschürzen erst im Verbund mit Niedrigstschallschirmen voll ausgeschöpft werden kann. Dabei sollte der Spalt zwischen Schürze und Schirm möglichst klein sein. Daraus ergibt sich das Problem, dass hochwirksame Anordnungen nicht mit den aktuellen Lichtraumprofilen vereinbar sind. Des Weiteren sollte die Geometrie von Schürze und Schirm aufeinander abgestimmt sein, was bei der Vielzahl an Schienenfahrzeug-Herstellern und Streckenbetreibern in Europa nahezu unmöglich erscheint. Es besteht generell die Schwierigkeit, dass die

Konstruktion von Drehgestellschürzen in den Verantwortungsbereich der Schienenfahrzeug-Hersteller fällt, die der Niederschallschirme in den Bereich der Streckenbetreiber, jedoch nur eine Kombination von beiden Maßnahmen zu einer hohen Reduktion des Rollgeräusches führt.

### 3.3 Geeignete Absorptionsmaterialien

Für eine Anwendung im Bereich des Drehgestells von Schienenfahrzeugen müssen Absorptionsmaterialien nicht nur die Anforderung an eine hohe Schallabsorption über einen weiten Frequenzbereich erfüllen und dabei die Brandschutzbestimmungen einhalten, sondern ebenfalls mit einer Vielzahl an Einflüssen zurechtkommen.

In den internen technischen Spezifikationen für Medienbeständigkeit der Siemens AG Österreich sind für Bauteile des Drehgestells, der Antriebe und der Verbindungselemente zum Wagenkasten, Umwelteinflüsse, bahnübliche Belastungen sowie Prüflösungen und Testreiniger aufgezählt, gegenüber denen eine Beständigkeit des Materials gewährleistet sein muss. In Tabelle 3.1 sind die für Absorptionsmaterialien relevanten Punkte zusammengefasst. Dabei wird ersichtlich, dass durch Steinschlag, Funkenflug, mechanische Schwingungen, sowie maschineller Reinigung (unter Hochdruck) mit starken Reinigungsmitteln insbesondere eine hohe mechanische Stabilität gefragt ist. Dadurch ist eine Vielzahl an gängigen Absorptionsmaterialien für den Innenbereich in diesem Anwendungsfall nicht verwendbar.

Beständigkeit gegenüber Umwelteinflüssen:	Beständigkeit gegenüber bahnüblichen Belastungen:	Beständigkeit gegenüber maschineller Reinigung mit:
saurer Regen und im Regenwasser gelöster Schmutz	Steinschlag und Sand (Sandung)	neutralem Reiniger
Streusalze, Splittstreuung und Gummiabrieb (insbesondere bei Straßenbahnfahrzeugen)	Verschmutzung durch Öl und Schmierfette (Leckagen, Spurkranzschmieranlagen, Weichenschmierstoffe, Motor- und Getriebeöle)	alkalischem Reiniger
Salzwasser	Nutzung von CU-Molykote bei Schraubenverbindungen	salzsaurem Reiniger
Witterungseinflüsse (Wind, Eis, Schnee, UV-Strahlung...)	Abrieb der Bremsen, Funkenflug bei klotzgebremsten Fahrzeugen	oxalsaurem Reiniger
Abgase von Verbrennungsmotoren und Vorwärmgeräten	Wärmeabstrahlung der Bremsen, Getriebe, Fahrmotoren...	phosphorsaurem Reiniger
Flugrost und Staub	Verschmutzung des Fahrweges durch Laub, Fäkalien, Papier...	amidosulfonsaurem Reiniger
Einsatzklimabedingungen (Luftdruck, relative Feuchte, Temperaturbereich)	Fäkalien aus offenen WC- Anlagen	
Ozon und Smog	Mechanische Schwingungen	
Hydrolyse und oxidativen (thermischen) Abbau	Korrosionsschutzmittel, Klebstoffe und Isolierpasten	

Tabelle 3.1: Anforderungen an die Medienbeständigkeit von Absorptionsmaterialien im Drehgestellbereich von Schienenfahrzeugen

Eine weitere wichtige Anforderung an Materialien ist durch den Brandschutz gegeben. Bisher gab es dafür in Europa teils erheblich unterschiedliche nationale Normen. Durch die im März 2013 veröffentlichte europäische Norm EN 45545 sind die Anforderungen an den Brandschutz im Schienenverkehr nun europaweit einheitlich geregelt und müssen bis September 2013 national umgesetzt werden. In Österreich ist dies im Juli 2013 erfolgt. An-

Prüfung	Prüfverfahren	Parameter	Einheit	Grenzwert		
				HL1	HL2	HL3
Seitliche Flammenausbreitung	ISO 5658-2	$CFE$	$\text{kWm}^{-2}$	$\geq 20$	$\geq 20$	$\geq 20$
Wärmefreisetzungsrate	ISO 5660-1: 50 $\text{kWm}^{-2}$	$MARHE$	$\text{kWm}^{-2}$	-	$\leq 90$	$\leq 60$
Rauchentwicklung - optische Dichte	EN ISO 5659-2: 50 $\text{kWm}^{-2}$	$D_s \text{ max.}$	dimensionslos	-	$\leq 600$	$\leq 300$
Rauchgas Analyse - Toxizität	EN ISO 5659-2: 50 $\text{kWm}^{-2}$	$CIT_G$	dimensionslos	-	$\leq 1,8$	$\leq 1,5$

$CFE$  ... kritische Strahlungsintensität beim Erlöschen  
 $MARHE$  ... maximale mittlere Wärmefreisetzungsrate pro Einheitsfläche  
 $D_s \text{ max.}$  ... maximale optische Dichte in der Prüfkammer  
 $CIT_G$  ... konventioneller Toxizitätsindex

Tabelle 3.2: In EN 45545-2 [Eur13a] definierte Brandschutz-Grenzwerte der Gefährdungsstufen HL1, HL2 und HL3 des Anforderungssatzes R7

forderungen an das Brandverhalten von Materialien und Komponenten sind im Teil 2 der EN 45545 [Eur13a] festgelegt. Dabei wird einer Bauart- und Betriebsklasse eine von drei verschiedenen Gefährdungsstufen (HL1 bis HL3) zugewiesen. Die Bauartklasse unterscheidet zwischen Standardfahrzeugen, Fahrzeugen für automatischen Betrieb ohne für Notfälle geschultes Personal, Doppelstockfahrzeugen und Schlaf-/Liegewagen. Die Betriebsklassen 1 bis 4 sind durch die Länge von Untergrundabschnitten/Tunnels, der Möglichkeit zur Evakuierung sowie der Zeit bis zum Erreichen des nächsten sicheren Ortes bestimmt. Die jeweiligen Komponenten werden in verschiedene Komponentengruppen unterteilt, denen ein bestimmter Anforderungssatz zugewiesen ist. In diesem Anforderungssatz sind die Grenzwerte für die Gefährdungsstufen HL1, 2 und 3 definiert. Im Falle von Unterflurabsorption oder Drehgestellschürzen ist der Anforderungssatz R7 zutreffend. Die darin festgelegten Grenzwerte sind in Tabelle 3.2 angeführt. Komponenten die nach EN 13501-1, Klassifizierung des Brandverhaltens, als Baustoffklasse A1 (nichtbrennbar) klassifiziert sind, erfüllen alle Anforderungen der EN 45545-2 ohne weitere Prüfungen. Komponenten der Baustoffklasse A2-s1,d0 müssen nur auf ihre Toxizität überprüft werden.

Gemäß den Frequenzspektren des Rollgeräusches (siehe Kap. 2.4.2) sollte ein Material in dieser Anwendung im mittleren und hohen Frequenzbereich breitbandig hochabsorbierend sein. Ideal wäre eine hohe Absorption ab 200 Hz. Dadurch beschränkt sich die Auswahl auf poröse und mikroperforierte Absorber. Resonanz-Absorber sind durch ihre schmalbandige Wirkung nur in Kombination mit anderen Wirkmechanismen sinnvoll.

### 3.3.1 Mineralwolle

Als Mineralwolle bezeichnet man Dämmstoffe aus Glas- und Steinwolle, die zu den bekanntesten porösen Absorptionsmaterialien zählen (siehe Abb. 3.15). Sie sind in vielen verschiedenen Strömungswiderständen erhältlich, womit ihr Absorptionsverhalten an den jeweiligen Anwendungsfall und die Schichtdicke anpassbar ist. Mineralwolle ist flexibel und resistent gegen Schimmel, Fäulnis und UV-Strahlung. Sie gilt als nicht brennbar und erfüllt die Baustoffklasse A2, Steinwolle meist sogar A1, wodurch diese jegliche Brandschutzanforderung an Schienenfahrzeuge erfüllt.

Mineralwolle galt in der Vergangenheit als möglicherweise krebserregend. Seit dem Jahr 2000 besteht in Deutschland ein Herstellungs-, Inverkehrbringungs- und Verwendungsver-



Abbildung 3.15: Platte aus Steinwolle [Kna]

bot für krebsverdächtige Mineralwolle. Heutzutage ist Mineralwolle ohne Krebsverdacht mit einem RAL<sup>3</sup>-Gütezeichen gekennzeichnet. Des Weiteren verursachen Mineralwollefasern Hautreizungen. Bezüglich Nachhaltigkeit ist Mineralwolle kritisch zu sehen, da Altwolle nur sehr begrenzt recyclingfähig ist und in der Regel deponiert wird.

Die relativ empfindlichen Mineralfasern würden mechanischen Belastungen im Außenbereich von Schienenfahrzeugen, wie Steinschlag, Hochdruckreinigung und Fahrtwind, nicht standhalten. Ein Einsatz wäre daher nur hinter perforierten Abdeckplatten oder durch Kaschieren der Oberfläche mit einem widerstandsfähigen Vlies möglich. Auch die ständigen Vibrationen im Schienenverkehr können zu Bruch und Ausrieseln der Fasern führen.

### 3.3.2 Polyester-Vlies

Polyester(PES)-Vlies (Abb. 3.16) als poröser Absorber bietet mit Mineralwolle vergleichbare Absorptionseigenschaften (Abb. 3.19), kann ebenfalls nicht schimmeln oder faulen und ist UV-stabil. Die Wasseraufnahme und Speicherung ist geringer als bei Mineralwolle. Es bietet eine gute Medienbeständigkeit, ist formstabil und führt bei Vibrationstests zu keiner Faserverbundauflösung oder Faserbruch. Die mechanische Stabilität ist höher als bei Mineralwolle und kann durch Kaschieren der Oberflächen mit speziellen Vlieslagen noch verstärkt werden. PES-Vlies ist 100% recyclingfähig, kommt ohne chemische Bindemittel aus, ist nicht allergen und hautfreundlich.

Nachteile gegenüber Mineralwolle bestehen im schlechteren Brandverhalten. PES-Vlies erreicht nach EN 13501-1 die Baustoffklasse B-s1,d0 (schwerentflammbar). Eine Prüfung nach der neuen EN 45545-2 für den Außenbereich von Schienenfahrzeugen sind dem Autor nicht bekannt. Die Anforderungen für den Einsatz im Drehgestellbereich des im deutschsprachigen Bereich geltenden Vorgängers DIN 5510, Vorbeugender Brandschutz in Schienenfahrzeugen, werden erfüllt.

### 3.3.3 Schaumstoffe

Als poröse Absorber wirksame Schaumstoffe aus Polyurethan oder Melaminharz (Abb. 3.17) bieten gute Absorption und mit PES-Vlies vergleichbare Brandschutzeigenschaften.

---

<sup>3</sup>Deutsches Institut für Gütesicherung und Kennzeichnung.



Abbildung 3.16: Polyester-Vlies

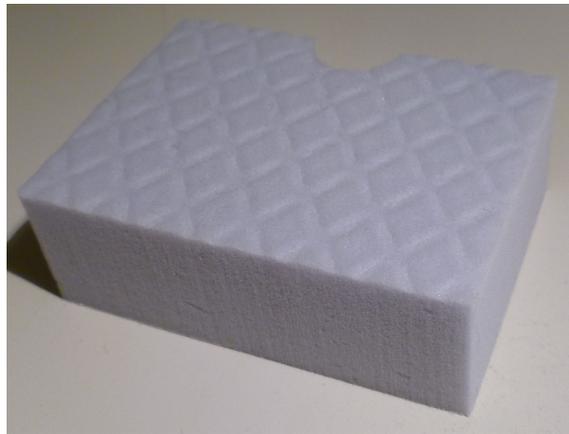


Abbildung 3.17: Melaminharz-Schaumstoff mit geprägter Oberfläche

Trotz der Möglichkeit, die Oberflächen mit festem Vlies zu kaschieren, sind sie aufgrund ihrer geringen mechanischen Widerstandsfähigkeit für einen Einsatz im Drehgestellbereich von Schienenfahrzeugen nicht zu empfehlen.

### 3.3.4 Geschlossenzelliger Polyethylen-Schaumstoff

Hochabsorbierender geschlossenzelliger Polyethylen(PE)-Schaumstoff ist unter den Markennamen Cellofoam D2600 und Stratocell Whisper erhältlich. Dieser besteht aus laminiertem Polyethylen niedriger Dichte. Die geschlossenen Zellen werden auf der akustisch optimierten Seite im Herstellungsprozess teilweise mikroperforiert (siehe Abb. 3.18). Die geöffneten Zellen wirken als mikroperforierter Absorber, mit dahinterliegendem abgeschlossenem Luftvolumen in der Zelle. Die geschlossenen Zellen wirken als Membranen. Dadurch erreicht das Material gute Absorptionswerte schon bei tiefen Frequenzen, die mit herkömmlichen porösen Absorbentien nur mit wesentlich höherer Schichtdicke erreichbar sind (siehe

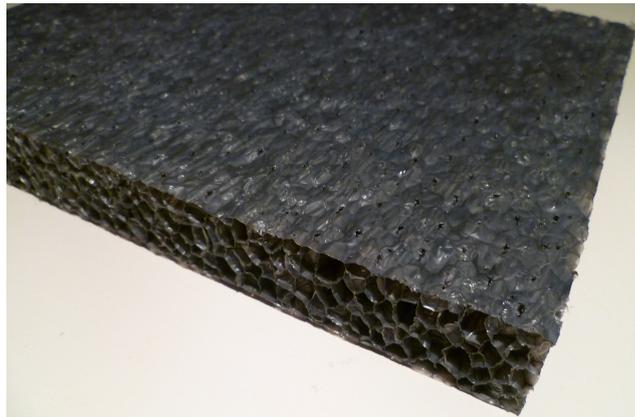


Abbildung 3.18: Geschlossenzelliger Polyethylen-Schaumstoff D2600

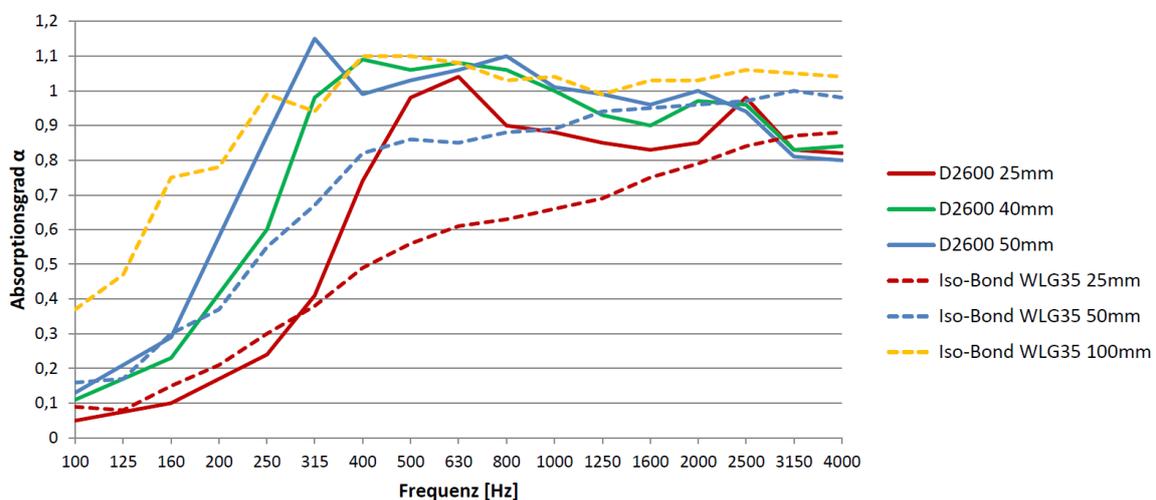


Abbildung 3.19: Im Hallraum gemessener Schallabsorptionsgrad von Cellofoam D2600 und Polyestervlies Caruso Iso-Bond WLG35, die Werte sind aus Datenblättern der Hersteller entnommen

Abb. 3.19). Zusätzlich erreicht der PE-Schaumstoff auch ein Schalldämmmaß<sup>4</sup> von 8 dB für 25 mm Stärke, sowie 13 dB für 50 mm Stärke.

Das Material ist flexibel, hydrophob, schmutzunempfindlich, frostbeständig, hat eine sehr geringe Wasseraufnahme und lässt sich mit Hochdruck reinigen. Es bietet eine hohe Stabilität, auch gegen Steinschlag, bei gleichzeitig sehr niedrigem Gewicht (25 kg/m<sup>3</sup>). Eine vollständige Recyclingfähigkeit ist ebenfalls gegeben.

Das Brandschutzverhalten ist mit anderen Kunststoffen vergleichbar. Nach EN 13501-1 ist das Material als Baustoffklasse B (schwerentflammbar) eingestuft. Nach DIN 5510-2 werden die Anforderungen für den Einsatz im Drehgestellbereich von Schienenfahrzeugen erfüllt. Gemäß der neuen EN 45545-2 gibt es bereits eine erfolgreiche Zertifizierung für den Anforderungssatz R9 (Fußbodenaufbau). Eine Prüfung nach dem Anforderungssatz

<sup>4</sup>Logarithmisches Maß des Verhältnisses von auf die Wand auftreffender Schalleistung zu durch die Wand transmittierter Schalleistung.

R7 wird angestrebt.

Aufgrund der guten Absorptionseigenschaften und der hohen Widerstandsfähigkeit wurde dieses Material für die Messungen in Kapitel 3.6 ausgewählt.

### 3.3.5 Poröse LWRT-Paneele

Paneele aus LWRT (Low Weight Reinforced Thermoplastics) Faserverbundwerkstoff sind durch ihre hohe mechanische Widerstandsfähigkeit bei gleichzeitig geringem Gewicht heutzutage als Material für Unterbodenverkleidungen von Kraftfahrzeugen verbreitet. Durch poröse Schichten können diese straßenseitig absorbierend gestaltet werden (siehe Abb. 3.20 u. 3.21), bleiben dabei aber trotzdem beständig gegen Umwelteinflüsse, Steinschlag und Abrieb. Diese Technologie ist bei Oberklasse-KFZ bereits im Serieneinsatz. Im Zuge des Projektes Leiser Straßenverkehr 3 der deutschen Bundesanstalt für Straßenwesen wurde auch ein Einsatz bei Kleinlastwagen und Vans untersucht [PUR13]. Dabei ergaben sich Verbesserungen des Vorbeifahrgeräusches in 10 m Entfernung von 2-3 dB.

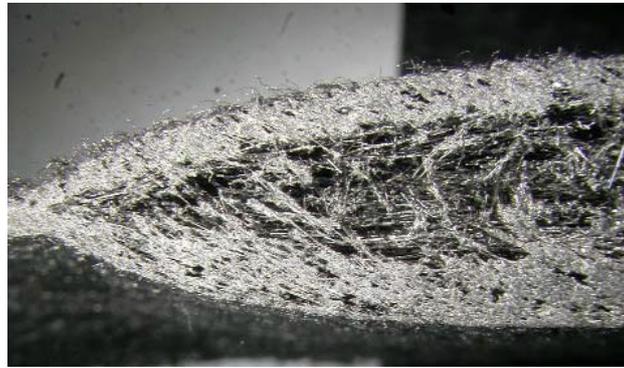


Abbildung 3.20: Absorbierender LWRT-Faserverbundwerkstoff [PUR13]

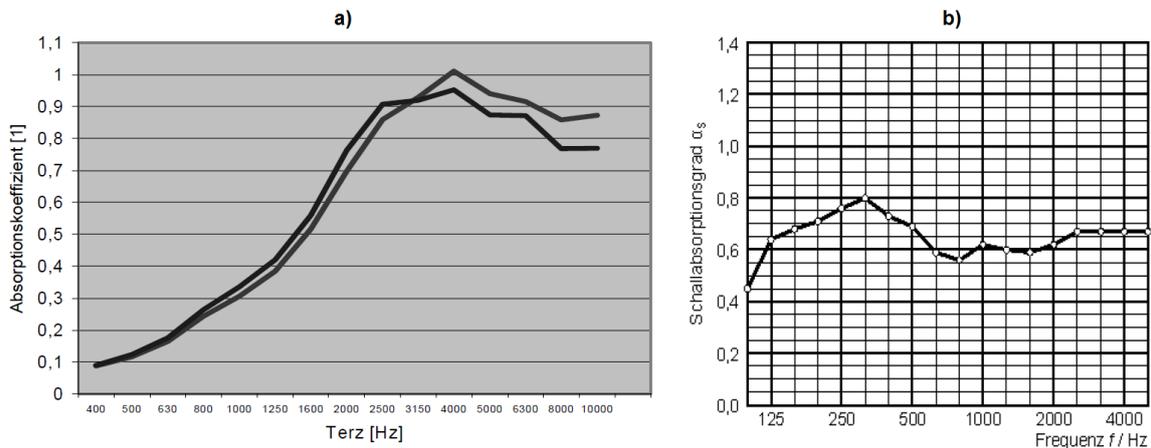


Abbildung 3.21: Schallabsorptionsgrad eines 7 mm LWRT-Paneels: (a) beide Seiten gemessen in Alpha-Kabine, direkt auf schallhartem Boden liegend; (b) gemessen im Hallraum, Panel in einem Abstand zum schallharten Boden befestigt [PUR13]

Durch die weit höheren Kosten im Vergleich zu herkömmlichen Absorptionsmaterialien sind absorbierende LWRT-Paneele für die Anwendung am Unterboden und in Drehgestelschürzen keine wirtschaftliche Alternative. Durch die hohe Steifigkeit des Materials, bei gleichzeitig geringem Gewicht, und der Möglichkeit beliebige Formteile herzustellen, könnten aber Teile der Struktur von Schienenfahrzeugen aus diesem Material besonders leichtgewichtig und akustisch wirksam gefertigt werden.

### 3.4 Bauraumuntersuchung

Wie Eingangs des Kapitels erwähnt, ist die Möglichkeit Schallabsorber an Schienenfahrzeugen anzubringen durch das Lichtraumprofil, sowie durch den vorhandenen Raum im Unterflur- und Drehgestellbereich beschränkt. Der Raum in diesen Bereichen ist einerseits durch das Drehgestell selbst, andererseits durch diverse Aggregate, Rohre, Leitungen und sonstige technische Einrichtungen verbaut. Dadurch variiert je nach Wagentyp und Drehgestell das mögliche Ausmaß von Absorbern im Unterflurbereich sowie die mögliche geometrische Anordnung von Schürzen. Güterwagen bieten besonders viel Platz, da unterhalb des Wagenkastens, abgesehen von den Drehgestellen, üblicherweise nur die Druckluft-Klotz-Bremsanlage montiert ist.

Der Spalt zwischen dem Gleisbett und einer Schürze sollte klein gehalten werden. Dazu ist ein möglichst geringer Abstand der Schürze zu den Rädern wichtig, da die Mindesthöhe des Lichtraumprofils zur Seite hin größer wird (siehe Abb. 3.24). Sind die Schürzen am Wagenkasten montiert, muss der Abstand zum Drehgestell so gewählt werden, dass es durch die Drehbewegung des Drehgestells zu keiner Berührung kommt.

#### 3.4.1 Eaos Güterwagen

Der Eaos-Güterwagen (siehe Abb. 3.22) ist ein weit verbreiteter offener Güterwagen, dessen Bauart nach den Richtlinien des Internationalen Eisenbahnverbandes (UIC) gekennzeichnet ist. Das UIC-Gattungszeichen Eaos steht für: Offener Güterwagen der Regelbauart (E), 4 Radsätze (a), nicht stirnkipper (o) und zugelassen für Züge bis 100 km/h (s). Die Abmessungen sind in Abb. 3.23 angegeben.

Die Wagen sind gemäß dem Lichtraumprofil G1 nach EN 15273 für internationalen Bahnverkehr ausgelegt. Aus diesem ergibt sich die maximale Tiefe von seitlichen Schürzen. Das Lichtraumprofil ist unterteilt in eine statische, eine kinematische und eine dynamische Begrenzungslinie. Die statische Begrenzungslinie kann nur für Fahrzeuge deren Neigungskoeffizient<sup>5</sup> nicht mehr als 0,2 beträgt verwendet werden. Dabei muss in vertikaler Richtung der Verschleiß der Räder (minimaler Raddurchmesser) und Federung sowie die vollständige Einfederung berücksichtigt werden. Den angeführten halben Breiten müssen Korrekturwerte aufgrund der seitlichen Verschiebung im Fahrbetrieb abgezogen werden. Für größere Neigungskoeffizienten berücksichtigt die kinematische Begrenzungslinie viele weitere Faktoren, deren Berechnung in der EN 15273-2 festgelegt sind. Dynamische Begrenzungslinien werden in Computermodellen verwendet, zur Bestimmung der Wagenabmessungen mittels Simulation.

---

<sup>5</sup>Durch Einfedern zur Seite entstehender Winkel des Wagenkastens zu einer einseitig erhöhten Gleisebene, dividiert durch den Winkel des Gleises zur Horizontalen (Bestimmung nach EN 14363).



Abbildung 3.22: Eaos-Güterwagen der Steiermärkischen Landesbahnen

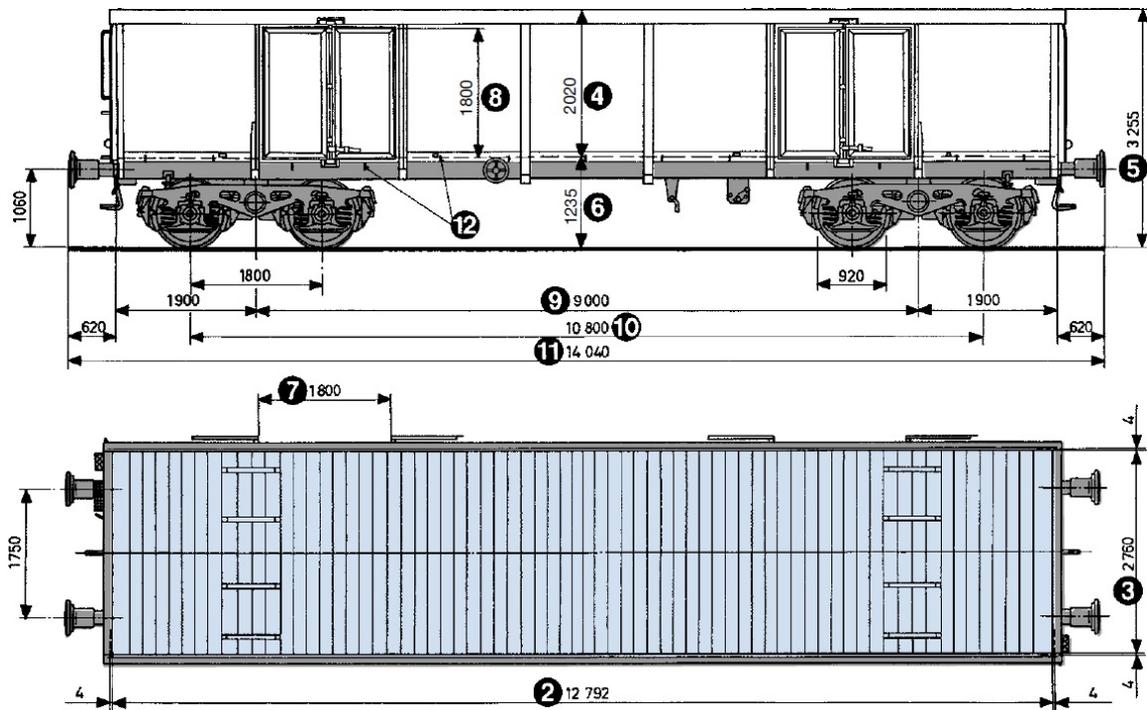


Abbildung 3.23: Eaos-Güterwagen Abmessungen [SBB]

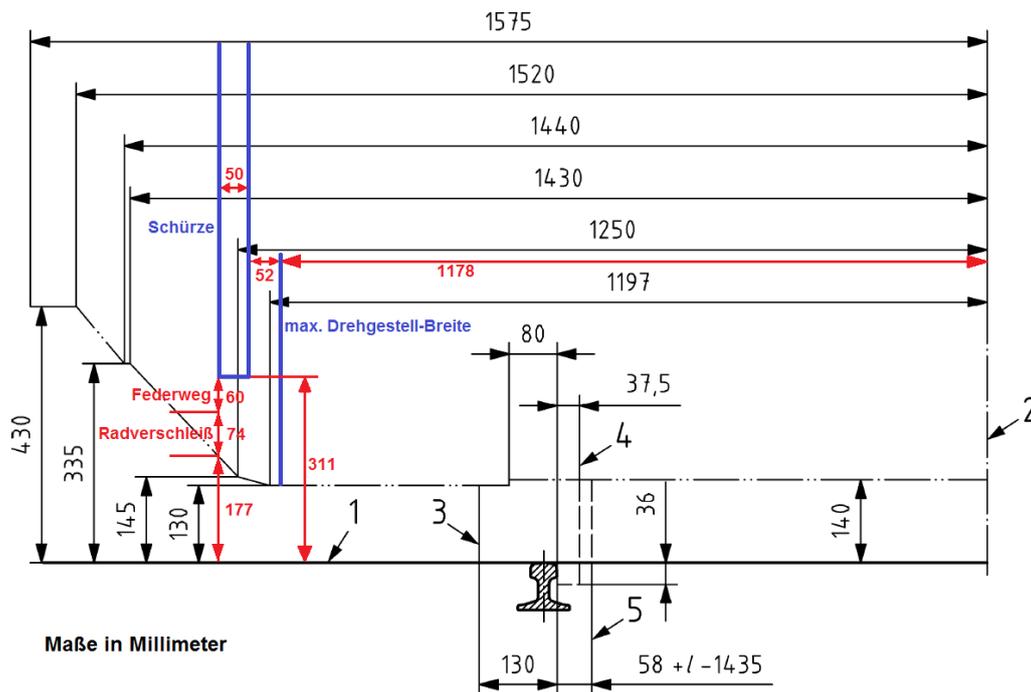


Abbildung 3.24: Statische Bezugslinie GIS1 des unteren Bereichs der Begrenzungslinie G1 mit eingezeichneten Abmessungen von seitlichen Schürzen an einem Eaos Güterwagen; (1) Laufebene, (2) Achse der Bezugslinie (Fahrzeugmittellinie), (3) Grenzlage der äußeren Radstirnfläche, (4) größte Breite der Spurkränze unter Beachtung der Schrägstellung der Radsätze, (5) tatsächliche Lage der inneren Radstirnfläche, wenn der Radsatz an der gegenüberliegenden Schiene anliegt; modifiziert aus [DIN10a]

Für die in Kap. 3.5 und 3.6 beschriebene Simulation und Messung wurde eine Schürzengeometrie unter Verwendung der statischen Begrenzungslinie G1 überschlagsweise berechnet (siehe Abb. 3.24). Das Y25 Drehgestell des Eaos hat eine maximale halbe Breite von 1178 mm. Der minimale Raddurchmesser durch Verschleiß beträgt 846 mm (Normaldurchmesser 920 mm). Die maximale Einfederung beträgt 60 mm. Bei einem seitlichen Abstand der Schürzen zum Drehgestell von 52 mm, bedingt durch die maximale seitliche Auslenkung des Drehgestells in Kurvenfahrt (ca. 3°) und einer angenommenen Stärke der Schürzen von 50 mm, erhält man eine maximale halbe Breite von 1280 mm. Daraus ergibt sich eine maximale Tiefe der Schürzen von 31 cm über Schienenoberkante. Heißläuferortungsanlagen werden durch diese Anordnung nicht behindert. Diese sind außen neben den Schienen angebracht und messen vertikal die Temperatur an der Unterseite der Radsatzlagerung in einem Bereich zwischen 1040 mm und 1120 mm abseits der Fahrzeugmittellinie [DIN10b]. Wird ein Fahrzeug nur national oder auf bestimmten Strecken verwendet, könnte eines der zahlreichen regionalen Lichtraumprofile zur Verwendung kommen, die teilweise niedrigere Mindesthöhen zulassen. Ebenfalls möglich sind Ausnahmegenehmigungen für Strecken, deren Infrastruktur eine Erweiterung der Begrenzungslinien zulassen.

Der Unterflurbereich des Eaos ist weitgehend frei, bis auf die Komponenten der Bremsanlage. Die Funktion dieser Komponenten darf durch Absorptionsmaterial am Unterboden

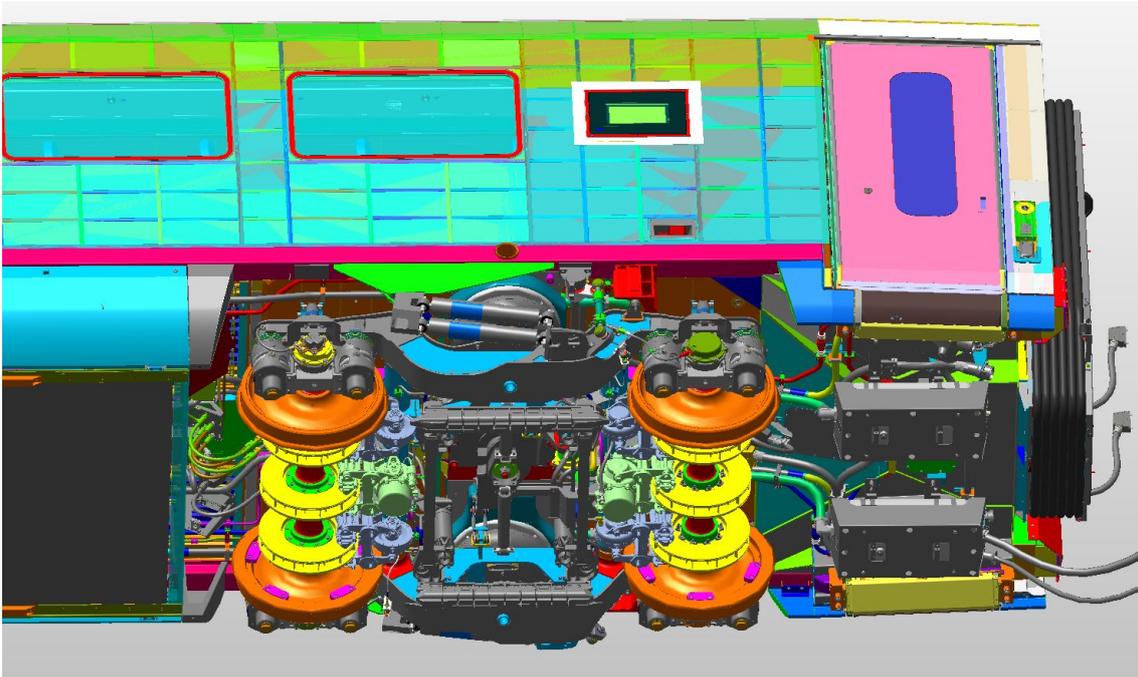


Abbildung 3.25: Schrägansicht vom Drehstellbereich des ÖBB Railjet

nicht beeinträchtigt werden. Ebenfalls darf kein Material über dem oberen Scheitelpunkt der Räder befestigt werden, da diese bis knapp unter den Wagenkasten einfedern.

### 3.4.2 ÖBB Railjet

Der ÖBB Railjet ist ein von Siemens hergestellter Reisezug. Abbildung 3.25 zeigt den Drehstellbereich eines Wagens. Dabei sieht man, dass durch die Vielzahl an Leitungen und Aggregaten rund um das Drehgestell kaum Bauraum zur Verfügung steht. Freie Flächen existieren im Bereich oberhalb der Räder. Die Höhe des Bodenaufbaus ist aber so bemessen, dass durch die notwendige Bewegungsfreiheit des Rades ebenfalls kaum Platz zur Verfügung steht. Die Abbildungen 3.26 und 3.27 zeigen die Räder in Extrempositionen. Der Mindestabstand des Rades zum Unterboden von 53 mm bei maximaler Einfederung und Verwindung berücksichtigt allerdings noch keine Bauteiltoleranzen. Im Normalfall geht man von einem minimalen Abstand von 30 mm aus, wodurch in diesem Fall weniger als 3 cm für zusätzlich angebrachtes Material zur Verfügung stehen würde. In Abbildung 3.27 sieht man die Querbewegung der Räder. Das linke Rad reicht hier beinahe an die Verrohrung, das rechte Rad an den Mittellangträger. Dadurch ist auch keine Möglichkeit gegeben seitlich der Räder Material anzubringen. Auch Schürzen mit innen angebrachter absorbierender Schicht könnten im Bereich des Drehgestells nicht montiert werden ohne die Breite des Wagens zu erhöhen. Reisezugwagen mit innengelagerten<sup>6</sup> Drehgestellen würden an dieser Stelle den notwendigen Platz bieten.

<sup>6</sup>Bei innengelagerten Drehgestellen befindet sich der Drehgestellrahmen und das Achslager zwischen den Rädern.

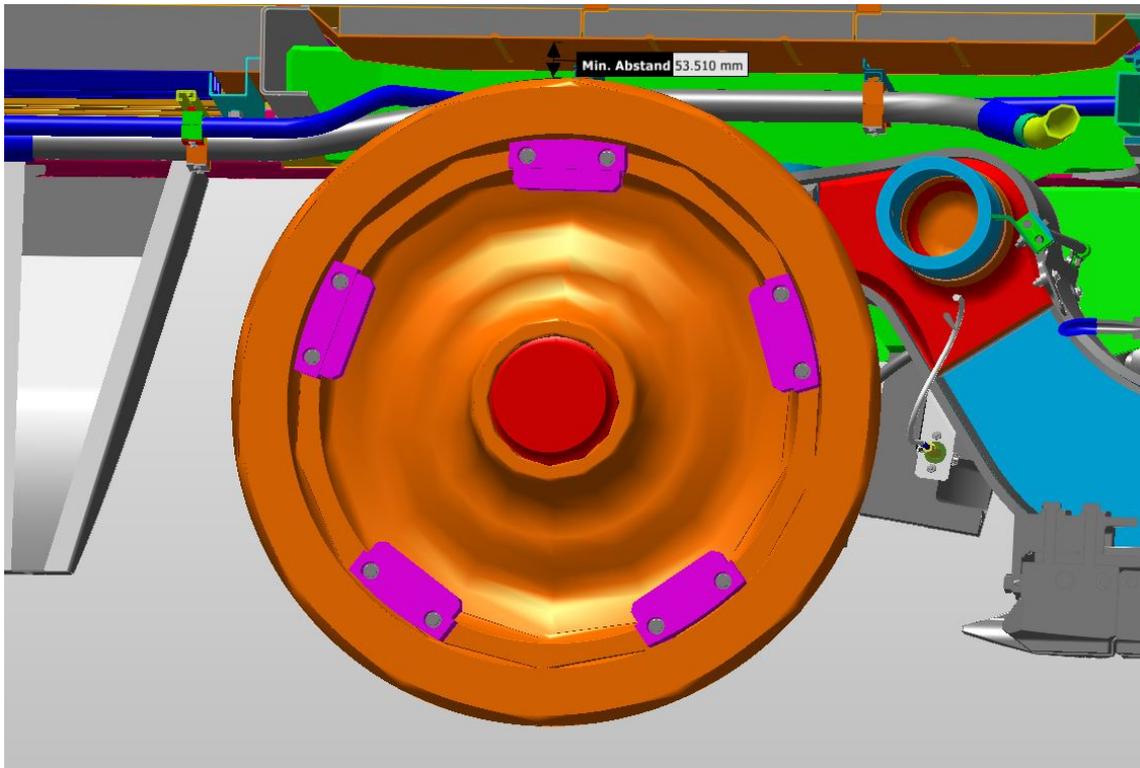


Abbildung 3.26: Detailansicht des Rades in extremer Position

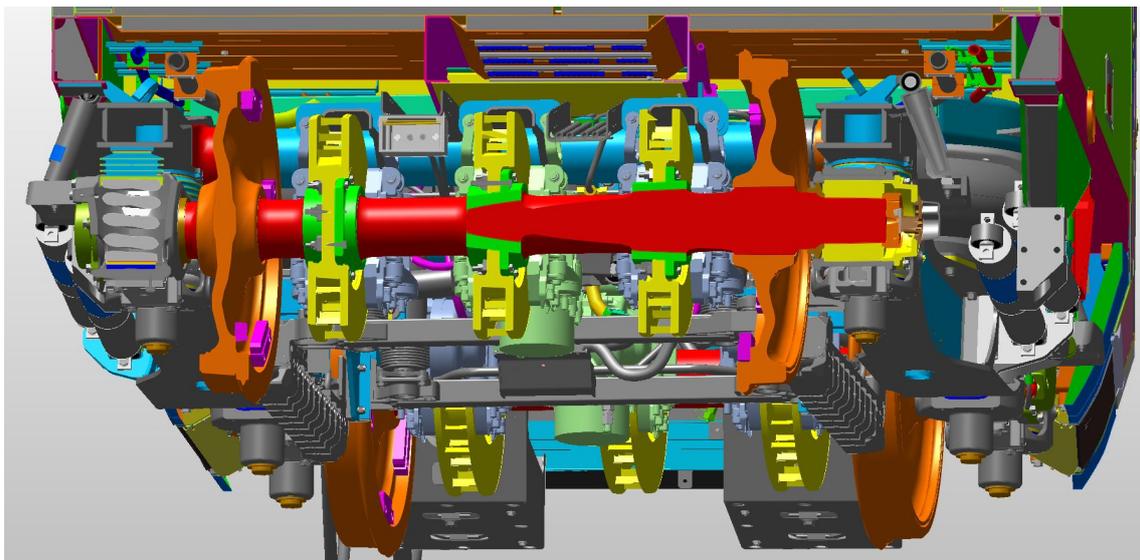


Abbildung 3.27: Querschnitt des Drehgestells in extremer Position

## 3.5 Simulation - Eaos Güterwagen

Um die Wirksamkeit von schallabsorbierenden Schürzen und Schallabsorbern am Unterboden zu untersuchen, wurde im Zuge dieser Arbeit die Geräuschemission bei Vorbeifahrt eines Eaos-Güterwagens in unterschiedlichen Konfigurationen mittels der Software Siemens ProgNoise 1.91 SP2 simuliert.

### 3.5.1 ProgNoise

ProgNoise dient zur Schallemissionsberechnung von Schienenfahrzeugen. Dazu wird zuerst ein Modell des Schienenfahrzeuges aus vordefinierten Komponenten (Wagenkasten, Drehgestell, Achse, Rad, Motor, Getriebe, Kompressor, Ventilator, Stromabnehmer) erstellt. Die Geometrie der Anordnung dieser Komponenten sowie deren Größe kann frei gewählt werden. Damit wird einerseits die Position reflektierender Flächen festgelegt, andererseits dient die Lage der Komponenten als Platzhalter für Schallquellen. Zusätzlich können weitere Flächen oder Körper an beliebiger Stelle eingefügt werden, deren Oberflächeneigenschaften mittels Angabe des Absorptions- und Diffusitätsgrades<sup>7</sup> bestimmt werden können. Auch den Oberflächen des Wagenkastens und den Bodenflächen lassen sich Absorptions- und Diffusitätsgrad zuordnen.

Im nächsten Schritt können dem Modell Schallquellen zugeordnet werden. Diese sind unterteilt in Rad, Schiene, Motor, Getriebe, Kompressor, Ventilator, Stromabnehmer und allgemeine (nicht näher definierte) Schallquellen. Je nach Art der Schallquelle können verschiedene Parameter angegeben werden. Eine Radschallquelle beispielsweise wird als Punktschallquelle mit wählbarer Richtcharakteristik (omni-, uni- oder bidirektional), eine Schienenschallquelle als Linienschallquelle, bestehend aus hintereinander angeordneten Punktschallquellen, definiert. Jeder Schallquelle werden ein oder mehrere Schallpegelspektren für bestimmte Geschwindigkeiten zugeordnet. Diese können aus Messungen oder anderen Simulationen stammen, im Falle von Rad- und Schienenschallquellen z. B. aus TWINS (siehe Kap. 2.5). Für Schienenschallquellen kann zusätzlich noch die Schienenabklingrate (siehe Kap. 2.3.2), für gerichtete Schallquellen der Bündelungsgrad (siehe Kap. 2.2.2) angegeben werden.

Die Position der Empfänger muss ebenfalls definiert werden. Für die Simulation einer Vorbeifahrt mit konstanter Geschwindigkeit wird nicht der Zug an den Empfängern vorbeigefahren sondern mehrere Empfängerpositionen beidseitig entlang der Strecke definiert, die je nach Geschwindigkeit der Vorbeifahrt in gewissen Zeitabständen durchgeschaltet werden. Die Schallquellen bleiben dabei stationär. Die Position und Anzahl der Empfänger wird durch Eingabe der in Abb. 3.28 dargestellten Distanzen bestimmt. Mittels Angabe der Distanz  $f$  des ersten Empfängers bis zum Beginn des Zugmodells und der Distanz  $r$  des letzten Empfängers bis zum Ende des Zugmodells, sowie des Abstandes  $a$  zwischen den Empfängern, ergibt sich die Anzahl der Empfänger. Die Höhe, sowie der seitliche Abstand  $d$  der Empfänger zur Mitte des Gleises, kann ebenfalls definiert werden.

Für die Simulation der Schallabstrahlung verwendet ProgNoise das Ray-Tracing Verfahren sowie eine Berechnung der Freifeldausbreitung. Im Unterflurbereich des Fahrzeu-

<sup>7</sup>Grad der Verteilung von reflektiertem Schall. Diffusitätsgrad 1 bedeutet völlig gleichmäßige Verteilung der Reflexionen, Diffusitätsgrad 0 bedeutet ausschließlich geometrisch reflektierend (Einfallswinkel = Ausfallswinkel).

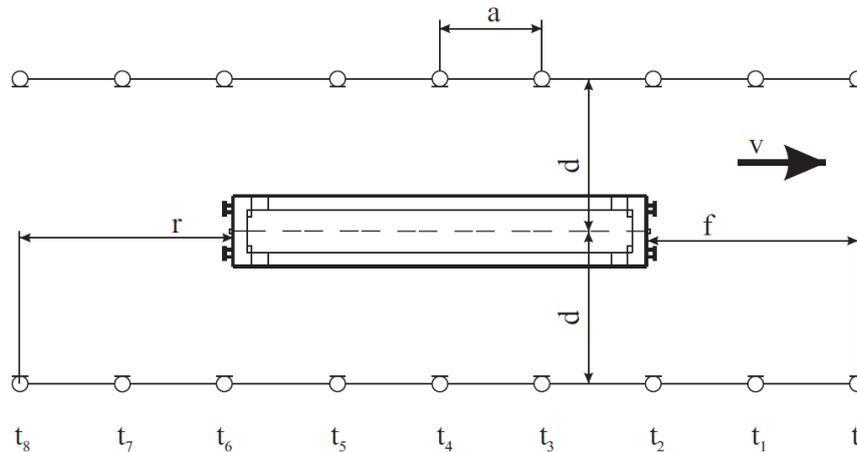


Abbildung 3.28: Empfängerpositionen bei Simulation einer Vorbeifahrt mit ProgNoise; (a) Abstand zwischen den Empfängern, (f) Distanz zwischen erstem Empfängerpaar und dem Beginn der Zuges, (r) Distanz zwischen letztem Empfängerpaar und dem Ende des Zuges, (d) Abstand der Empfänger zur Gleismitte, ( $t_0 - t_8$ ) dem Empfängerpaar zugeordneter Zeitpunkt [Rol05]

ges, wo viele reflektierende Flächen vorhanden sind die einen erheblichen Einfluss auf die Schallausbreitung haben, wird Ray-Tracing angewendet. Im Bereich oberhalb des Fußbodens wird im Hinblick auf die Rechenzeit nur die Freifeldausbreitung berechnet, da dort das Fahrzeug keinen großen Einfluss auf das Schallfeld hat und ein Informationszugewinn durch das Ray-Tracing Verfahren nicht zu erwarten ist. [Rol05]

### 3.5.2 Ray-Tracing Verfahren

Bei Ray-Tracing (Strahlverfolgung) wird die abgestrahlte Energie einer Schallquelle auf eine große Anzahl an Strahlen aufgeteilt, die in unterschiedliche Richtungen ausgesendet werden. Bei einer omnidirektionalen Quelle geschieht dies durch eine gleichmäßige Verteilung der Strahlen, für gerichtete Quellen werden unter Berücksichtigung des angegebenen Bündelungsgrades die Winkel der Strahlen gewichtet. Trifft ein Strahl auf ein Hindernis auf, wird mittels der Abmessungen des Hindernisses geprüft, ob eine Reflexion erfolgt oder die Schallwellen um das Hindernis gebeugt werden: [Rol05]

$$f_{\min} = 0.53 \cdot \frac{2c \cdot r_Q}{(l_{\min} \cdot \cos \beta)^2} \quad [\text{Hz}] \quad (3.12)$$

- $f_{\min} \dots$  Frequenz ab der ein Hindernis reflektierend ist [Hz]
- $c \dots$  Schallgeschwindigkeit [m/s]
- $l_{\min} \dots$  geringste Ausdehnung des Hindernisses [m]
- $\beta \dots$  Einfallswinkel [°]
- $r_Q \dots$  Abstand zwischen Quelle und Reflexionspunkt [m]

Erfolgt eine Reflexion eines Strahles, wird dessen Energie entsprechend dem Absorptionsgrad der Reflexionsfläche verringert. Um die Streuung der Reflexionsflächen zu berücksichtigen, wird bei einer Reflexion der Diffusitätsgrad  $d$  der Oberfläche mit einer Zufallszahl

$z$  zwischen 0 und 1 verglichen. Ist  $z > d$  erfolgt eine geometrische Reflexion, bei  $z < d$  wird der Strahl, gemäß dem Lambertschen Gesetz, unabhängig vom Einfallswinkel in Richtung der Flächennormale reflektiert. Der Weg eines Strahles wird nun so lange verfolgt, bis die Energie des Strahles unter einen Grenzwert abgesunken ist bzw. der Strahl den Bereich der Simulation verlässt. Trifft ein Strahl auf die Oberfläche eines Empfängers, wird diesem die verbleibende Energie des Strahles zugewiesen. [Rol05]

### 3.5.3 Freifeldausbreitung

Für Schallquellen, die sich nicht im Unterflurbereich des Fahrzeuges befinden, wird der am Empfänger eintreffende Direktschall berechnet, sowie der über den Boden reflektierte Schall. Diese Schallanteile der einzelnen Schallquellen werden für jeden Empfänger aufsummiert. [Rol05]

Folgende Beziehung ergibt den Direkt-Schalldruckpegel  $L_{p,\text{dir}}$  an einem Empfänger in der Distanz  $r$  zu einer Quelle mit dem Schalleistungspegel  $L_W$ :

$$L_{p,\text{dir}} = L_W - 10 \log \left( \frac{4\pi r^2}{\gamma} \right) \quad [\text{dB}] \quad (3.13)$$

Der Bündelungsgrad  $\gamma$  (siehe Kap. 2.2.2) für eine Kugelschallquelle beträgt 1. Befindet sich die Quelle auf einer seitlichen Fahrzeugkontur, ist nur eine halbkugelförmige Ausbreitung möglich und der Bündelungsgrad wird zu  $\gamma = 2$ .

Für Schallquellen auf dem Dach des Fahrzeuges wird die Beugung um die Dachkante durch das Abschirmmaß  $D_z$  berücksichtigt (siehe Ab. 3.29) [Sch94]:

$$D_z = 20 \log \frac{\sqrt{2\pi N}}{\tanh \sqrt{2\pi N}} \quad [\text{dB}] \quad (3.14)$$

mit der Fresnel-Zahl  $N$ :

$$N = \pm \frac{2}{\lambda} (a + b - r) \quad (3.15)$$

- $\lambda \dots$  Wellenlänge [m]
- $a + b \dots$  kürzester Weg zwischen Schallquelle und Empfänger (s. Abb. 3.29) [m]
- $r \dots$  Abstand Schallquelle zu Empfänger [m]

Damit ergibt sich der Direktschallpegel am Empfänger zu:

$$L_{p,\text{dir}} = L_W - 10 \log \left( \frac{4\pi r^2}{\gamma} \right) - D_z \quad [\text{dB}] \quad (3.16)$$

Der vom Boden reflektierte Anteil wird mittels einer Spiegelquelle berechnet (siehe Abb. 3.30). Dabei wird der Absorptionsgrad des Bodens  $\alpha_B$  berücksichtigt: [Rol05]

$$L_{p,\text{refl}} = L_W - 10 \log \left( \frac{4\pi r_1^2}{\gamma} \right) - D_{z,1} + 10 \log(1 - \alpha_B) \quad [\text{dB}] \quad (3.17)$$

- $r_1 \dots$  Abstand Spiegelschallquelle zu Empfänger [m]
- $D_{z,1} \dots$  Abschirmmaß der Spiegelschallquelle (= 0 wenn keine Dach-Quelle) [dB]

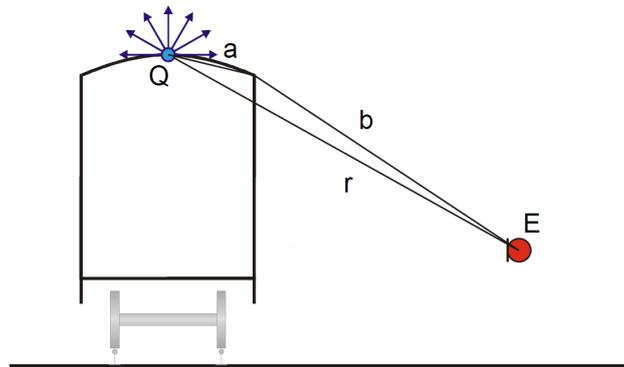


Abbildung 3.29: Schallquelle auf dem Dach mit Abschirmung durch Dachkante [Rol05]

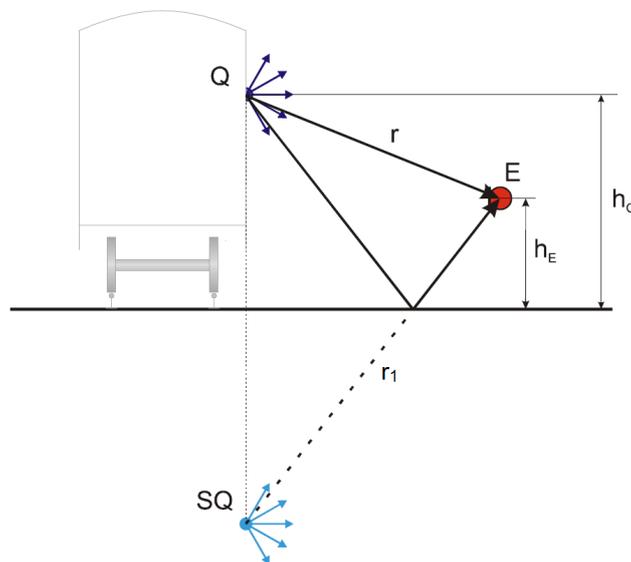


Abbildung 3.30: Spiegelschallquelle (SQ) zur Berechnung des vom Boden reflektierten Schallpegels [Rol05]

### 3.5.4 Eaos-Simulationsmodell

Mittels der in ProgNoise vordefinierten Komponenten wurden zwei Eaos-Güterwagen mit den Abmessungen aus Abb. 3.23 modelliert. Diese bestehen aus jeweils einem Wagenkasten, zwei Drehgestellen mit je zwei Achsen sowie zwei Rädern pro Achse (siehe Abb. 3.31). Es wurden zwei aneinander gereihte Wagen modelliert, da für die Bestimmung des Vorbeifahrpegels von gezogenen Teilfahrzeugen mindestens zwei Fahrzeuge notwendig sind (siehe Kap. 2.4.1). Für eine Simulation mit Schürzen am Fahrzeug wurden solche gemäß der Geometrie aus Abb. 3.24 über die gesamte Breite des Fahrzeuges dem Modell hinzugefügt.

Die den Oberflächen zugeordneten Absorptions- und Diffusitätsgrade sind in Tabelle 3.3 ersichtlich. Es handelt sich dabei um Daten aus der ProgNoise-internen Datenbank sowie aus Literatur. Der Absorptionsgrad der Schürzen sowie der Unterbodenabsorption entspricht den Werten des Cellofoam D2600 Materials in 40 mm Stärke.

Das Modell beinhaltet insgesamt 1336 Schallquellen:

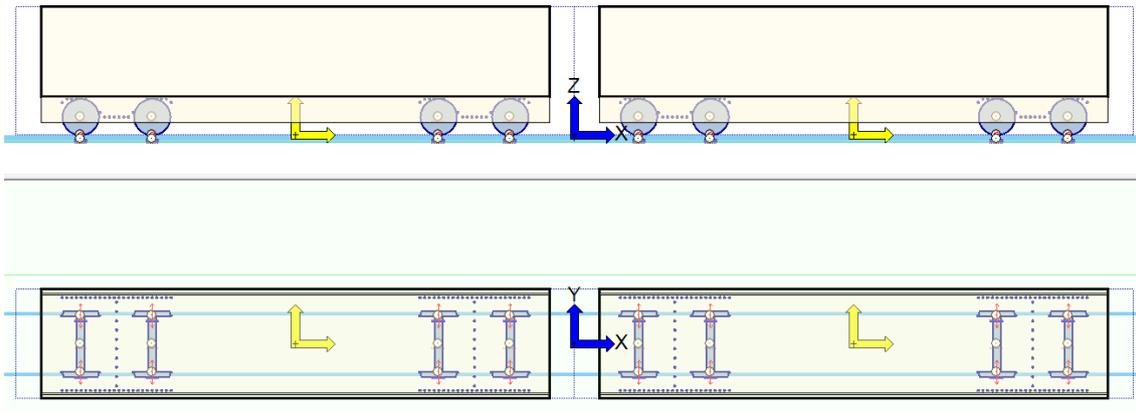


Abbildung 3.31: In ProgNoise erstelltes Modell von zwei Eaos-Güterwagen mit seitlich angebrachten Schürzen

Oberfläche	Frequenz [Hz]:	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000
Wagenkasten	Absorptionsgrad:	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06	0,06
	Diffusitätsgrad:	0	0	0,02	0,05	0,1	0,18	0,28	0,4	0,52	0,62	0,7	0,75	0,78	0,8	0,82	0,85	0,9	0,96
Schürzen, Unterbodenabsorption	Absorptionsgrad:	0,11	0,15	0,23	0,38	0,6	0,98	1	1	1	1	1	0,93	0,9	0,97	0,96	0,83	0,84	0,84
	Diffusitätsgrad:	0	0	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,07	0,1	0,16	0,23	0,33	0,46	0,59	0,72	0,82	0,89	0,94
Schotter-Gleisbett	Absorptionsgrad:	0,19	0,24	0,3	0,37	0,44	0,51	0,59	0,65	0,69	0,71	0,71	0,72	0,75	0,77	0,78	0,78	0,78	0,78
	Diffusitätsgrad:	0,02	0,03	0,04	0,07	0,1	0,15	0,23	0,33	0,45	0,59	0,72	0,81	0,89	0,93	0,95	0,97	0,98	0,98
Feste Fahrbahn	Absorptionsgrad:	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06	0,06
	Diffusitätsgrad:	0	0	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,07	0,1	0,16	0,23	0,33	0,46	0,59	0,72	0,82	0,89	0,94
Wiese (Flächen neben Gleisbett)	Absorptionsgrad:	0,03	0,05	0,08	0,11	0,16	0,22	0,3	0,38	0,47	0,56	0,62	0,68	0,72	0,74	0,77	0,79	0,8	0,8
	Diffusitätsgrad:	0	0	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,07	0,1	0,16	0,23	0,33	0,46	0,59	0,72	0,82	0,89	0,94

Tabelle 3.3: Absorptions- und Diffusitätsgrade der Oberflächen des Simulationsmodells

- Pro Rad eine omnidirektionale Schallquelle in dessen Zentrum (ergibt 16 Radschallquellen),
- pro Achse eine omnidirektionale Schallquelle für die Geräuschabstrahlung der Schwellen, mittig zwischen den Rädern auf Schienenhöhe angeordnet (ergibt 8 Schwellenschallquellen),
- pro Rad/Schiene-Kontaktpunkt eine Linienschallquelle für die Geräuschabstrahlung durch vertikale Schienenvibrationen, nachgebildet durch 41 omnidirektionale Punktschallquellen entlang der Schiene, angeordnet 10 m vor bis 10 m nach dem Kontaktpunkt mit 0,5 m Abstand zwischen den Schallquellen (ergibt 656 vertikale Schienenschallquellen),
- pro Rad/Schiene-Kontaktpunkt eine Linienschallquelle für die Geräuschabstrahlung durch laterale Schienenvibrationen, auf gleiche Weise nachgebildet wie für die vertikalen Schienenvibrationen, nur diesmal unter Verwendung von bidirektionalen Punktschallquellen mit einem Bündelungsgrad von  $\gamma = 3$ , zu tiefen Frequenzen abfallend auf  $\gamma = 1$  (ergibt 656 laterale Schienenschallquellen).

Die Daten der Schallquellen sind in Tabelle 3.4 dargestellt. Die Schalleistungspegel entstammen einer Simulation mit TWINS eines UIC 920 mm Güterwagen Rades auf einer UIC 60<sup>8</sup> Schiene, die mit mittelsteifen Zwischenlagern ( $5 \times 10^8$  N/m) auf Betonschwellen

<sup>8</sup>Standard-Schienenprofil für hochbelastete Strecken.

Schallquelle	Frequenz [Hz]:	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	Summe [dB(A)]
Rad	L <sub>w</sub> [dB] bei 50 km/h:	66,37	70,76	73,13	79,87	80,47	73,16	66,69	67,09	70,39	72,74	76,86	81,74	77,65	82,84	80,27	78,05	78,29	78,02	89,94
	L <sub>w</sub> [dB] bei 100 km/h:	72,12	76,63	79,1	86,02	86,96	80,42	75,15	76,58	80,28	82,65	86,52	91,42	87,07	92,07	88,86	85,96	86,38	86,67	98,93
Schwelle	L <sub>w</sub> [dB] bei 50 km/h:	81,47	81,68	82,98	85,63	88,31	89,3	82,83	75,91	74,25	75,13	74,4	68,99	63,82	59,95	48,06	52,19	52,57	41,11	86,92
	L <sub>w</sub> [dB] bei 100 km/h:	87,23	87,54	88,95	91,78	94,81	96,56	91,29	85,41	84,14	85,05	84,06	78,67	73,24	69,18	56,65	60,09	60,65	49,77	94,79
Vertikale Schienen-Vibration	L <sub>w</sub> [dB] bei 50 km/h:	54,73	56,93	59,95	63,67	67,26	68,36	67,23	69,02	72,82	76,75	78,59	75,63	76,49	78,2	73,05	70,91	70,73	65,55	85,79
	L <sub>w</sub> [dB] bei 100 km/h:	60,49	62,79	65,92	69,82	73,76	75,62	75,69	78,52	82,71	86,67	88,25	85,31	85,91	87,43	81,64	78,81	78,81	74,21	95,14
	Abklingrate [dB/m]:	2	2	2	2	2	2	6	6	6	2,2	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	
Laterale Schienen-Vibration	L <sub>w</sub> [dB] bei 50 km/h:	41,41	45	52,7	66,28	72,26	77,55	76,36	73,21	68,74	77,61	79,13	69,6	68,87	61,6	61,96	60,91	60,25	58,34	83,05
	L <sub>w</sub> [dB] bei 100 km/h:	47,17	50,86	58,67	72,43	78,76	84,81	84,82	82,71	78,63	87,53	88,79	79,28	78,29	70,83	70,55	68,81	68,33	67	92,51
	Abklingrate [dB/m]:	2	2	2	2	2	1,4	0,9	0,6	0,4	0,3	0,2	0,2	0,3	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
	Bündelungsgrad:	1	1	1	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	

Tabelle 3.4: Schallleistungspegel, Abklingrate und Bündelungsgrad der Schallquellen im Simulationsmodell

montiert ist. Die dabei angenommene Schienenrauigkeit entspricht dem oberen Grenzwert für Prüfstrecken laut TSI, die Radrauigkeit der eines neuen Rades. Die Schallemission der Schiene wird auf die eine Linienschallquelle nachbildenden Punktschallquellen aufgeteilt. Dabei nimmt der Schallpegel der Punktschallquellen mit der Entfernung vom Rad/Schiene-Kontaktpunkt, gemäß einer angegebenen Schienen-Abklingrate, ab. Die in ProgNoise verwendeten Werte der Schienen-Abklingrate für die vertikale und laterale Schienen-vibration entsprechen den unteren Grenzwerten für Prüfstrecken laut TSI.

Die Empfänger sind jeweils links und rechts des Gleises in einem Abstand von 7,5 m zur Gleismitte in 1,2 m Höhe positioniert. Die Distanz des ersten Empfängers bis zum Beginn des Zugmodells und des letzten Empfängers bis zum Ende des Zugmodells beträgt jeweils 20 m. Bei einer Länge über Puffer eines Wagens von 14 m ergibt dies eine mit Empfängern versehene Strecke von 68 m. Der Abstand zwischen den Empfängern beträgt 1 m, dadurch ergibt sich eine Gesamtzahl von 138 Empfängern.

Die Simulation umfasst einen Frequenzbereich von 100 Hz bis 5 kHz.

### 3.5.5 Simulations-Ergebnisse

Es wurden Vorbeifahrten in sieben verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen für jeweils 50 km/h und 100 km/h auf Schotteroberbau simuliert. Die Konfigurationen des Eaos-Güterwagens sind:

1. ohne Modifikation
2. mit absorbierendem Unterboden
3. mit seitlichen Schürzen
4. mit absorbierendem Unterboden und seitlichen Schürzen
5. mit absorbierendem Unterboden im Bereich der Drehgestelle und Schürzen
6. mit absorbierendem Unterboden im Bereich der Drehgestelle und Schürzen im Bereich der Drehgestelle
7. mit absorbierendem Unterboden und seitlichen Schürzen halber Tiefe

Nr.	Unterboden-Abs.	seitl. Schürzen	$L_{pAeq,T}$ [dB]		Diff. zu Nr. 1 [dB]	
			50 km/h	100 km/h	50 km/h	100 km/h
1	nein	nein	73,2	82,2	-	-
2	ja	nein	72,4	81,3	0,8	0,9
3	nein	ja	71,9	80,9	1,3	1,3
4	ja	ja	70,9	80,0	2,3	2,2
5	im Bereich Drehg.	im Bereich Drehg.	71,3	80,3	1,9	1,9
6	im Bereich Drehg.	ja	71,1	80,2	2,1	2,0
7	ja	ja, halbe Tiefe	72,4	81,3	0,8	0,9

Tabelle 3.5: A-bewerteter äquivalenter Dauerschallpegel der simulierten Vorbeifahrt von zwei Eaos-Güterwagen auf Schotteroberbau in unterschiedlicher Konfiguration

Die Schürzen wurden wie in Kap. 3.5.4 beschrieben modelliert. Für die Simulation mit absorbierendem Unterboden wurden der Unterseite des Wagenkastens die Absorptionswerte des Cellofoam D2600 40 mm Materials zugewiesen. In den Konfigurationen mit absorbierenden Komponenten nur im Bereich des Drehgestells befinden sich diese auf einer Länge von 3,8 m um die Mittelachse von jedem Drehgestell. Bei Konfiguration 7 gehen die Schürzen nur halb so tief nach unten. Der Spalt zwischen Schienenoberkante und Schürze wächst dadurch von 31 cm auf 64,5 cm.

Tabelle 3.5 zeigt den A-bewerteten äquivalenten Dauerschallpegel (siehe Kap. 2.4.1) der simulierten Vorbeifahrten für jede Konfiguration. Durch Unterboden-Absorption ergibt sich eine Schallpegelreduktion von knapp 1 dB, die Schürzen ergeben eine Reduktion von 1,3 dB. In Kombination wächst die Reduktion auf über 2 dB an. Befinden sich die absorbierenden Oberflächen lediglich im Bereich des Drehgestells, wird die Schallpegelreduktion nur geringfügig schlechter. Schürzen, die nur halb so tief hinab reichen und somit einen großen Spalt zwischen Oberbau und Schürzen-Unterkante frei lassen, zeigen keine Wirkung. Die Schallpegelreduktion erhöht sich im Vergleich zu reiner Unterboden-Absorption nicht.

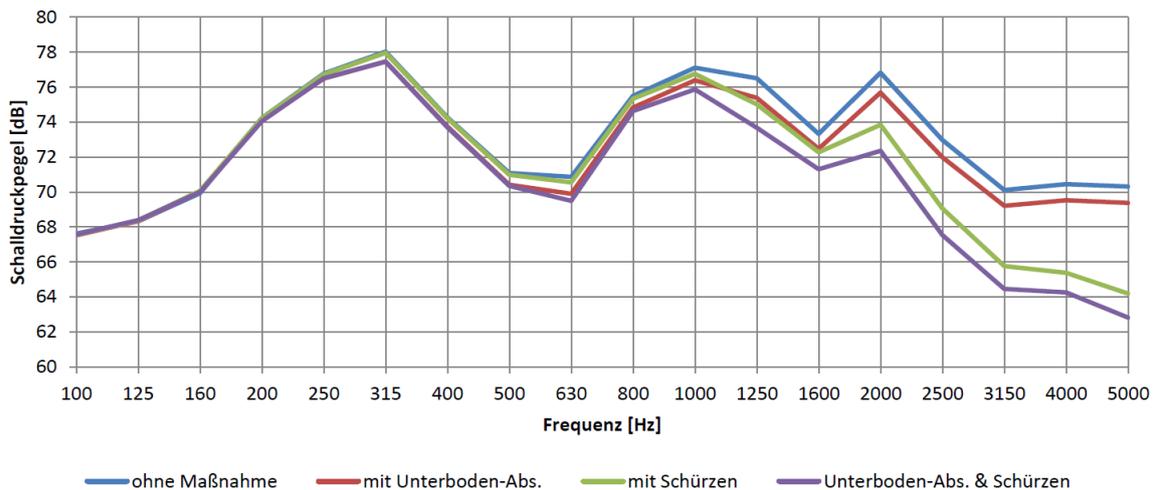


Abbildung 3.32: Frequenzspektren unterschiedlicher Konfigurationen an einem Empfänger auf Höhe eines Drehgestells bei 100 km/h Vorbeifahr-Geschwindigkeit

Nr.	Unterboden-Abs.	seitl. Schürzen	$L_{pAeq,T}$ [dB]		Diff. zu Nr. 1 [dB]	
			50 km/h	100 km/h	50 km/h	100 km/h
1	nein	nein	75,0	84,0	-	-
2	ja	nein	73,6	82,6	1,4	1,4
3	nein	ja	74,1	83,1	0,9	0,9
4	ja	ja	72,6	81,6	2,4	2,4

Tabelle 3.6: A-bewerteter äquivalenter Dauerschallpegel der simulierten Vorbeifahrt von zwei Eaos-Güterwagen auf fester Fahrbahn in unterschiedlicher Konfiguration

Abbildung 3.32 vergleicht die Frequenzspektren der Konfigurationen 1 bis 4 an einem Empfänger auf Höhe eines Drehgestells bei 100 km/h. Diese zeigen eine Wirksamkeit der Absorptions-Maßnahmen im hohen Frequenzbereich ab 1 kHz.

Um die Auswirkung unterschiedlicher Gleisaufbauten auf die Absorptions-Maßnahmen zu untersuchen, wurden die ersten vier Konfigurationen wiederholt simuliert, diesmal aber mit einem Absorptionsgrad des Oberbaus entsprechend einer festen Fahrbahn (siehe Kap. 2.3). Die Ergebnisse sind in Tabelle 3.6 dargestellt. Im Vergleich zu den Simulationen auf Schotteroberbau zeigt sich hier eine umgekehrte Wirkung der einzelnen Maßnahmen. Die Unterboden-Absorption alleine zeigt diesmal eine höhere Schallpegelreduktion von 1,4 dB im Vergleich zu 0,9 dB für die Schürzen. In Kombination wird eine ähnliche Wirkung erzielt wie auf Schotteroberbau.

## 3.6 Messung - Eaos Güterwagen

Um die Wirkung der simulierten Maßnahmen an einem realen Zug zu überprüfen, wurden als Teil dieser Arbeit Messungen an Eaos Güterwagen der Steiermärkischen Landesbahnen durchgeführt. Vorbeifahrt-Messungen an modifizierten Eaos-Wagen waren aus organisatorischen Gründen nicht möglich. Stattdessen wurde eine Messung an stehenden Fahrzeugen durchgeführt, wobei die Rollgeräusch-Emission durch eine Normschallquelle ersetzt wurde.

### 3.6.1 Messaufbau

Eingesetzt wurde ein Messsystem der Firma Bruel & Kjaer. Die Datenblätter der Geräte befinden sich in Anhang A. Als Mikrofone wurden Typ 4188 Druckempfänger auf Vorverstärkern Typ 2671 verwendet. Diese waren mit einem LAN-XI 3050 Eingangsmodul verbunden, das an ein Notebook mit PULSE Analyse-Software angeschlossen wurde. Als Schallquelle diente eine Bruel & Kjaer 4204 Normschallquelle. Diese besteht aus einem elektrisch getriebenen Zentrifugalventilator mit besonders konstanter Rotationsgeschwindigkeit. Dadurch erhält man eine gleichmäßig abstrahlende Schallquelle mit einer Schalleistung  $> 70$  dB im Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 10 kHz und einer Gesamt-Schalleistung von 91 dB(A) bzw. einem Schalldruck von 87 dB(A). Die Normschallquelle wurde als Schallquelle gewählt, da der für diese Anwendung interessante Frequenzbereich ab 200 Hz gut wiedergegeben wird und auch die Erhöhung zwischen 1 und 2 kHz im Schallpegelspektrum, sowie die Abnahme zu höheren Frequenzen hin, dem Rollgeräusch ähnlich ist (siehe Anhang A). Ein weiterer Vorteil ergibt sich aus dem bekannten Ausgangssignal, wodurch die Berechnung von Übertragungsfunktionen möglich wäre.

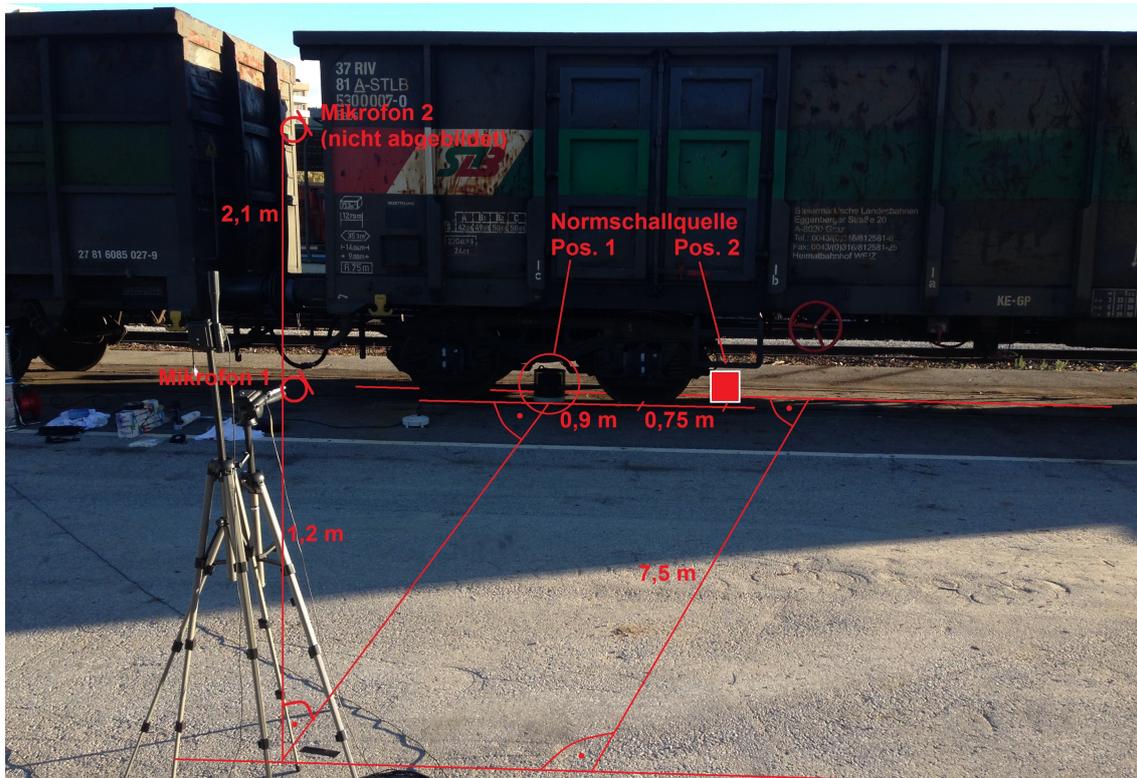


Abbildung 3.33: Messaufbau: Positionen der Messmikrofone und Normschallquelle

Gemessen wurde an einem abgestellten Eaos-Güterwagen, an dem sich weitere Güterwagen anreihen. Die Positionen der Normschallquelle und der Mikrofone sind in Abb. 3.33 ersichtlich. Die Normschallquelle wurde zwischen den Rädern des Drehgestells an der der Messung zugewandten Seite platziert. Eine weitere Position befand sich neben dem innen gelegenen Rad. Mikrofon 1 wurde gemäß TSI (siehe Kap. 2.4.1) in 7,5 m Abstand zur Mitte des Messgleises in einer Höhe von 1,2 m platziert. Eine weiteres Mikrofon wurde in gleichem Abstand auf 2,1 m Höhe platziert, um die Auswirkung der Schürzen auf die vertikale Abstrahlrichtung zu untersuchen.

Das Gleis, an dem gemessen wurde, entspricht nicht einem üblichen Gleisaufbau einer Fernverkehrs-Strecke. Die Schienen sind direkt in Asphalt eingelassen.

### 3.6.2 Mess-Konfigurationen

Es wurden Messungen in vier verschiedenen Konfigurationen durchgeführt. Diese entsprechen den Konfigurationen 1, 2, 4 und 7 der Simulation:

1. ohne Modifikation
2. mit Unterboden-Absorption
3. mit Unterboden-Absorption und seitlichen Schürzen
4. mit Unterboden-Absorption und seitlichen Schürzen halber Tiefe



Abbildung 3.34: Absorptionsmaterial am Unterboden des Eaos-Güterwagens



Abbildung 3.35: Am Güterwagen seitlich angebrachtes Absorptionsmaterial

Für die Unterboden-Absorption sowie die seitlichen Schürzen wurden Cellofoam D2600 Polyethylen-Schaumstoff-Platten in 40 mm Stärke verwendet. Am Unterboden wurden diese zwischen die Quer- und Längsträger des Fahrzeugrahmens geklemmt bzw. geklebt (siehe Abb. 3.34). Dabei wurde der gesamte Unterboden des Wagens ausgestattet, bis auf den Bereich des zweiten Drehgestells am anderen Ende des Wagens.

Die Schürzen wurden gemäß der Geometrie aus Kap. 3.4.1, mit einem 31 cm Spalt zwischen Unterseite der Schürze und Höhe der Schienenoberkante, an beiden Seiten des Wagens angebracht (siehe Abb. 3.35). Dabei wurde wiederum der Bereich des Drehgestells, an dem keine Normschallquelle positioniert war, ausgespart, da durch dort platziertes Absorptionsmaterial kein Einfluss mehr auf das Messergebnis zu erwarten ist. Aufgrund der provisorischen Montage wurden die Schürzen in Verlängerung der Wagen-Außenwand montiert. Infolgedessen sind diese im Vergleich zu Abb. 3.24 um 10 cm weiter außen positioniert.

Um die Auswirkung der Spaltbreite zwischen Boden und Schürze zu untersuchen, wurden diese, nach den Messungen mit Schürze, halbiert (siehe Abb. 3.36). Damit ergab sich ein Spalt von 65 cm zwischen Unterseite der Schürze und Boden.



Abbildung 3.36: Halbierte Schürzen und Normschallquelle in Position 1

Nr.	Konfiguration	Quellenposition 1				Quellenposition 2			
		Mikr. 1	Diff. zu 1	Mikr. 2	Diff. zu 1	Mikr. 1	Diff. zu 1	Mikr. 2	Diff. zu 1
1	ohne Modifikation	70,0	-	68,8	-	68,7	-	67,2	-
2	Unterboden-Absorption	69,2	0,8	68,2	0,7	68,2	0,5	66,9	0,2
3	Unterboden-Absorption und Schürzen	67,6	2,4	65,8	3,1	66,9	1,8	64,7	2,5
4	Unterboden-Absorption und halbe Schürzen	68,8	1,2	67,8	1,0	67,5	1,2	66,2	1,0

Tabelle 3.7: A-bewerteter äquivalenter Dauerschalldruckpegel der Messung an einem Eaos-Güterwagen in unterschiedlicher Konfiguration

### 3.6.3 Ergebnisse der Messung

Tabelle 3.7 zeigt die A-bewerteten äquivalenten Dauerschalldruckpegel der unterschiedlichen Konfigurationen. Die Pegel wurden für einen Frequenzbereich von 100 Hz bis 10 kHz ausgewertet. Da an dem Tag der Messung böiger Wind vorherrschte, waren die Messergebnisse im Bereich unter 100 Hz teilweise stark gestört. Die Messdauer betrug jeweils 10 Sekunden.

In der Konfiguration mit Unterboden-Absorption und Schürzen wurde für Quellenposition 1 und Mikrofonposition 1 eine Schallpegelreduktion von 2,4 dB(A) erreicht, womit exakt der Wert der Simulation auf fester Fahrbahn für diese Konfiguration erzielt wird. Die Unterboden-Absorption alleine erbrachte mit 0,8 dB(A) nur eine geringe Reduktion. Bei halbierten Schürzen wurde die Schallpegelreduktion ebenfalls auf 1,2 dB(A) halbiert. Dies unterstreicht ein weiteres Mal die Wichtigkeit, den Spalt zwischen Schürze und Boden möglichst klein zu gestalten.

In der Konfiguration mit Schürzen zeigte sich bei beiden Quellenpositionen ein um 0,6 bis 0,9 dB(A) größerer Pegelabstand zwischen Mikrofonposition 1 und der höher gelegenen

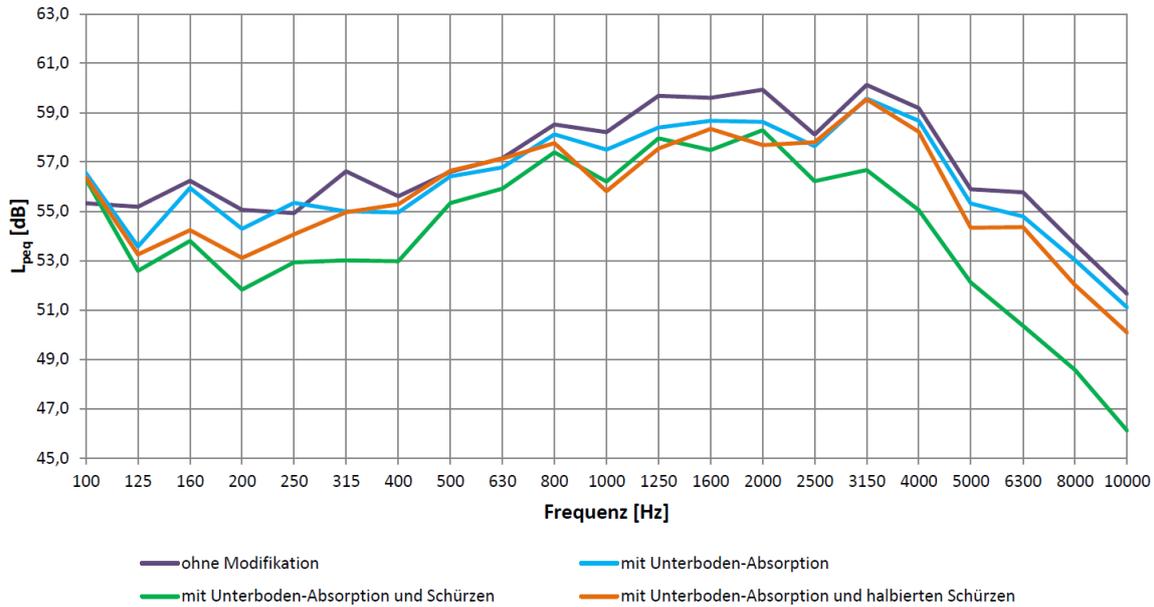


Abbildung 3.37: Terzspektren der 4 Konfigurationen bei Quellenposition 1 und Mikrofonposition 1

Mikrofonposition 2 als bei allen anderen Konfigurationen. Daran sieht man, dass durch Schürzen die Geräuschabstrahlung nach unten gerichtet wird. Durch diese Eigenschaft kann sich die Wirksamkeit von Schallschutzwänden erhöhen.

Aufgrund der vielen reflektierenden Flächen des Drehgestells oberhalb und hinter der Quellenposition 1, wurde vor der Messung vermutet, dass die Wirksamkeit der Unterboden-Absorption dadurch verhindert wird. Aus diesem Grund wurden auch Messungen an der Quellenposition 2 durchgeführt. Der gemessene Schallpegel war bei Quellenposition 2 generell niedriger, wahrscheinlich weil durch die geringere Anzahl an Reflexionsflächen mehr Schall auf die der Messung abgekehrte Seite abgestrahlt wurde. Wie in Tabelle 3.7 ersichtlich hatte sich die Vermutung nicht bestätigt. Die geringe Schallpegelreduktion durch die Unterboden-Absorption bei Quellenposition 1 wurde bei Quellenposition 2 sogar noch geringer.

Abbildung 3.37 zeigt Terzspektren der vier gemessenen Konfigurationen. Dabei ist für die Konfiguration mit Unterboden-Absorption und Schürzen gegenüber der Messung ohne Modifikationen zwischen 125 Hz und 10 kHz eine breitbandige Schallpegelreduktion von bis zu 4 dB erkennbar. Gegenüber den Spektren der Simulation fällt die Reduktion ab 2 kHz geringer aus, dafür im Bereich unter 1 kHz höher.

### 3.7 Vergleich Messung-Simulation

Da die Gegebenheiten der im Zuge dieser Arbeit durchgeführten Messungen nicht mit denen der Simulation übereinstimmten, wurden für eine bessere Vergleichbarkeit weitere Simulationen durchgeführt, in denen die Gegebenheiten der Messung nachgebildet wurden. Anstatt der Simulation einer Vorbeifahrt, wurde eine Standgeräuschmessung an einem Eaos-Güterwagen mit am Drehgestell platzierter Normschallquelle simuliert.

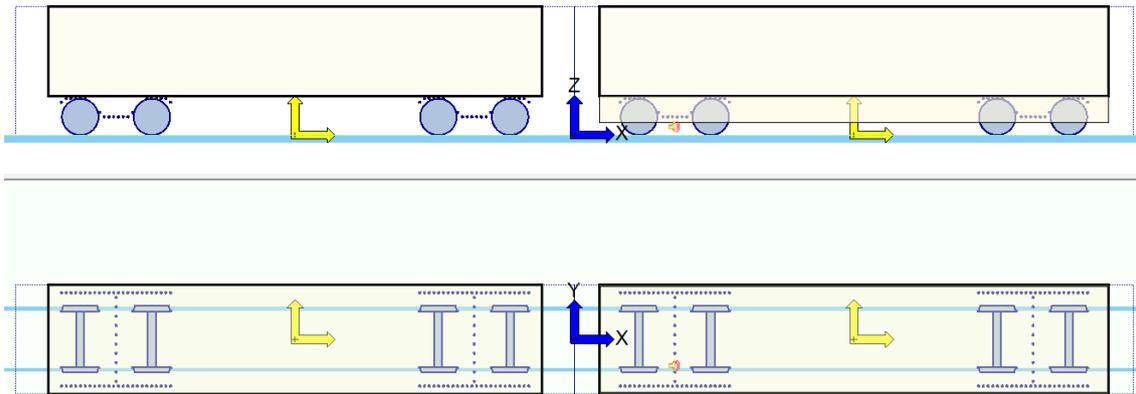


Abbildung 3.38: In ProgNoise erstelltes Modell von zwei Eaos-Güterwagen mit Schürze und Normschallquelle am rechts platzierten Wagen

### 3.7.1 Simulationsmodell

Gegenüber dem Simulationsmodell aus Kap. 3.5.4 wurden folgende Punkte verändert (siehe Abb. 3.38):

- Sämtliche Rad-, Schwellen- und Schienenschallquellen wurden entfernt.
- Am rechts platzierten Wagen wurde eine freie Schallquelle an Normschallquellenposition 1 laut Abb. 3.33 platziert. Ihr wurde das Schalleistungsspektrum des Datenblattes der Bruel & Kjaer 4204 Normschallquelle (siehe Anhang A) zugewiesen.
- Unterbodenabsorption und Schürzen wurden nur am rechts platzierten Wagen modelliert.
- Die Position der Schürzen wurde entsprechend der Montage bei der Messung um 10 cm nach außen gerückt.
- Die gesamte Bodenfläche wurde als feste Fahrbahn auf Höhe der Schienenoberkante definiert, um die in den Asphalt eingelassenen Schienen nachzubilden.
- Die Empfängerposition wurde gemäß Mikrofonposition 1 und 2 laut Abb. 3.33, in 7,5 m Abstand zur Mitte des Messgleises und 1,2 m bzw. 2,1 m Höhe definiert.

### 3.7.2 Ergebnisse

Für die vier gemessenen Konfigurationen (ohne Modifikation, mit Unterboden-Absorption, mit Unterbodenabsorption und seitlichen Schürzen, mit Unterboden-Absorption und seitlichen Schürzen halber Tiefe) wurde mittels des oben beschriebenen Modells eine Standgeräuschsimulation durchgeführt. Die Resultate sind in Tabelle 3.8 den Ergebnissen der Messung gegenübergestellt. Da die Simulation nur einen Frequenzbereich von 100 Hz bis 5 kHz umfasst, wurde der A-bewertete äquivalente Dauerschalldruckpegel der Messung ebenfalls nur aus den Terzbandwerten von 100 Hz bis 5 kHz errechnet, anstatt einem Frequenzbereich von 100 Hz bis 10 kHz wie in Kapitel 3.6.3.

Nr.	Konfiguration	Messung				Simulation			
		Mikr. 1	Diff. zu 1	Mikr. 2	Diff. zu 1	Mikr. 1	Diff. zu 1	Mikr. 2	Diff. zu 1
1	ohne Modifikation	69,7	-	68,7	-	68,5	-	67,8	-
2	Unterboden-Absorption	69,0	0,7	68,0	0,7	66,5	2,0	66,2	1,6
3	Unterboden-Absorption und Schürzen	67,4	2,3	65,6	3,1	65,4	3,1	63,8	4,0
4	Unterboden-Absorption und halbe Schürzen	68,5	1,2	67,6	1,1	66,5	2,0	66,2	1,6

Tabelle 3.8: A-bewerteter äquivalenter Dauerschalldruckpegel von Messung und Simulation an einem Eaos-Güterwagen in unterschiedlicher Konfiguration

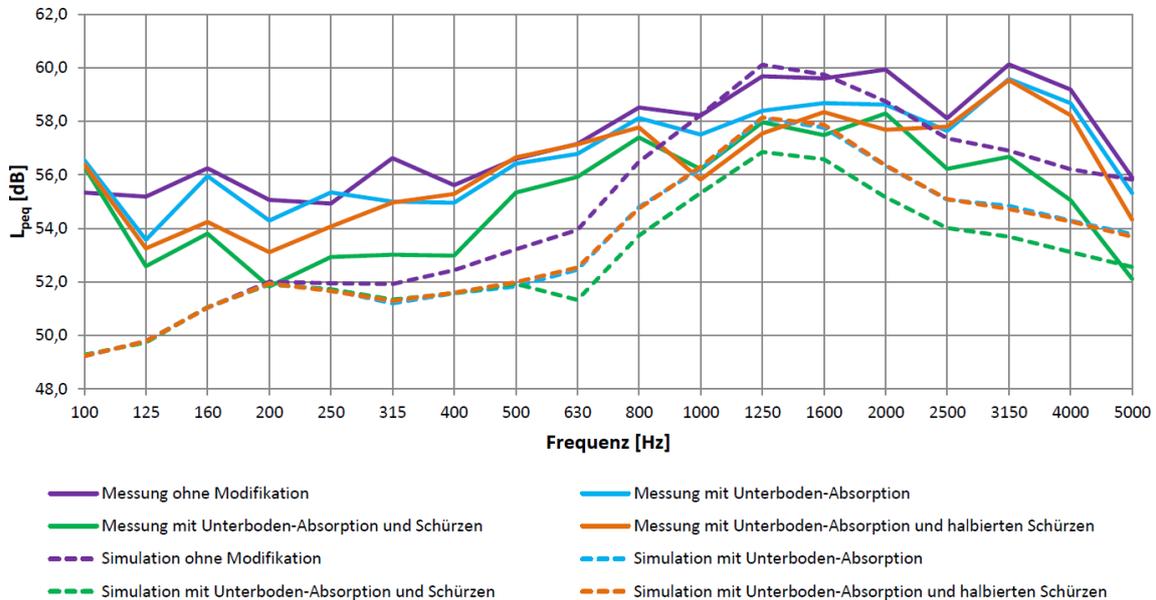


Abbildung 3.39: Terzspektren der vier gemessenen und simulierten Konfigurationen bei Mikrofonposition 1

In Konfiguration 1 ohne Modifikationen zeigt sich in der Simulation ein etwa 1 dB niedrigerer errechneter Schalldruckpegel verglichen zum gemessenen Wert. Alle anderen Konfigurationen und Mikrofonpositionen weisen in der Simulation ebenfalls geringere Pegel auf als in der Messung. Dies kommt auch durch im Vergleich höhere Werte für die Schallpegelreduktion laut Simulation zustande. Der Wert der Reduktion durch Einsatz von Unterboden-Absorption zeigt sich in der Simulation um etwa ein Dezibel überschätzt. Der Zugewinn der Schallpegelreduktion durch Schürzen ist bei beiden Verfahren in der gleichen Größenordnung. Der absolute Wert fällt bei der Simulation durch die Überschätzung der Unterbodenabsorption allerdings etwa ein Dezibel höher aus als bei der Messung. Der Effekt eines größeren Pegelabstandes zwischen Mikrofonposition 1 und der höher gelegenen Position 2 durch die Schürzen ist anhand der simulierten Werte ebenfalls deutlich sichtbar.

Die Standgeräuschsimulation zeigt, korrespondierend zu den simulierten Vorbeifahrten, keinen Zugewinn der Schallpegelreduktion durch Schürzen halber Tiefe, wohingegen die Messungen eine leichte Verbesserung von 0,5 dB ergaben.

In Abb. 3.39 werden die Terzspektren der Messung und Simulation verglichen. Dabei ist bei den simulierten Werten ein generell geringerer Schalldruckpegel im Bereich unter 1 kHz, sowie ein Fehlen der Überhöhung bei 3150 Hz, sichtbar. Daraus ergeben sich die, verglichen zur Messung, niedrigeren Werte im Gesamtschallpegel. Die Überhöhung rund um 1,6 kHz fällt bei Simulation und Messung ähnlich aus.

Die Auswirkung der absorbierenden Maßnahmen auf das Spektrum zeigen sich auch auf unterschiedliche Weise. Während die Simulation für die Unterboden-Absorption eine ab 200 Hz einsetzende und zu höheren Frequenzen hin ansteigende Schallpegelreduktion aufweist, die durch Schürzen ab 500 Hz um etwa 1 bis 1,5 dB erhöht wird, zeigt sich bei der Messung eine breitbandige Pegelreduktion zwischen 125 Hz und 5 kHz.

## Kapitel 4

# Fazit und Ausblick

Durch die immer strenger werdenden Vorschriften bezüglich der Geräuschemission von Schienenfahrzeugen, müssen immer mehr Maßnahmen in Betracht gezogen werden um diese zu verringern (auch solche, die in der Vergangenheit aufgrund von Mehrkosten und Mehraufwand in der Wartung bei mäßiger Wirksamkeit nicht umgesetzt wurden). Der Einsatz von schallabsorbierendem Material im Unterflurbereich von Schienenfahrzeugen, sowie an seitlich angebrachten Schürzen, bietet die Möglichkeit einer Reduktion der Geräuschemission von Rad, Schiene und Schwelle. Wie hoch diese ausfällt ist stark abhängig von der Geometrie der Schürzen. Der Spalt zwischen dem Oberbau und der Unterseite von Schürzen sollte möglichst klein sein. Aufgrund des in Europa üblichen Lichtraumprofils ist es aber nicht möglich, diesen Spalt so klein zu gestalten, dass eine hohe Wirksamkeit erreicht wird. In diversen vorangegangenen Versuchen sowie dieser Arbeit, konnte eine Reduktion der Geräuschemission zwischen 1 und 3 dB erreicht werden. Versuchsfahrzeuge, die kein Lichtraumprofil berücksichtigten, erreichten Reduktionen von 5 dB. Eine besonders hohe Wirksamkeit wird jedoch nur in Verbund mit nahe am Gleis montierten Niedrigschallschirmen erreicht, die gegenüber herkömmlichen Schallschutzwänden die Vorteile geringerer Errichtungskosten, sowie eines freien Blickes auf die Landschaft, bieten. Mit solch einer Kombination aus Schürzen und Niedrigschallschirmen konnte in Versuchen sogar zweistellige Schallpegelreduktion erreicht werden.

Absorbierende Materialien, die im Außenbereich von Schienenfahrzeugen eingesetzt werden, müssen viele Anforderungen hinsichtlich ihrer mechanischen Stabilität, Medienbeständigkeit und Brandschutzeigenschaften erfüllen. Neuartige mikroperforierte Materialien sowie Faserverbundwerkstoffe bieten gute Absorptionseigenschaften und sind gleichzeitig besonders robust. Dadurch ergibt sich eine bessere Eignung für diese Anwendung gegenüber herkömmlichen Mineralwollen, Vlies- und Schaumstoffen.

Im Zuge dieser Arbeit durchgeführte Simulationen und Messungen an Eaos-Güterwagen, die mit seitlichen Schürzen und Unterbodenabsorption aus mikroperforiertem geschlossenzelligen Polyethylen-Schaumstoff versehen wurden, ergaben eine Geräuschkürzung von 2 bis 3 dB. Die alleinige Anwendung von Unterboden-Absorption erreichte in der Messung nur eine geringe Wirkung von unter 1 dB. Die Simulation zeigte im Vergleich eine Überschätzung der Schallpegelreduktion durch Unterboden-Absorption von etwa 1 dB auf fester Fahrbahn. Reduziert man die Tiefe der Schürzen um die Hälfte, zeigte sich in der Messung eine Halbierung der Schallpegelreduktion. Halbiert man die Tiefe der Schürze im Simulationsmodell zeigt diese gar keine Wirksamkeit. Damit konnte die Bedeutsamkeit

eines möglichst geringen Abstandes zwischen Boden und Unterkante der Schürze bestätigt werden. Durch eine Erhöhung des Pegelunterschiedes zwischen einem tiefer und einem höher platzierten Mikrofon durch Schürzen, konnte ebenfalls gezeigt werden, dass diese die Geräuschabstrahlung in der Vertikale nach unten richten. Dadurch kann eine höhere Wirksamkeit von Schallschutzwänden erreicht werden. Aufgrund der Eignung des Materials und der eher geringen Kosten könnte der Einsatz dieser Maßnahmen für Schienenfahrzeughersteller eine interessante Option bieten. Streckenbetreiber hätten in der Folge die Möglichkeit, durch Errichtung von Niedrigschallschirmen die Wirkung stark zu verbessern. Eine besonders hohe Wirkung von Schürzen und Niedrigschallschirmen könnte nur durch Anpassungen des Lichtraumprofils erreicht werden.

# Literaturverzeichnis

- [AT08] Ahnert, Wolfgang und Hans-Peter Tennhardt: *Raumakustik*. In: Weinzierl, Stefan (Herausgeber): *Handbuch der Audiotechnik*, Kapitel 5. Springer Verlag, Berlin, 2008.
- [BL82] Bugarcic, H. und K. Lipinski: *Laboruntersuchungen zur werkstoffseitigen Unterdrückung der geräuschbildenden stick-slip-Bewegungen zwischen Rad und Schiene*. BMFT-Forschung - Bericht 4, TU Berlin, Institut für Fahrzeugtechnik, Januar 1982.
- [Bun13] Bundesministerium der Justiz: *Elftes Gesetz zur Änderung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes*. In: *Bundesgesetzblatt Jahrgang 2013 Teil I Nr. 34*, Seite 1943. Bundesanzeiger Verlag, Bonn, Juli 2013.
- [CF11] Carlsson, Ulf und Anders Frid: *Gröna Tåget - Pass-by and internal acoustic noise*. Report 1107, Royal Institute of Technology (KTH) Railway Group und Bombardier Transportation, Stockholm, 2011.
- [DB 13] DB Netz AG: *Leise Güterwagen - Fördersysteme zur Lärminderung im Schienengüterverkehr*, 2013.
- [DIN10a] DIN Deutsches Institut für Normung: *Bahnanwendungen - Begrenzungslinien - Teil 2: Fahrzeugbegrenzungslinien*. Deutsche Fassung EN 15273-2:2009, Dezember 2010.
- [DIN10b] DIN Deutsches Institut für Normung: *Bahnanwendungen - Zustandüberwachung von Radsatzlagern - Schnittstellen und Gestaltungsanforderungen - Teil 1: Heißläuferortungsanlagen und Radsatzlagergehäusegestaltung*. Deutsche Fassung EN 15437-1:2009, Juni 2010.
- [Eur08] European Railway Agency: *HS RST TSI 2008/232/EG Technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems "Fahrzeuge" des transeuropäischen Hochgeschwindigkeitsbahnsystems*, 2008.
- [Eur11] European Railway Agency: *CR NOI TSI 2011/229/EU Technische Spezifikation für die Interoperabilität zum Teilsystem "Fahrzeuge - Lärm" des konventionellen transeuropäischen Bahnsystems*, 2011.
- [Eur13a] Europäisches Komitee für Normung: *Railway applications - Fire protection on railway vehicles - Part 2: Requirements for fire behavior of materials and components*. Europäische Norm EN 45545-2:2013, März 2013.

- [Eur13b] European Railway Agency: *Final draft 2.0 of the revised Technical Specifications for interoperability relating to subsystem "rolling stock - noise" (NOI TSI)*, Juli 2013.
- [Fri03] Frid, A.: *Skirts and barriers for reduction of wayside noise from railway vehicles - an experimental investigation with application to the BR185 locomotive*. Journal of Sound and Vibration, 267:709–719, 2003.
- [Fuc10] Fuchs, Helmut V.: *Schallabsorber und Schalldämpfer*. Springer Verlag, Heidelberg, 3. Auflage, 2010.
- [Gro93] Gross-Thebing, A.: *Lineare Modellierung des instationären Rollkontaktes von Rad und Schiene*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 199, Düsseldorf, 1993.
- [Hec03] Hecht, Markus: *Präsentation: Lärmbelastung durch Schienengüterverkehr*, 2003.
- [JBD<sup>+</sup>00] Jones, R., M. Beier, R. J. Diehl, C. Jones, M. Maderboeck, C. Middleton und J. Verheij: *Vehicle-mounted shields and low trackside barriers for railway noise control in a European context*. In: *Proceedings of Internoise 2000*, Seiten 2372–2379, Nice, 2000.
- [JHJW96] Jones, C. J. C., A. E. J. Hardy, R. R. K. Jones und A. Wang: *Bogie shrouds and low track-side barriers for the control of railway vehicle rolling noise*. Journal of Sound and Vibration, 193:427–431, 1996.
- [Joh05] Johannsen, Kai: *Der Einfluss der Oberflächenimpedanz auf das Abstrahlverhalten eines Schürze-Niedrigstschallschirm-Systems*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2005.
- [Jon94] Jones, R. R. K.: *Bogie shrouds and low barriers could significantly reduce wheel/rail noise*. Railway Gazette International, Seiten 459–462, Juli 1994.
- [K<sup>+</sup>06] Krüger, Friedrich *et al.*: *Schall- und Erschütterungsschutz im Schienenverkehr*. expert verlag, Renningen, 2. Auflage, 2006.
- [Kna] Knauf Insulation: *Innenwand / Trennwand*. Broschüre.
- [LG13] Lutzenberger, Stefan und Christian Gutmann: *Ermittlung des Standes der Technik der Geräuschemissionen europäischer Schienenfahrzeuge und deren Lärminderungspotenzial mit Darstellung von Best-Practice-Beispielen*. Umweltbundesamt, Reihe Texte 12/2013, Müller-BBM, 2013.
- [Mec94] Mechel, F. P.: *Schallabsorption*. In: Heckl, M. und H. A. Müller (Herausgeber): *Taschenbuch der Technischen Akustik*, Kapitel 19, Seiten 454–500. Springer Verlag, Berlin, 2. Auflage, 1994.
- [Moe12] Moeser, Michael: *Technische Akustik*. Springer Vieweg, Berlin, 9. Auflage, 2012.

- [PHBB92] Petit, M.-F., M. Heckl, J. Bergemann und J. Baae: *Berechnung des Abstrahlmaßes von Eisenbahnschienen anhand der Multipolsynthese*. In: *Fortschritte der Akustik - DAGA 1992*, Seiten 997–1000, 1992.
- [PUR13] Pfaffelhuber, K., F. Uhl und C. Riewe: *Tyre/Road Noise Reduction at Trucks and Vans with LWRT Underbody Panels*. In: *Proceedings of the International Conference on Acoustics AIA-DAGA 2013*, Seiten 2318–2321, 2013.
- [Rem87] Remington, P. J.: *Wheel/rail rolling noise, Parts I-II*. Journal of the Acoustical Society of America, 81:1805–1832, 1987.
- [Rol05] Roland Jürgens and Ulrich Linder: *ProgNoise 1.90 Dokumentation*. Nicht veröffentlicht, Dezember 2005.
- [RS12] Raschauer, Nicolas und Florian Stangl: *Stellungnahme zum "Schienenbonus" gem SchIV*. Rechtsgutachten, Johannes Kepler Universität Linz, Mai 2012.
- [Rud76] Rudd, M. J.: *Wheel/rail noise - Part II: Wheel squeal*. Journal of Sound and Vibration, 46:381–394, 1976.
- [RWLG13] Reichart, U., R. Weinandy, S. Lutzenberger und Ch. Gutmann: *Determination of the state of the art of noise emissions from European rail Vehicles & TSI Noise Revision*. In: *Proceedings of the International Conference on Acoustics AIA-DAGA 2013*, Seiten 1335–1336, 2013.
- [SBB] SBB CFF FFS Cargo: *Datenblatt Eaos/Eanos*.
- [Sch94] Schreiber, L.: *Schallausbreitung im Freien*. In: Heckl, M. und H. A. Müller (Herausgeber): *Taschenbuch der Technischen Akustik*, Kapitel 18, Seiten 440–453. Springer Verlag, Berlin, 2. Auflage, 1994.
- [Spe08] Spehr, Carsten: *Akustische Verbesserung von Niedrigstschallschirmen durch aktive Maßnahmen*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2008.
- [Sta13] Statistik Austria: *Umweltbedingungen, Umweltverhalten 2011 - Ergebnisse des Mikrozensus*, 2013.
- [Tho90] Thompson, D. J.: *Wheel-rail noise: theoretical modelling of the generation of vibrations*. Dissertation, University of Southampton, 1990.
- [Tho91] Thompson, David J.: *Theoretical modelling of wheel-rail noise generation*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F (Journal of Rail and Rapid Transit)*, Band 205, Seiten 137–149, 1991.
- [Tho93] Thompson, D. J.: *Wheel-rail noise generation, Parts I-V*. Journal of Sound and Vibration, 161:387–482, 1993.
- [Tho09] Thompson, David J.: *Railway Noise and Vibration*. Elsevier, Oxford, 2009.
- [THV96] Thompson, David J., B. Hemsworth und N. Vincent: *Experimental validation of the TWINS prediction program for rolling noise, Part 1: Description of the model and method*. Journal of Sound and Vibration, 193:123–135, 1996.

- [WHDW04] Wettschureck, R. G., G. Hauck, R.J. Diehl und L. Willenbrink: *Geräusche und Erschütterungen aus dem Schienenverkehr*. In: Müller, Gerhard und Michael Möser (Herausgeber): *Taschenbuch der Technischen Akustik*, Kapitel 17, Seiten 483–584. Springer Verlag, Berlin, 3. Auflage, 2004.

Anhang A

Datenblätter

## PRODUCT DATA

### Reference Sound Source Type 4204

*Reference Sound Source Type 4204 is a calibrated source of sound power with very well defined operating characteristics and predictable performance. It is rugged, compact and stable, and is therefore suitable for both field and laboratory use.*

*Type 4204 is intended for use as a reference source for determination of the sound power output of equipment by the various comparison methods including the method described in ISO 3741, and by the survey methods described in ISO 3747. Type 4204 is also used for measuring environmental correction  $K_2$  when determining sound power according to ISO 3744. It is also useful in the field of building acoustics to determine the sound absorption and the sound insulation of a room.*



#### Uses and Features

##### Uses

- Comparison method for determination of sound power of noise sources according to ISO 3741
- Measurement of environmental correction,  $K_2$  according to ISO 3744
- Sound absorption measurements
- Sound insulation measurements

##### Features

- Fulfills ISO 3741, ISO 3744, ISO 3745, ISO 3747 and ISO 6926 for calibrated sound power sources
- Frequency range from 50 Hz to 20 kHz
- Sound power output 91 dB re 1 pW (A-weighted, 50 Hz line frequency) and 95 dB re 1 pW (A-weighted, 60 Hz line frequency)
- Temperature range  $-10^{\circ}\text{C}$  to  $+50^{\circ}\text{C}$
- 50 and 60 Hz operation
- Long-term stability
- Individual calibration chart supplied
- Compact and rugged
- Fitted with safety grid

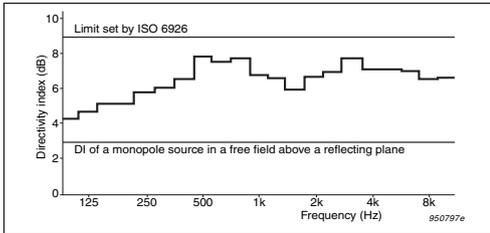
**Characteristics**

The reference sound source consists essentially of a specially designed centrifugal fan driven by a powerful asynchronous motor. The motor is an external rotor type, and due to its high moment of inertia, it has a very stable speed of rotation. The motor is mounted on a cast aluminium base, shaped to minimize reflections. The complete assembly of motor and fan is within a cylindrical safety grid fitted with two carrying handles.

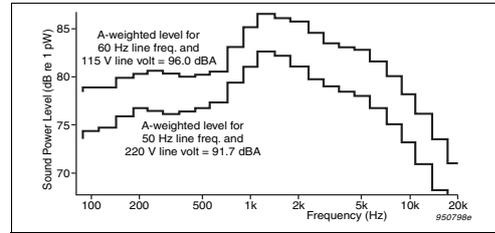
The directional characteristic of the reference sound source in the vertical plane varies less than 6 dB for any frequency in the range 100 Hz to 10 kHz (measured in 1/3-octaves). In the horizontal plane, the variation is less than 0.2 dB for frequencies up to 10 kHz (measured in 1/3-octaves). Fig. 1 shows some typical vertical directional characteristics. The reference sound source fulfils the requirements for reference sound sources as stated in ISO 3741, ISO 3747, ISO 6926 and ANSI S1.3 1. The use of a reference sound source in noise and sound power measurements on machines is also described in DIN 45635.

The reference sound source has a frequency range of 100 Hz to 20 kHz. In the range from 100 Hz to 10 kHz, the acoustic power output is greater than 70 dB re 1 pW in any 1/3-octave frequency band. The A-weighted output is typically 91 dB (50 Hz line frequency) and 95 dB (60 Hz line frequency). Fig. 2 shows a typical 1/3-octave frequency response curve of Type 4204.

**Fig. 1** Directivity index measured vertically above Type 4204 in 1/3-octave bands



**Fig. 2** Typical sound power spectrum of Type 4204



Each reference sound source is individually calibrated and, as standard, a calibration table is supplied showing the sound power output from 100 Hz to 20 kHz at 230 V/50 Hz and 115 V/60 Hz operating voltages. Temperature, barometric pressure, humidity and rotational speed are all given on the calibration table. The maximum interval between successive calibration is 24 months. If there are signs of physical damage to Type 4204, then a recalibration is recommended.

In the field, the sound power produced may differ from the calibrated value. Changes in mains supply line voltage and frequency, ambient pressure, and temperature all affect the rotational speed of Type 4204. In addition, changes in ambient pressure and temperature alter the specific acoustic impedance of the air, also changing the sound power. Once the values are measured, however, simple formulae can be used to calculate the correct sound power levels from the values given on the calibration table.

**Carrying Case WE-0268**

**Fig. 3**  
WE-0268 is a tough, padded carrying case. It is an optional accessory for use with Type 4204 and especially useful for protection during shipment to and from calibrations, as well as for relocation generally. It has a fold-away handle on one of the top edges and pivoted rollers attached to its base for safe, easy transportation



**Accredited Calibration Services at Brüel & Kjær**

To ensure traceable measurement history from day one, you can order accredited calibration with your new Type 4204.

If there are signs of physical damage to Type 4204 then a recalibration is recommended. We recommend that your Type 4204 is calibrated at a Brüel & Kjær ISO 17025 certified laboratory annually or biennially. If any errors are detected by the technician during calibration, repair will be performed prior to returning the instrument to you.

**Fig. 4 Typical calibration certificate issued by an accredited calibration laboratory**



**Specifications – Reference Sound Source Type 4204**

**POWER SUPPLY**

**Supply Voltage:** 110, 115, 127, 230 or 240 V AC, 50 or 60 Hz  
**Power Consumption:** 50 Hz: 500 VA; 60 Hz: 700 VA

**SOUND POWER OUTPUT**

**Measured in 1/3-octaves from 100 Hz to 20 kHz:** >70 dB re 1 pW

**A-WEIGHTED SOUND POWER OUTPUT (NOMINAL)**

91 dB re 1 pW @ 50 Hz line frequency  
 95 dB re 1 pW @ 60 Hz line frequency

**A-WEIGHTED SOUND PRESSURE LEVEL**

Nominal; diffuse field in a room with an equivalent absorption area of 10 m<sup>2</sup>

87 dB(A) @ 50 Hz line frequency  
 91 dB(A) @ 60 Hz line frequency

**VARIATION OF SOUND INTENSITY WITH DIRECTION:**

(10 Hz to 10 kHz measured in 1/3-octaves under free-field conditions)  
**Vertical Plane:** <6 dB  
**Horizontal Plane:** <0.2 dB

**VARIATION OF SOUND POWER OUTPUT**

**With Supply Voltage:** (±10% (50 Hz) and ±5% (60 Hz) of nominal voltage): <±0.2 dB @ 50 Hz line frequency  
 <±0.3 dB @ 60 Hz line frequency

**With Barometric Pressure:** Sound power output is proportional to barometric pressure at a constant speed of rotation

**FREQUENCY OF ROTATION**

Nominal  
 48 Hz @ 50 Hz line frequency  
 56 Hz @ 60 Hz line frequency  
 The frequency of rotation during calibration is given on the calibration chart

**DIMENSIONS**

**Height:** 300 mm (11.8")  
**Diameter:** 300 mm (11.8")  
**Weight:** 21 kg (46 lb)

**CALIBRATION**

Maximum time between calibrations: 24 months

**Ordering Information**

**Type 4204 Reference Sound Source**

Includes the following accessories:

- VF-0044: 6.3 Amp fuse
- 2xVF 0043: 12.5 Amp fuses

**OPTIONAL ACCESSORIES**

WE-0268 Carrying case for protection during shipment to and from calibrations and during relocation generally

**Service Products**

**ACCREDITED CALIBRATION**

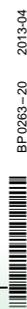
- 4204-CA1 Accredited Calibration of Sound Source Type 4204, at power 100 V, 50 Hz
- 4204-CA2 Accredited Calibration of Sound Source Type 4204, at power 100 V, 60 Hz
- 4204-CA3 Accredited Calibration of Sound Source Type 4204, at power 115 V, 50 Hz
- 4204-CA4 Accredited Calibration of Sound Source Type 4204, at power 115 V, 60 Hz
- 4204-CA5 Accredited Calibration of Sound Source Type 4204, at power 230 V, 50 Hz

**INITIAL ACCREDITED CALIBRATION**

- 4204-CI1 Initial Accredited Calibration of Sound Source Type 4204, at power 100 V, 50 Hz
- 4204-CI2 Initial Accredited Calibration of Sound Source Type 4204, at power 100 V, 60 Hz
- 4204-CI3 Initial Accredited Calibration of Sound Source Type 4204, at power 115 V, 50 Hz

Brüel & Kjær reserves the right to change specifications and accessories without notice. © Brüel & Kjær. All rights reserved.

HEADQUARTERS: Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S · DK-2850 Nærum · Denmark  
 Telephone: +45 7741 2000 · Fax: +45 4580 1405 · www.bksv.com · info@bksv.com  
 Local representatives and service organisations worldwide



## PRODUCT DATA

### ½" Prepolarized Free-field Microphone — Type 4188

Type 4188 is designed for free-field measurements where an economy microphone with medium sensitivity is required. Being prepolarized, Type 4188 can be used with both CCLD and classical preamplifiers.



#### Uses

- Medium class sound level meters
- Equipment complying with IEC 61672 class 1
- Random-incidence measurements
- Portable sound measuring equipment

#### Features

- Sensitivity: 31.6 mV/Pa
- Frequency: 8 Hz to 12.5 kHz
- Dynamic Range: 15.8 to 146 dB
- Temperature: -30 to +125°C (-22 to +257°F)
- Polarization: Prepolarized

#### Use of Free-field Microphones

At higher frequencies, reflections and diffraction cause a pressure increase in front of a microphone's diaphragm. If not corrected, this would result in an increased output voltage. A free-field optimization means that the frequency response of the microphone has been designed in such a way that the free-field response at 0 degrees incidence is flat. This microphone is optimized for use with the protection grid in place.

Free-field microphones are commonly used for sound measurement in an anechoic chamber or far away from reflecting buildings, etc. They can also measure the general electroacoustics of loudspeakers and microphones, for example.

Type 4188 is suited for use in IEC 61672 class 1 Sound Level Meters and for general acoustic measurements where a robust and stable free-field microphone with an upper frequency of 12.5 kHz is sufficient. When used with Random Incidence Corrector DZ-9566, Type 4188 can also be used for random-incidence measurements according to ANSI standards.

The optional accessory DD-0606 is optimized for dusty surroundings, limiting the dust's access to the diaphragm.

#### Manufacturing and Stability

A press-fitted, stainless-steel diaphragm and a special way of mounting the backplate make Type 4188 especially robust

without sacrificing the excellent long-term stability. Type 4188 will withstand the 1 m drop test of IEC 60068-2-32.

All Brüel & Kjær measuring microphones are assembled in a clean room. This ensures that they maintain their inherent low noise floor and high stability, even when used in environments with a combination of high humidity and high temperature.

#### Polarization Voltage

Being prepolarized, Type 4188 is especially well suited for battery-operated equipment or for operation in environments with high humidity.

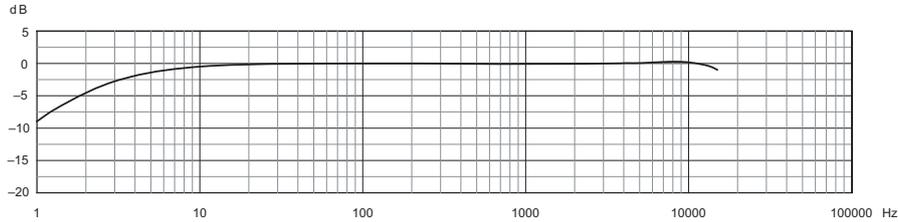
#### TEDS Microphones

Type 4188 is available in TEDS (Transducer Electronic Data Sheet) combinations with either classical or CCLD preamplifier. The TEDS microphone is considered one unit and has been sealed in a clean environment. The TEDS is programmed with the loaded sensitivity of the actual cartridge and the data is therefore readily available. The default TEDS template is according to IEEE P1451.4, but TEDS according to IEEE 1451.4 is available on request.

#### Individual Calibration Data

Each Type 4188 is delivered with individual calibration of its open-circuit sensitivity and a graph showing the typical free-field frequency response.

Fig. 1 Typical free-field response of the 4188 microphone with protective grid. The low-frequency response is valid when the vent is exposed to the sound field



080114

**Specifications – 1/2" Free-field Microphone Type 4188**

**IEC 61094-4 Type Designation:** WS 2F  
**Polarization Voltage:** 0 V (prepolarized)  
**Open-circuit Sensitivity (250 Hz):**  
 31.6 mV/Pa, -30 dB ± 2 dB re 1 V/Pa  
**0° Incidence Free-field Response:**  
 12.5 Hz to 8 kHz: ± 1 dB  
 8 Hz to 12.5 kHz ± 2 dB  
**Lower Limiting Frequency (-3 dB):**  
 1 to 5 Hz  
**Pressure Equalization Vent:** Rear vented  
**Diaphragm Resonance Frequency:**  
 9 kHz (90° phase shift)  
**Cartridge Capacitance:** 12 pF at 250 Hz  
**Equivalent Air Volume:** 65 mm<sup>3</sup> (250 Hz)  
**Pistonphone Correction (Type 4228 with DP-0776):** 0.02 dB  
**Cartridge Thermal Noise:**  
 14.2 dB(A), 14.5 dB(Lin)  
**Upper Limit of Dynamic Range (3% Distortion):** >146 dB SPL<sup>†</sup>

**Max. Sound Pressure Level:** 157 dB (peak)  
**ENVIRONMENTAL**  
**Operating Temperature Range:**  
 -30 to +125°C (-22 to + 257°F)  
 Max. 70°C (158°F) with DZ-9566  
**Storage Temperature:** In Microphone Box:  
 -30 to +70°C (-22 to +158°F)  
**Temperature Coefficient (250 Hz):**  
 0.005 dB/K (-10 to +50°C, 14 to 122°F)  
**Pressure Coefficient:** -0.021 dB/kPa  
**Operating Humidity Range:**  
 0 to 100% RH (without condensation)  
**Influence of Humidity:**  
 <0.1 dB in the absence of condensation  
**Vibration Sensitivity (<1000 Hz):** 63.5 dB  
 equivalent SPL for 1 m/s<sup>2</sup> axial vibration  
**Magnetic Field Sensitivity:**  
 7 dB SPL for 80 A/m, 50 Hz field  
**Estimated Long-term Stability:**  
 >1000 years/dB in dry air at 20°C (68°F)

> 10 hours/dB in dry air at 125°C (257°F)  
 >40 years/dB in air at 20°C (68°F), 90% RH  
 >6 months/dB in air at 50°C (122°F), 90% RH

**DIMENSIONS**  
**Diameter with Grid:** 13.2 mm (0.52")  
**Diameter without Grid:** 12.7 mm (0.50")  
 14.35 mm (0.56") with DZ-9566  
**Height with Grid:** 14.9 mm (0.59")  
 16.7 mm (0.66") with DZ-9566  
**Height without Grid:** 14 mm (0.55")

**Thread for Preamplifier Mounting:**  
 11.7 mm-60 UNS

**Note:** All values are typical at 23°C (73.4°F), 101.3 kPa and 50% RH unless otherwise specified

 Compliance with EMC Directive and Low Voltage Directive of the EU  
 Compliance with the EMC requirements of Australia and New Zealand

\* Individually calibrated

† 140 dB (peak) with CCLD preamplifier and 24 V supply; 140 dB (143 dB peak) with ±15 V supply

**Ordering Information**

Type 4188 1/2" Prepolarized Free-field Microphone  
 Includes the following accessories:  
 • BC-0251 Calibration Chart<sup>‡</sup>  
 • DZ-9566 Random Incidence Corrector

**TEDS COMBINATIONS**

4188-A-021 1/2" Free-field Microphone with Preamplifier Type 2671  
 4188-A-031 1/2" Free-field Microphone with Preamplifier Type 2699

‡ State microphone serial number if re-ordering calibration data

4188-B-001 1/2" Free-field Microphone with Preamplifier Type 2669-B  
 4188-C-001 1/2" Free-field Microphone with Preamplifier Type 2669-C  
 4188-L-001 1/2" Free-field Microphone with Preamplifier Type 2669-L

**OPTIONAL ACCESSORIES**

Type 2669 1/2" Microphone Preamplifier  
 Type 2671 1/2" CCLD Preamplifier  
 2671-W-001 1/2" CCLD Preamplifier (version with LLF <1.2 Hz)  
 Type 2699 1/2" CCLD Preamplifier, A-weighted  
 Type 4231 Sound Calibrator

Type 4228 Pistonphone  
 Type 4226 Multifunction Acoustic Calibrator  
 DD-0606 Production Test Protective Grid  
 UA-0033 Electrostatic Actuator  
 UA-1260 1/2" Angle Adaptor (approx. 80°)  
 UA 0386 Nose Cone for 1/2" Microphone  
 UA-0237 Windscreen for 1/2" Microphone, 90 mm diameter  
 UA-0459 Windscreen for 1/2" Microphone, 65 mm diameter  
 BA -5105 Microphone Handbook

**CALIBRATION SERVICES**  
 4188-CFF Factory Standard Calibration

Brüel & Kjær reserves the right to change specifications and accessories without notice. © Brüel & Kjær. All rights reserved.

2012-03  
 BP2209-13



## PRODUCT DATA

### DeltaTron® Microphone Preamplifier — Type 2671

*DeltaTron® Microphone Preamplifier Type 2671 enables you to make acoustical measurements with a DeltaTron® input module. You can connect ½" prepolarized microphones to the preamplifier. The preamplifier's low output impedance allows problem-free use of long extension cables. The robust, compact design means that you can use Type 2671 over a wide range of environmental conditions.*

#### USES

- Low price, multichannel sound measurement setups with ½" Brüel & Kjær Prepolarized Condenser Microphones
- Multichannel signal analysis measurements
- Multichannel sound power measurements
- Industrial machinery noise measurements

#### FEATURES

- ICP® compatible
- BNC connector for easy installation and use with inexpensive BNC cables
- Connects directly to DeltaTron® sockets and to Brüel & Kjær microphone sockets with adaptor
- Low output impedance so that long extension cables can be used
- Falcon Range® product
- Supports "Smart transducer Interface" IEEE P 1451.4 containing TEDS (Transducer Electronic Data Sheet)

#### Introduction

Preamplifier Type 2671 is very compact and operates over a wide range of temperature, humidity and other environmental conditions. It has a very high input impedance, presenting virtually no load to the microphone. The low output impedance means that you can connect long cables between the preamplifier and measurement equipment.

The main application for the preamplifier is in vibration setups with DeltaTron® or ICP® input modules where it is also desired to make acoustical measurements. It presents a very price-competitive solution compared to a system with both vibration and acoustical inputs.

#### Description

DeltaTron® is a generic name for accelerometers and signal conditioning products from Brüel & Kjær. It identifies products that operate on a constant-current power supply and give output signals in the form of voltage modulation on the power supply line. One of the advantages of this system is that it allows you to use inexpensive BNC coaxial cables.

The preamplifier converts the DeltaTron® or ICP® constant-current line drive (CCLD) supply, which must be between 2 and 20 mA (nominal 4 mA), into a constant 12 V DC level. The output signal from the microphone swings around this DC level. Since no polarization voltage is available, only prepolarized condenser microphones can be



used. The input impedance of Type 2671 is lowered to 1.5 GΩ with the purpose of making a high-pass filter at 20 Hz. This is done in order to compensate for filters which are often missing in the input modules (for example, A-weighting). Type 2671 is also available in a version without the high-pass filter, which has a flat response down to 2 Hz, and in a version with built-in A-weighting, Type 2699.

#### TEDS

Support of TEDS means that the preamplifier can be used with the newly developed Smart Transducer interface according to IEEE P 1451.4. The ability to store and recall TEDS data drastically reduces test setup time and allows cost savings in most measurement situations.

#### Electromagnetic Compatibility (EMC)

Susceptibility of the preamplifier to radio-frequency electromagnetic radiation is low. The preamplifier complies with the requirements of EMC-directive 89/336/EEC. The product is in conformity with the following standards:

**EN 50081-1 (1992):** EMC – Generic emission standard. Residential, commercial and light industry.

**EN 50082-1 (1992):** EMC – Generic immunity standard. Residential, commercial and light industry.

The product has been tested and found to comply with:

2671

Brüel & Kjær 

**prEN 50082-2 (Aug. 1994): EMC - Generic immunity standard for industrial environments (final draft).**

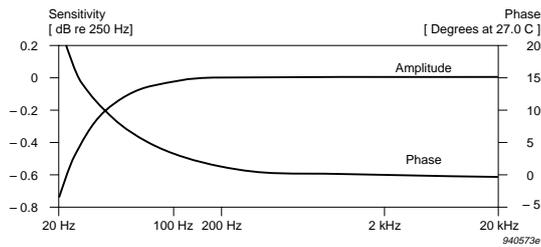
**EN 50081-1 covers, e.g.:**

- Radiated emission, 0.03 to 1 GHz
- Conducted emission, 0.15 to 30 MHz

**prEN 50082-2 covers, e.g., the effects of:**

- RF fields from 80 to 1000 MHz at a field strength of 3 and 10 V/m with an amplitude modulation of 80%
- Electrostatic discharge, 4 and 8 kV
- Transient bursts at 1 kV
- Magnetic fields with a strength of 30 A/m at 50 Hz
- Pulse modulated radio frequency fields, 900 MHz at a field strength of 3 V/m and a duty cycle of 50%

**Fig. 1**  
Typical frequency and phase response curves for Preamplifier Type 2671



**Specifications – DeltaTron Microphone Preamplifier Type 2671**

**Frequency Response (re 250 Hz)**  
 200 Hz to 20 kHz, +0.2 dB, -0.2 dB  
 20 Hz to 50 kHz, +0.2 dB, -2 dB  
 Lower -3 dB limit at <12 Hz  
 Upper -0.5 dB limit at >50 kHz  
**Attenuation:** -0.3 dB (typical)  
**Gain Matching:** 200 Hz to 10 kHz, 0.1 dB  
**Phase Linearity:**  
 1 kHz to 10 kHz,  $\pm 1^\circ$   
 100 Hz to 20 kHz,  $< -3^\circ$ , +10°  
**Phase Matching:**  
 5° at 50 Hz  
 2° at 100 Hz  
**Input Impedance:** 1.5 GΩ || <0.4 pF  
**Output Impedance:** <50 Ω  
**Max. Output Current:**  
 At 4 mA supply, 3 mA (peak)  
 At 20 mA supply, 19 mA (peak)  
**Max. Output Voltage:**  
 7 V peak for f < 20 kHz  
 Corresponding to:  
 141 dB SPL for microphone sensitivity of 30 mV/Pa  
 138 dB SPL for microphone sensitivity of 50 mV/Pa  
**Max. DC Output Level:** 12 V ± 2 V over the specified operating temperature range  
**Distortion (THD):**  
 <-70 dB at 1.0 V<sub>out</sub>, 1 kHz  
 <-60 dB at 1.0 V<sub>out</sub>, 10 kHz  
**Output Slew Rate:** 2 V/μs (typical)  
**Noise:**  
 <4 μV A-weighted  
 <15 μV Lin., 22.4 Hz to 22.4 kHz  
**Start-up Time:** Signal within 0.1 dB within <10 s  
**Power Requirements:** DeltaTron® supply, 2 to 20 mA. Nominal 4 mA  
**Connector Type:** BNC socket  
**Dimensions:** ∅12.7 mm × 85 mm (∅½" × 3.3") (including connector)  
**Thread for Preamplifier Mounting:** 11.7 mm - 60 UNS

**Temperature Range:**  
**Operating:** -20°C to +60°C (-4° to +140°F)  
**Storage:** -25°C to +70°C (-13° to +158°F)  
**Humidity:** 0 to 90% RH, non-condensing at 40°C (104°F)  
**Shock:** Max. 100g  
**Influence of 80 A/m, 50 Hz Magnetic Field:** Max. 4 μV

**Note:** the 1 mm hole on the side of Type 2671 is for acoustic ventilation and must not be blocked

The data above are valid for 4 mA supply, cable length <40 m and microphone capacitance = 12 pF, unless otherwise specified

**CE** Compliance with EMC Directive

**Ordering Information**

**BNC to BNC coaxial cables**  
 AO 0429 1.2 m (3.9 ft.)  
 AO 0142 3.0 m (9.8 ft.)  
 AO 0430 10 m (32.8 ft.)  
**BNC to BNC double screened cables**  
 AO 0429 1.2 m (3.9 ft.)  
 AO 0426 3.0 m (9.8 ft.)  
 AO 00427 10 m (32.8 ft.)  
**Other cable lengths on request**  
 UA 00587 Portable Tripod, Includes Mounting Adaptor UA 0588 and two Extension Rods  
 UA 0801 Light-weight Tripod  
 UA 0588 Mounting Adaptor  
**Power Supply Adaptors**  
 Supplies constant current from microphone sockets  
 ZG 00328 Brüel & Kjær 7-pin to BNC  
 WB 1421 LEMO to BNC

**TRADEMARKS**  
 ICP is a registered trademark of PCB Piezotronics

Brüel & Kjær reserves the right to change specifications and accessories without notice

HEADQUARTERS: DK-2850 Nærum - Denmark - Telephone: +45 4580 0500 - Fax: +45 4580 1405 - www.bksv.com - info@bksv.com

Australia (+61) 2 9889-8888 - Austria (+43) 1 86574 00 - Brazil (+55) 11 5188-8166 - Canada (+1) 514 695-8225  
 China (+86) 10 68029906 - Czech Republic (+420) 2 6702 1100 - Finland (+358) 9 755 990 - France (+33) 1 69 90 71 00  
 Germany (+49) 421 17 97 0 - Hong Kong (+852) 2 48 7488 - Hungary (+36) 1 21 5 63 05 - Ireland (+353) 1 907 4083  
 Italy (+39) 0257 68061 - Japan (+81) 3 3779 8671 - Republic of Korea (+82) 2 3473 0605 - Netherlands (+31) 318 55 9290  
 Norway (+47) 66 77 11 55 - Poland (+48) 22 816 75 56 - Portugal (+351) 21 47 11 4 53 - Singapore (+65) 377 4512  
 Slovak Republic (+421) 25 443 0701 - Spain (+34) 91 659 0820 - Sweden (+46) 8 449 8000 - Switzerland (+41) 1 880 70 35  
 Taiwan (+886) 22713 9303 - United Kingdom (+44) 14 38 739 000 - USA (+1) 800 332 2040  
 Local representatives and service organisations worldwide

**Brüel & Kjær**

Rosendahl's Bogtrykkeri  
03/08  
BP 1446-14

## PRODUCT DATA

### 4/6-ch. Input Module LAN-XI 51.2 kHz Type 3050

The core of the LAN-XI range of input modules, these modules are designed to cover as many sound and vibration measurement applications as possible.

Type 3050 comes in two basic variants, offering the choice between four and six high-precision input channels with an input range from DC to 51.2 kHz. Type 3050 works equally well as a single-module system, or as part of a large LAN-XI measurement system – making it one of the most flexible data acquisitions modules on the market. In addition, interchangeable front panels give you the flexibility to use a wide range of transducers.



#### Uses and Features

##### Uses

- General sound and vibration measurements
- Measurement front-end module for PULSE™ measurement and analysis software
- Front-end for PC-based Data Recorder Type 7708
- Single-module measurements
- Multi-module measurements/ distributed system
- Stand-alone recording (no PC) using LAN-XI Notar™ software

##### Features

- 4 or 6 input channels
- DC to 51.2 kHz input range
- 131 ksample/s sampling rate
- Power for 200 V microphones
- Dyn-X technology
- REq-X technology
- Supports TEDS transducers
- Interchangeable front panels

**One Cable Operation**

You can use standard LAN cables for synchronous sampling between modules and system power, thanks to Power over Ethernet (PoE). This minimises the number of cables required and results in lower cost, less downtime, easier maintenance, and greater flexibility of installation.

**Power over Ethernet**

PoE is implemented according to IEEE 802.3af. PoE is wired Ethernet LAN technology that, with a suitable PoE LAN switch, allows the power needed for each module to be carried by screened shielded twisted pair (S/STP or S/FTP) CAT6 LAN cables rather than by separate power cables. This minimises the number of cables required and results in lower cost, less downtime, easier maintenance and greater installation flexibility. PoE switches, such as 10-port Gigabit Managed Switch with PTP and PoE (8 ports) UL-0265, and PoE Injectors, such as ZyxEL® PoE-12 Power over Ethernet (a single-port PoE injector), can be used.

**Built for Field and Lab Use**

The modules and the detachable front plates are cast in magnesium for maximum stability, light weight, and tough field use.

**Interchangeable Front Panels**

The modules allow front panels to be interchanged freely, with a variety of connectors for different transducers and applications. This results in fewer patch panels, less cable "spaghetti", fewer cable adaptors and faster system setup.

**Independent Channels**

The input channels on a module can be set up independently. You can set up the high-pass filters and input gain separately and attach different types of transducer to different channels.

**IEEE 1451.4 Transducers**

All input modules support TEDS transducers. This allows automatic front-end and analyzer setup based on TEDS information stored in the transducer, for example, sensitivity, serial number, manufacturer and calibration date. The individual frequency response of a transducer can be corrected for using PULSE's Transducer Response Equalisation, REq-X, to achieve higher accuracy over extended frequency ranges.

**Overload**

Constant Current Line Drive (CCLD) conditioning monitors the supply voltage used by CCLD-compatible transducers. Available CCLD transducers include:

- Accelerometers
- Charge amplifiers
- Microphone preamplifiers
- Tacho probes

If conditioning errors, such as a broken cable, are detected, an error is indicated as an overload on the specific channel connector (using a ring-LED around the connector) and in the PC software.

Overload indications for input channels include (see Specifications for details):

- Signal overload with adjustable detection level
- CCLD overload: detection of cable break, short-circuit or CCLD transducer working point fault
- Microphone preamplifier overload: detection of microphone preamplifier current consumption too high or too low
- Common mode voltage overload – relevant when input coupling is floating

**Ground-loop Noise Suppression**

The module's floating/grounded, differential input design and the fact that all external connections (LAN, power supply) are galvanically isolated in the module provide optimal ground-loop noise suppression.

**Compliance with Standards**

	CE-mark indicates compliance with: EMC Directive and Low Voltage Directive RCM mark indicates compliance with applicable ACMA technical standards – that is, for telecommunications, radio communications, EMC and EME China RoHS mark indicates compliance with administrative measures on the control of pollution caused by electronic information products according to the Ministry of Information Industries of the People's Republic of China WEEE mark indicates compliance with the EU WEEE Directive
<b>Safety</b>	EN/IEC 61010–1 and ANSI/UL 61010–1: Safety requirements for electrical equipment for measurement, control and laboratory use
<b>EMC Emission</b>	EN/IEC 61000–6–3: Generic emission standard for residential, commercial, and light-industrial environments CISPR 22: Radio disturbance characteristics of information technology equipment. Class B Limits
<b>EMC Immunity</b>	EN/IEC61000–6–1: Generic standards – Immunity for residential, commercial and light industrial environments EN/IEC 61000–6–2: Generic standards – Immunity for industrial environments EN/IEC 61326: Electrical equipment for measurement, control and laboratory use – EMC requirements <b>Note:</b> The above is only guaranteed using accessories listed in this Product Data
<b>Temperature</b>	IEC 60068–2–1 & IEC 60068–2–2: Environmental Testing. Cold and Dry Heat Ambient Operating Temperature: –10 to +55°C (14 to 131°F) Storage Temperature: –25 to +70°C (–13 to +158°F)
<b>Humidity</b>	IEC 60068–2–78: Damp Heat: 93% RH (non-condensing at 40°C (104°F))
<b>Mechanical (non-operating)</b>	IEC 60068–2–6: Vibration: 0.3 mm, 2 g, 10 – 500 Hz IEC 60068–2–27: Shock: 100 g IEC 60068–2–29: Bump: 1000 bumps at 25 g
<b>Enclosure</b>	IEC 60529: Protection provided by enclosures: IP 31

**EFFECT OF RADIATED AND CONDUCTED RF, MAGNETIC FIELD AND VIBRATION**

**Radiated RF:** 80–2700 MHz, 80% AM 1 kHz, 10 V/m  
**Conducted RF:** 0.15–80 MHz, 80% AM 1 kHz, 10 V  
**Magnetic Field:** 30 A/m, 50 Hz  
**Vibration:** 5–500 Hz, 12.7 mm, 15 m/s<sup>2</sup>

Input measured with shorted input. All values are RMS. Conducted RF immunity on all channels is only guaranteed using an external connection from measuring ground to chassis terminal

Input	Radiated RF	Conducted RF	Magnetic Field	Vibration
Direct/CCLD	<250 µV	<300 µV	<4 µV	<80 µV
Preamplifier	<250 µV	<50 µV	<8 µV	<80 µV

**Specifications – LAN Interface**

**CONNECTOR**

RJ 45 (10baseT/100baseTX) connector complying with IEEE-802.3 100baseX  
 Types 3660-C and -D permit the use of a ruggedized RJ45 data connector (Neutrik NE8MC-1) to screw the cable to the frame  
 Types 3660-C and -D communicate at 1000 Mbits/s – shielded cables of type “CAT 5e” or better should be used  
 Individual modules communicate at 100 Mbits/s  
 All LAN connectors support MDIX, which means that cables may be “crossed” or not  
 For stand-alone modules, PoE is also supported (IEEE 802.3af). PoE requires screened shielded twisted pair (S/STP or S/FTP) CAT6 LAN cables

**PROTOCOL**

The following standard protocols are used:

- TCP
- DHCP (incl. Auto-IP)
- DNS (on top of UDP)
- IEEE 1588–2002 (on top of UDP)
- IP
- Ethernet

**ACQUISITION PERFORMANCE**

Each LAN-XI module generates data at almost 20 Mbit/s when measuring six channels at 51.2 kHz bandwidth. The modules are capable

of handling their own maximum traffic while the built-in switch in the frame’s backplane has more than sufficient capacity. This means that bottlenecks can only occur outside these, for example in:

- External switches
- PC

For convenience, it is possible to daisy-chain LAN-XI frames. However, it is not recommended to daisy-chain more than two frames. For larger configurations, a star configuration with a central switch is recommended. This must have a switch capacity well beyond  $N \times 20$  Mbit/s, where  $N$  is the total number of modules

**PTP PERFORMANCE**

**PTP Synchronisation (with 1 Gigabit LAN Switch):**

Typical sample synchronisation better than 200 ns (approx.  $\pm 0.07^\circ$  @ 1 kHz,  $\pm 2^\circ$  @ 25.6 kHz)

Tested with:

- Cisco® SG300-10MP, 10-port 10/100/1000 Managed Gigabit Switch with Maximum PoE (8 ports)
  - Netgear® 5-port Gigabit Switch GS105
- Better performance can be expected with a dedicated PTP switch:
- UL-0265: 10-port Gigabit Managed Switch with PTPv2 and PoE (8 ports). This is a dedicated PTP switch, preconfigured for optimal use with LAN-XI

**Specifications – 4/6-ch. Input Module LAN-XI 51.2 kHz Type 3050**

**POWER REQUIREMENTS**

**DC Input:** 10–32 V DC  
**Connector:** LEMO coax., FFA.00.113, ground on shield  
**Power Consumption:**  
**DC Input:** <15 W  
**Supply via PoE:** According to IEEE 802.3af, Max. cable length 50 m  
**Temperature Protection:**

Temperature sensor limits module's internal temperature to 80°C (176°F).  
 If temperature exceeds limit, system will automatically enable fan in LAN-XI frame or shut down module outside frame

**DIMENSIONS AND WEIGHT**

**Height:** 132.6 mm (5.22")  
**Width:** 27.5 mm (1.08")  
**Depth:** 250 mm (9.84")  
**Weight:** 750 g (1.65 lb)

<b>Frequency Range</b>	DC to 51.2 kHz Lower frequency range can be set in PULSE software					
<b>Sampling Rate</b>	131 ksamples/s					
<b>A/D Conversion</b>	2 × 24 bit					
<b>Data Transfer</b>	24 bit					
<b>Input Voltage Range</b>	10 V <sub>peak</sub> Extended range: 31.6 V <sub>peak</sub>					
<b>Input Signal Coupling</b>	<b>Differential</b>	Signal ground is "floating" (1 MΩ re chassis)				
	<b>Single-Ended</b>	Signal ground is connected to chassis ("Grounded")				
<b>Input Impedance</b>	Direct, Microphone: 1 MΩ    <300 pF CCLD: >100 kΩ    <300 pF					
<b>Absolute Maximum Input</b>	±60 V <sub>peak</sub> without damage					
<b>High-pass Filters</b>		<b>-0.1 dB *</b>	<b>-10% @ **</b>	<b>-3 dB @ **</b>	<b>Slope</b>	
* Defined as the lower frequency, f <sub>L</sub> , for guaranteed fulfillment of -0.1 dB accuracy in 10 V <sub>peak</sub> range	0.1 Hz -10% analog high-pass filter	0.5 Hz	0.1 Hz	0.05 Hz	-20 dB/dec.	
	0.7 Hz -0.1 dB digital high-pass filter	0.7 Hz	0.15 Hz	0.073 Hz		
** Defined as the nominal -10%/3 dB filter frequency	1 Hz -10% digital high-pass filter	5 Hz	1.0 Hz	0.5 Hz	-20 dB/dec.	
	7 Hz -0.1 dB digital high-pass filter	7 Hz	1.45 Hz	0.707 Hz		
	22.4 Hz -0.1 dB analog high-pass filter	22.4 Hz	15.8 Hz	12.5 Hz	-60 dB/dec.	
	Intensity filter (analog)	115 Hz	23.00 Hz	11.5 Hz	-20 dB/dec.	
<b>Absolute Amplitude Precision, 1 kHz, 1 V<sub>input</sub></b>	±0.05 dB, typ. ±0.01 dB					
<b>Amplitude Linearity</b> (linearity in one range)	0 to 80 dB below full scale	±0.05 dB, typ. ±0.01 dB				
	80 to 100 dB below full scale	±0.2 dB, typ. ±0.02 dB				
	100 to 120 dB below full scale	typ. ±0.02 dB				
	120 to 140 dB below full scale	typ. ±0.02 dB				
	140 to 160 dB below full scale	typ. ±1 dB				
<b>Overall Frequency Response re 1 kHz, from lower limit f<sub>L</sub> to upper limit f<sub>H</sub></b> f <sub>L</sub> is defined as the lower frequency for guaranteed fulfillment of -0.1 dB accuracy in 10 V <sub>peak</sub> range (see under High-pass Filters) f <sub>H</sub> is defined as the chosen frequency span. DC (f <sub>L</sub> = 0)	±0.1 dB ±0.3 dB in 31.6 V range					
<b>Noise</b>	<b>Input Range</b>	<b>Guaranteed</b>		<b>Typical</b>		
		<b>Lin*</b>	<b>1 kHz</b>	<b>Lin*</b>	<b>1 kHz</b>	
* Measured lin. 10 Hz to 25.6 kHz or lin. 10 Hz to 51.2 kHz: (Input terminated by 50 Ω or less)	<b>Signal level &lt;316 mV<sub>peak</sub></b> 10 Hz to 25.6 kHz 10 Hz to 51.2 kHz	10 V <sub>peak</sub>	<4 μV <sub>rms</sub> <13 μV <sub>rms</sub>	<25 nV <sub>rms</sub> /√Hz	<3 μV <sub>rms</sub> <10 μV <sub>rms</sub>	<19 nV <sub>rms</sub> /√Hz
	<b>Signal level &gt;316 mV<sub>peak</sub></b> 10 Hz to 25.6 kHz 10 Hz to 51.2 kHz	10 V <sub>peak</sub>	<60 μV <sub>rms</sub> <350 μV <sub>rms</sub>	<375 nV <sub>rms</sub> /√Hz	<50 μV <sub>rms</sub> <250 μV <sub>rms</sub>	<313 nV <sub>rms</sub> /√Hz
	<b>Signal level &lt;1 V<sub>peak</sub></b> 10 Hz to 25.6 kHz 10 Hz to 51.2 kHz	31.6 V <sub>peak</sub>	<20 μV <sub>rms</sub> <45 μV <sub>rms</sub>	<125 nV <sub>rms</sub> /√Hz	<15 μV <sub>rms</sub> <35 μV <sub>rms</sub>	<95 nV <sub>rms</sub> /√Hz
	<b>Signal level &gt;1 V<sub>peak</sub></b> 10 Hz to 25.6 kHz 10 Hz to 51.2 kHz	31.6 V <sub>peak</sub>	<200 μV <sub>rms</sub> <1200 μV <sub>rms</sub>	<1250 nV <sub>rms</sub> /√Hz	<150 μV <sub>rms</sub> <800 μV <sub>rms</sub>	<950 nV <sub>rms</sub> /√Hz
<b>Spurious-free Dynamic Range re Full-scale Input</b> (Input terminated by 50 Ω or less) Spurious-free Dynamic Range is defined as the ratio of the rms full-scale amplitude to the rms value of the largest spurious spectral component (non-harmonic)	<b>Input Range</b>	<b>Typical</b>				
	10 V <sub>peak</sub>	160 dB				
	31.6 V <sub>peak</sub>	140 dB				
<b>DC Offset re Full Scale</b> Measured after automatic DC compensation at current temperature when changing from AC to DC coupling or changing input range when DC coupled		<b>Guaranteed</b>		<b>Typical</b>		
		<-90 dB		-100 dB		

<b>Harmonic Distortion</b> (all harmonics)		<b>Guaranteed</b> -80 dB (-60 dB in 31.6 V range)	<b>Typical</b> -100 dB @ 1 kHz (-80 dB @ 1 kHz in 31.6 V range)	
<b>Crosstalk:</b> Between any two channels of a module or between any two channels in different modules		<b>Frequency Range</b> 0-51.2 kHz	<b>Guaranteed</b> -100 dB	<b>Typical</b> -140 dB
<b>Channel-to-Channel Match</b> <b>(10 V<sub>peak</sub> input range)</b>		<b>Guaranteed</b> 0.2 dB from lower frequency limit, $f_L$ , to 51.2 kHz (0.4 dB at -10% filter frequency)	<b>Typical</b> ±0.05 dB	
Maximum Gain Difference $f_L$ is defined as the -0.1 dB frequency of the high-pass filter				
Maximum Phase Difference (within one frame) $f_L$ is defined as the -0.1 dB frequency of the high-pass filter				
Additional PTP sync. error (phase difference) between modules/frames (using a single standard gigabit switch)		<b>Typical:</b> <200 ns (approx. ±0.07° @ 1 kHz, ±2° @ 25.6 kHz)		
<b>Channel-to-Channel Match</b> <b>(31.6 V<sub>peak</sub> input range)</b>		0.6 dB from lower frequency limit, $f_L$ , to 51.2 kHz (1 dB at -10% filter frequency)		
Maximum Gain Difference		0.6 dB from lower frequency limit, $f_L$ , to 51.2 kHz (1 dB at -10% filter frequency)		
Maximum Phase Difference (within one frame)		4° from lower frequency limit, $f_L$ , to 51.2 kHz		
<b>Sound Intensity Phase Match</b> <b>(only for using intensity filter and in 10 V<sub>peak</sub> input range)</b>		<b>Frequency Range</b>	<b>Guaranteed Phase Match</b>	<b>Typical Phase Match</b>
		50-250 Hz	±0.017°	±0.005°
		250 Hz-2.5 kHz	0.017° × (f/250)	±0.005°
All channels matched		2.5-6.4 kHz	±0.17°	±0.08°
<b>Common Mode Rejection in 10 V<sub>peak</sub> input range</b>		<b>Guaranteed</b>	<b>Typical</b>	
Values for 31.6 V <sub>peak</sub> range are 10 dB lower.		0-120 Hz	70 dB	80 dB
		120 Hz-1 kHz	55 dB	60 dB
		1-51.2 kHz	30 dB	40 dB
<b>Absolute Max. Common Mode Voltage</b>		±5 V <sub>peak</sub> without damage		
		±4 V <sub>peak</sub> without clipping		
		If common mode voltage exceeds the max. value, care must be taken to limit the signal ground current in order to prevent damage. Max. is 100 mA. The instrument will limit the voltage to the stated max. "without damage" common mode value		
<b>Anti-aliasing Filter</b>		<b>Filter Type</b>	3rd order Butterworth	
At least 90 dB attenuation of those frequencies which can cause aliasing		-0.1 dB @	51.2 kHz	
		-3 dB @	128 kHz	
		Slope	-18 dB/octave	
<b>Supply for Microphone Preamplifiers</b>		±14.0 V, max. 100 mA per channel (max. 100 mA total/module)		
<b>Supply for Microphone Polarization</b>		200 V ±1 V, or 0 V (set per channel)		
<b>Supply for CCLD</b>		4 to 5 mA from 24 V source, option to DC-couple CCLD power supply		
<b>Tacho Supply</b>		CCLD for Type 2981 (Power supply for legacy types MM-0012 and MM-0024 not available)		
<b>Analog Special Functions</b>	<b>Microphone Charge Injection Calibration:</b> All modules with 7-pin LEMO support CIC via dedicated application software and OLE interface <b>Transducers:</b> Supports IEEE 1451.4-capable transducers with standardised TEDS (up to 100 m (328 ft) cable length)			
<b>Overload Detection</b>	<b>Signal Overload:</b> Adjustable detection level ±1 V <sub>peak</sub> to ±10 V <sub>peak</sub> . Default level ±10 V <sub>peak</sub> (CCLD mode ±7 V <sub>peak</sub> ) (31.6 V range: ±31.6 V) can be set in PULSE Transducer Database <b>CCLD Overload:</b> Detection of cable break or short-circuit + detection of CCLD transducer working point fault. Detection level: +2 V/20 V <b>Microphone Preamplifier Overload:</b> Detection of microphone preamplifier current consumption too high or too low. Detection level default 10 mA/1 mA Adjustable detection level 1 to 20 mA or 100 mA if disabled <b>Common Mode Voltage Overload:</b> Detection level: ±3.0 V			
<b>Protection</b>	If signal input level exceeds the measuring range significantly, the input will go into protection mode until the signal goes below the detection level again for at least 0.5 s. While in protection mode, the input is partly switched off and the input impedance is greatly increased. (The measured value will be strongly attenuated but still detectable) In DC mode -10 V <sub>peak</sub> range, the detection limit is ±12 V. In all other measuring modes (except CCLD) the limit is ±50 V <sub>peak</sub> including DC component or ±12 V <sub>peak</sub> AC (In CCLD mode the limit is +50/-2 V <sub>peak</sub> including DC component or ±12 V <sub>peak</sub> AC) In the 31.6 V range, the limit is ±50 V <sub>peak</sub>			

---

**Ordering Information**

---

**Type 3050-A-060** 6-ch. Input Module LAN-XI 51.2 kHz (Mic, CCLD, V)

includes the following accessories:

- UA-2100-060: LAN-XI Detachable front panel with 6 BNC input connectors
- ZG-0426: Mains Adaptor (100 – 240 V)
- AO-1450: Shielded CAT 6 LAN Cable with RJ 45 (2 m)

**Type 3050-A-040** 4-ch. Input Module LAN-XI 51.2 kHz (Mic, CCLD, V)

includes the following accessories:

- UA-2100-040: LAN-XI Detachable front panel with 4 BNC input connectors
- ZG-0426: Mains Adaptor (100 – 240 V)
- AO-1450: Shielded CAT 6 LAN Cable with RJ 45 (2 m)

**OPTIONAL ACCESSORIES**

- AO-0090 7-pin LEMO to BNC male (1.2 m) for floating ground
- AO-0091 7-pin LEMO to BNC female (1.2 m) for floating ground
- AO-0526 4-pin Microtech to 3 × BNC Cable
- AO-0546 DC Power Cable, Car Utility Socket to 1 module
- AO-0548 DC Power Cable, Source to 4 modules
- JJ-0081 BNC Adaptor, female to female

- JJ-0152 BNC T-connector
- JP-0145 BNC to 10–32 UNF Plug Adaptor
- UA-1713 10 × 2 mm Hex Wrench (QX-1315) for front panel exchange
- UL-0265 10-port Gigabit Managed Switch with PTP and PoE (8 ports)
- WB-1497 20 dB Attenuator

**SOFTWARE**

Please refer to the System Data for PULSE Software ([BU 0229](#))

**Service Products**

- 3050-CAI Type 3050 Initial Accredited Calibration
- 3050-CAF Type 3050 Accredited Calibration
- 3050-CTF Type 3050 Traceable Calibration
- 3050-TCF Type 3050 LAN-XI Conformance Test with Certificate

A wide range of Brüel & Kjær Accelerometers, Microphones, Preamplifiers and Sound Intensity Probes is available for use with a LAN-XI system. The system supports IEEE 1451.4-capable transducers with standardised TEDS