

Empa
Überlandstrasse 129
CH-8600 Dübendorf
T +41 58 765 11 11
F +41 58 765 11 22
www.empa.ch



Rechnerische Prognose des bei der CPX-Methode auftretenden Reifen-Fahrbahngeräusches (CPX-Simulator) Schlussbericht

Untersuchungsbericht:	Empa-Nr. 5211.02145.100.01
Auftrag:	Im Auftrag des Bundesamtes für Umwelt (BAFU)
Anzahl Seiten inkl. Beilagen:	100
Autoren:	Reto Pieren, Axel Heußer, Jonas Jäggi, Michael Lauchenauer, Urs Pachale, Dominik Wöllstein, Kurt Heutschi
Datum:	7.10.2024

Eidg. Materialprüfungs- und Forschungsanstalt Empa

Dübendorf, 7.10.2024

Projektleiter:

**Reto
Pieren**

Digital
unterschieden von
Reto Pieren
Datum: 2024.10.06
21:34:07 +02'00'

Dr. Reto Pieren

Abteilung Akustik / Lärminderung

Abteilungsleiter:

**Jean-Marc
Wunderli**

Digital unterschrieben von
Jean-Marc Wunderli
Datum: 2024.10.07
07:37:32 +02'00'

Dr. Jean Marc Wunderli

Leiter Abteilung Akustik / Lärminderung

Anmerkung: Bericht und Unterlagen werden 10 Jahre archiviert.

Inhaltsverzeichnis

- 1 Zusammenfassung
- 2 Ausgangslage
- 3 Auftrag
- 4 Das CPX-Messverfahren nach Norm
- 5 Auslegeordnung zur rechnerischen Modellierung von Reifen-Fahrbahngeräuschen im CPX-Anhänger
- 6 Erhebung von Testdaten
- 7 Evaluation bestehender Modelle
- 8 Messungen zur Modellentwicklung
- 9 Aufbau eines neuen Rechenmodells
- 10 Validierung
- 11 Ausblick
- 12 Referenzen
- A Messequipment: Exemplare und Details

1 Zusammenfassung

Das zur Belagscharakterisierung eingesetzte CPX-Messverfahren hat in den letzten Jahren weiter an praktischer Bedeutung gewonnen. Um aus CPX-Messungen die Belageinflüsse auf Vorbeifahrtspegel zu prognostizieren, werden bisher empirische Umrechnungsmodelle für die Belagskorrektur verwendet. Diese statistischen Modelle erlauben keine direkten Rückschlüsse auf die Bedeutung möglicher Einflussfaktoren. Um diese Einflüsse auf CPX-Messungen besser zu verstehen, wurde das Forschungsprojekt CPX-Simulator lanciert mit dem Ziel, ein physiknahes Rechenmodell zur Prognose des mit der CPX-Methode messtechnisch beobachteten Reifen-Fahrbahngeräuschs zu entwickeln. Dieser Schlussbericht dokumentiert die im Projekt von der Empa durchgeführten Arbeiten. Diese umfassen eine Literaturrecherche, eine Evaluation von existierenden Rechenmodellen, die Inbetriebnahme von neuen Messapparaturen, die Erhebung von Messdatensätzen auf dem Schweizer Strassennetz, messtechnische Untersuchungen im Labor, sowie die Entwicklung von neuen Rechenmodellen zum CPX-Reifen-Fahrbahngeräusch und deren Validierung.

Das neu entwickelte CPX-Simulator-Rechenmodell beschreibt die verschiedenen Mechanismen der Schallentstehung. Zur experimentellen messtechnischen Untersuchung dieser Mechanismen wurde eine neuartige Quellenseparationsmethode entwickelt und bei Messfahrten erfolgreich angewendet. Grundlage dazu bildet eine präzise Messung der zeitvariablen Raddrehzahl, welche anschliessend mittels asynchronen Resamplings eine Stationarisierung der aufgezeichneten Mikrofonsignale erlaubt. Damit werden diese Signale von den in der Praxis immer auftretenden leichten Drehzahlvariationen befreit und können äusserst exakt auf spektrale Merkmale hin untersucht werden. Die Auswertung dieser Spektren ermöglicht eine Aufschlüsselung in einerseits deterministische Schallanteile, welche mit der Reifenprofilgeometrie in Beziehung stehen, sowie andererseits in stochastische Schallanteile, welche mit der Belagstextur in Verbindung gebracht werden können.

Da CPX-Messungen stark von der Eigenheit des Messreifens abhängen, wurde der SRTT-Normmessreifen mit unterschiedlichen Methoden im Labor messtechnisch untersucht. Dazu gehörte eine Vermessung der Reifengeometrie ohne und mit Kompression und die sich dabei bildende Kontaktzone, sowie eine Bestimmung von Eingangs- und Transfermobilitäten, welche die Oberflächengeschwindigkeiten in Abhängigkeit der eingeleiteten Kraft beschreiben.

Die Validierung einer ersten Version des neuen physiknahen CPX-Simulator-Rechenmodells zeigt vielversprechende Resultate, aber auch Einschränkungen im Anwendungsbereich aufgrund der teilweise noch zu stark vereinfachten Modellierung. In einem Folgeprojekt soll deshalb das CPX-Simulator-Rechenmodell weiterentwickelt werden mit dem Ziel, den Anwendungsbereich zu höheren Frequenzen und auf offenporige Belagstypen zu erweitern.

2 Ausgangslage

Strassenverkehrslärm wird in vielen Situationen durch das Rollgeräusch, das durch die Interaktion des Reifens mit der Fahrbahn entsteht, dominiert. Demgegenüber überwiegt das Antriebsgeräusch nur bei sehr tiefen Geschwindigkeiten bzw. während stark beschleunigendem Fahren. Bei Strassenlärmrechnungen kommt damit der Charakterisierung des Belags eine sehr grosse Bedeutung zu. Als eine wirtschaftliche Methode zur Erfassung der akustischen Belageigenschaften ganzer Strassenzüge hat sich das CPX-Messverfahren [ISO 11819-2:2017] etabliert. Hierbei rollt in einem von einem Fahrzeug gezogenen Anhänger ein definierter Messreifen bei 50 bzw. 80 km/h über die zu untersuchende Strasse. Das dabei entstehende Schallfeld wird im Nahbereich punktuell durch Schalldruckmikrofone abgetastet. Gemäss der CPX-Messnorm können die Effekte der wichtigsten situationsspezifischen Einflussfaktoren (Geschwindigkeit, Temperatur, Shorehärte des Messreifens) korrigiert, d.h. auf Referenzbedingungen normalisiert werden. Überdies wird eine Korrektur angewendet, die die akustischen Eigenschaften des Anhängers berücksichtigt. Damit wird angestrebt, dass CPX-Messungen mit hoher Genauigkeit reproduziert werden können.

Damit aus CPX-Messungen auf die am Strassenrand akustisch beobachtbaren (und damit relevanten) Belageigenschaften geschlossen werden kann, werden geeignete Umrechnungsmodelle benötigt. Diese Modelle wurden bisher rein empirisch durch Gegenüberstellung von Datenpaaren und Etablierung eines funktionalen Zusammenhangs gefunden [Leitfaden Strassenlärm], [ASTRA 2011/007], [ROSANNE 2015], [Heutschi 2020]. Da diese statistischen Modelle keine direkten Rückschlüsse über die Bedeutung möglicher Einflussfaktoren erlauben, besteht ein Bedürfnis nach einem Rechenmodell, das nahe an den physikalischen Schallentstehungsmechanismen eine Schallfeldsimulation in einem CPX-Messanhänger leistet. Obwohl auch kein analytisches Modell, lassen sich damit rechnerisch verschiedenste Konstellationen durchspielen und hinsichtlich der Wirkung auf die virtuellen CPX-Messpegel untersuchen. Durch eine Erweiterung auf einen typischen Reifenpark und Berechnung des Fernfelds kann die Prognose auf den Strassenrand ausgedehnt werden. Auf dieser Basis soll mittelfristig – also nicht innerhalb dieses Projektes – ein Umrechnungsmodell abgeleitet werden, das zusätzliche Faktoren berücksichtigt, die sich mit reiner Beobachtung alleine kaum quantifizieren lassen.

3 Auftrag

Das Bundesamt für Umwelt (BAFU) hat der Empa im Februar 2022 den Auftrag für die Entwicklung eines Rechenmodells zur Prognose des bei der CPX-Methode auftretenden Reifen-Fahrbahngeräuschs erteilt. Das entsprechende Forschungsprojekt CPX-Simulator (BAFU Vertrags-Nr. 21.0102.PJ) ist für eine Laufzeit von zweieinhalb Jahren ausgelegt und endet im Dezember 2024. Das Projekt beinhaltet eine Literaturrecherche, eine Evaluation von existierenden Modellen, die Inbetriebnahme von neuen Messapparaturen, die Erhebung von Messdatensätzen auf dem Schweizer Strassennetz, die Entwicklung von neuen Rechenmodellen und deren Verifizierung und Validierung, sowie die Dokumentation der Ergebnisse.

Vom Projekt werden Erkenntnisse erwartet, die in Zukunft zu einer Erhöhung der Genauigkeit und Reproduzierbarkeit von CPX-Messungen führen. Zusätzlich entsteht eine solide Grundlage für ein in einer anschließenden Projektphase zu entwickelndes belastbares und verbessertes Modell zur Umrechnung von CPX-Messungen in Emissionsmessungen in 7.5 m Abstand von der Strasse. Dies bildet eine wichtige Grundlage einerseits zur Verbesserung lärmarmen Beläge und andererseits für den gezielten und damit vermehrten Einsatz lärmarmen Beläge bei der Bekämpfung von Strassenlärm in der Schweiz.

4 Das CPX-Messverfahren nach Norm

4.1 Verfahren

Das CPX-Messverfahren ist im geltenden internationalen ISO-Standard [ISO 11819-2:2017] aus dem Jahr 2017 normiert. Dabei werden A-bewertete Schalldruckpegel in den Terzbändern von 315 bis 5000 Hz an zwei Mikrofonpositionen gemessen. Die beiden verpflichtenden Mikrofone (an den Positionen 1 und 2 nach Norm) befinden sich in 20 cm seitlichem Abstand zur inneren Seitenwand des Reifens, 20 cm vor bzw. hinter der Reifenachse und sind mit einem Winkel von 45° zur Radachse ausgerichtet und 10 cm über dem Belag montiert. Die beiden Messpositionen entstanden aus einem Kompromiss aus Repräsentativität bezüglich Abstrahlrichtung und Praktikabilität in der Messung hinsichtlich Platzbedarf und der Anzahl Kanäle. Die Norm nennt vier weitere optionale Mikrofonpositionen 3, 4, 5 und 6, welche einen breiteren Abstrahlwinkel und grössere Distanzen abdecken (siehe Abbildung 1). Diese optionalen Positionen werden in der Norm nicht weiterverwendet.

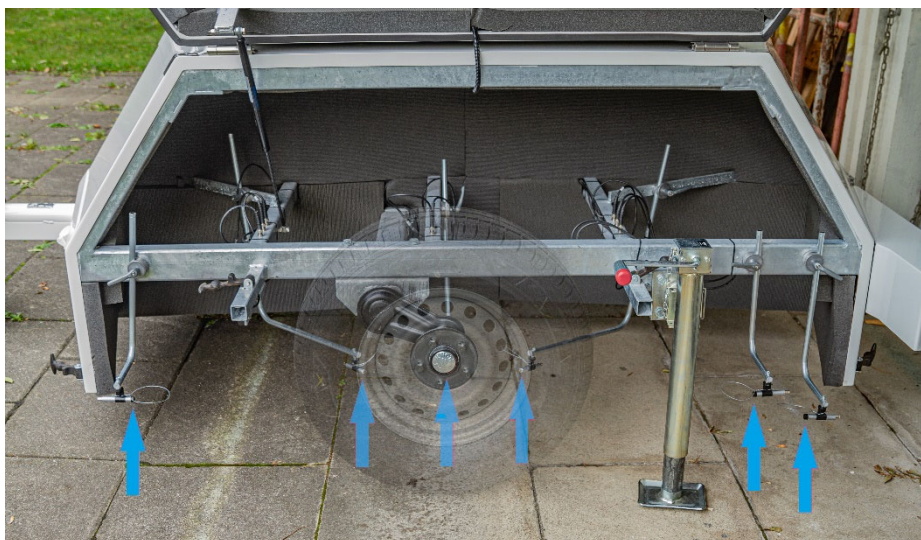


Abbildung 1: Geöffneter CPX-Anhänger der Empa mit allen sechs durch blaue Pfeile markierte Mikrofonpositionen der Norm.

Eine Messung wird bei Konstantfahrt mit effektiver Geschwindigkeit U für eine gewählte Referenzgeschwindigkeit U_{ref} durchgeführt. Typische Referenzgeschwindigkeiten sind 50 und 80 km/h. Abweichungen von der Referenzgeschwindigkeit bei der Messung werden korrigiert. Die Geschwindigkeitskorrektur (in dB) gemäss Norm ist frequenzunabhängig, aber abhängig vom Belagstyp und beträgt

$$-B \lg\left(\frac{U}{U_{\text{ref}}}\right) \quad (1)$$

mit

- $B = 25$ dB für offenporige Beläge in gutem Zustand,
- $B = 30$ dB für verschmutzte offenporige, halboffene oder dichte Beläge,
- $B = 35$ dB für dichte Betonfahrbahnen, und
- $B = 30$ dB für alle anderen Fälle.

In der Praxis kann diese für die Auswertung erforderliche Wahl der Belagskategorie schwierig sein und stellt insbesondere ein Huhn-Ei-Problem dar. Denn ob ein offenporiger Belag in gutem Zustand ist, möchte man

mit der eigentlichen CPX-Messung gerade herausfinden. Im Zweifelsfall soll gemäss Norm die 30 lg(v)-Korrektur angewendet werden. Die Norm lässt auch eigens erhobene Koeffizienten zur Geschwindigkeitskorrektur zu. Einzelne Strassensegmente dürfen gemäss Norm mit 15% Abweichung von der Referenzgeschwindigkeit gemessen werden. Die durchschnittliche Abweichung für einen Strassenabschnitt ist jedoch auf 5% limitiert. Wird beispielsweise bei Referenzgeschwindigkeit 50 km/h während der Messung tatsächlich um 2.5 km/h also normkonform 5% zu langsam gefahren, resultiert für einen offenporigen Belag in gutem Zustand eine Korrektur von 0.56 dB und bei einer Betonfahrbahn von 0.78 dB. Die Ausführungen in Kapitel 5 zeigen zudem, dass der Geschwindigkeitseinfluss als Konsequenz der verschiedenen - spektral unterschiedlich relevanten - Schallentstehungsmechanismen stark frequenzabhängig ist.

4.2 Messreifen

In der zum Messverfahren dazugehörigen technischen Spezifikation [ISO/TS 11819-3:2021] werden zwei unterschiedliche Referenz-Messreifen und deren Pegelkorrekturen festgelegt. Tabelle 1 zeigt, dass die beiden Reifen ähnliche Dimensionen haben. Die aktuell geltende Normenversion aus dem Jahr 2021 ersetzt diejenige aus dem Jahr 2017, wobei insbesondere der Gummihärtekoeffizient angepasst wurde. Der Referenzwert für die Gummihärte beträgt 66 Shore A. Wenn der Messreifen diesen Messwert aufweist, erfolgt keine Korrektur. Ansonsten beträgt die Korrektur je nach Reifen 0.12 oder 0.2 dB/Shore A. Die Messwerte der Gummihärte sind gemäss der Studie von [Viera 2020] mit grossen Unsicherheiten behaftet, welche auf das Messgerät und dessen Bediener zurückgeführt werden. Die Messung der Gummihärte darf nicht älter als 90 Tage sein.

Beide Reifen müssen gemäss [ISO 11819-2:2017] bei kalten Bedingungen einen Reifenfülldruck von 200 ± 10 kPa aufweisen. Die Reifenaufstandlast muss je Reifen $3200 \text{ N} \pm 200 \text{ N}$ betragen.

Der Referenzreifen für PWs (P1) ist der Standard Reference Test Tyre (SRTT), der in der ASTM-Norm F2493 [ASTM F2493-20] spezifiziert ist, welche im Jahr 2020 geändert wurde. Der Referenzreifen für LKWs (H1) ist ein kommerzieller Reifen AVON AV4, der nicht mehr hergestellt wird und mittlerweile kaum mehr erhältlich ist. Hinzu kommt die technische Spezifikation [ISO/TS 13471-1:2017], welche die Koeffizienten für die Temperaturkorrektur der CPX-Pegel in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Belagstyp festlegt. Die Korrektur erfolgt auf Basis der gemessenen Lufttemperatur 0.5 bis 1.0 m über der Strasse. Bei der Referenztemperatur von 20°C erfolgt keine Korrektur. Die Norm sagt, dass der Temperatureffekt frequenzabhängig sei. Aufgrund der zu dünnen Datenlage wurde die Korrektur jedoch frequenzunabhängig festgelegt. Typische Korrekturen liegen im Bereich 0.05 bis 0.1 dB/°C. Vergleichsmessungen mit mehreren SRTT-Sets in [Van Blokland 2007] ergaben, dass ein substantieller Teil der Messunsicherheit des CPX-Verfahrens auf die Variation zwischen normkonformen SRTT-Reifen zurückzuführen ist.

Tabelle 1: Spezifikationen der CPX-Messreifen aus [ISO/TS 11819-3:2021].

Kennzeichnung	P1	H1
Bezeichnung	SRTT	AVON Supervan AV4
Code	P225/60 R16	195 R14 C
Durchmesser (nominell)	680 mm	666 mm
Breite an den Seitenwänden (nominell)	231 mm	198 mm

4.3 Anhängerkorrektur

Die Bestimmung der Anhänger- bzw. Gerätekorrektur für den Einfluss des Messfahrzeugs auf die gemessenen Pegel ist im Anhang A von [ISO 11819-2:2017] normiert. Es wird ein Messverfahren mit einer künstlichen Schallquelle bestehend aus einem reifenähnlichen Aufbau mit integriertem Lautsprecher angegeben. Aus einer Differenzmessung der Schalldruckpegel an den zwei Mikrofonpositionen 1 und 2 mit und ohne Anhänger wird die spektrale Gerätekorrektur C_d ermittelt. Die Gerätekorrektur wird durch energetische Mittelung der beiden Mikrofonsignale ermittelt und danach auf beide Mikrofonpegel angewendet.

Die Form des Gehäuses und der eingebaute Rahmen sind jedoch asymmetrisch bezüglich der Radachse, weshalb diese globale Anwendung der Gerätekorrektur zu Unsicherheiten führen kann.

4.4 Folgerungen für die Modellentwicklung

Die genannten Normen deuten somit bereits auf eine Reihe von Einflussgrössen auf den CPX-Pegel hin, welche es bei einer Modellierung möglichst zu berücksichtigen gilt, namentlich die Geschwindigkeit, den Belagstyp, die Mikrofonposition, die Anhängergeometrie und -materialisierung, die Temperatur, sowie den Reifentyp und dessen Gummihärte.

Die Entwicklung und Validierung eines Rechenmodells erfordert Zugang zu verschiedensten Messdaten und spezifische experimentelle Untersuchungen am Messsystem. Für die Umsetzung dieses Projekts hat die Empa als Eigenleistung einen eigenen CPX-Messanhänger der niederländischen Firma M+P beschafft, der im September 2022 in die Schweiz geliefert und in Betrieb genommen wurde (siehe Abbildung 2). Zum Messsystem gehören zwei SRTT-Reifen und zwei rare AVON AV4. Der Anhänger wurde speziell auch für profillose Slickreifen bei Messfahrten zugelassen.



Abbildung 2: XXL-CPX-Messanhänger der Empa.

5 Auslegeordnung zur rechnerischen Modellierung von Reifen-Fahrbahngeräuschen im CPX-Anhänger

5.1 Schallentstehungsmechanismen

Der auf einer Oberfläche rollende Reifen stellt eine komplizierte Schallquelle dar. Beim Abrollvorgang wird der Reifen verformt und zu Schwingungen angeregt. Weiter sorgen das Aufprallen von Reifenprofilblöcken auf die Belagsoberfläche («tread impact noise»), Stick-Slip-Prozesse in der Kontaktfläche und das abrupte, klebhaft Ablösen auf der Hinterseite des Reifens («adhesion» oder «stick-snap noise») für lokale Schwingungen des Reifens in der Nähe der Kontaktzone [Sandberg 2002]. Diese Schwingungsmuster führen zur Einprägung von lokalen Schallschnelleverteilungen und damit ähnlich dem Effekt einer Lautsprechermembran zur Abstrahlung von Körperschall.

Gleichzeitig wird auf der Vorderseite des Reifens, also in Laufrichtung, im Reifen-Fahrbahn-Kontakt lokal Luft komprimiert und abhängig von der Reifenprofilierung, der Oberflächenrauigkeit und der Porosität des Belags ausgeblasen. Auf der Rückseite des Reifens wird durch den gleichen Mechanismus Luft angesogen. Dieser aerodynamische Schallentstehungsprozess wird in der Literatur als «Air pumping» bezeichnet.

Tabelle 2: Übersicht von Geschwindigkeitskoeffizienten und relevanten Frequenzbereichen (graue Felder) für verschiedene Schallentstehungsmechanismen (adaptiert von [Kuijpers 2001]).

	Geschwindigkeitskoeffizient B , dB	0.1-0.5	0.5-1	1-2	2-3	über 3
kHz						
Vibrationsmechanismen						
Radiale Vibrationen des Reifenkörpers	20 - 30					
Radiale Vibrationen der Profilblöcke	30 - 35					
Tangentiale Vibrationen der Profilblöcke	30 - 55					
Stick-slip und Stick-snap	30 - 50					
Aerodynamische Mechanismen						
Air pumping	40 - 50					
Helmholtz-Resonanzen	0					
Pfeifen-Resonanzen	0					
Turbulenz	60					

Für das Reifengeräusch sind mehrere Mechanismen der mechanischen Anregung (Körperschall) und der aerodynamischen Anregung («Air pumping») verantwortlich. Tabelle 2 zeigt, dass die Teilmechanismen für unterschiedliche Frequenzbereiche relevant sind und dass diese unterschiedlich von der Geschwindigkeit abhängig sind. Die Literatur legt nahe, dass der untere Frequenzbereich eher von Körperschall und der obere Frequenzbereich von Air pumping dominiert wird. Weiter scheint die Geschwindigkeitsabhängigkeit beim Körperschall tendenziell geringer als bei aerodynamischen Quellen. Die Literatur zeigt jedoch kein eindeutiges Bild über die Geschwindigkeitsabhängigkeiten. In einer kürzlich veröffentlichten Studie von namhaften Autoren [Winroth 2017] scheiterte der Versuch, aus Vorbeifahrtsmessungen die Quellmechanismen aufgrund unterschiedlicher Geschwindigkeitskoeffizienten voneinander zu trennen. Die Autoren folgerten, dass heute

immer noch unklar ist, ob und in welche Fällen Air pumping als Mechanismus relevant ist und welche Geschwindigkeitskoeffizienten die verschiedenen Mechanismen in Realität aufweisen. Abbildung 3 zeigt Messdaten der Empa aus dem Jahr 2014 an 13 Reifen für den Bereich 50 – 80 km/h [Pieren 2016]. Es zeigt sich, dass der quellenunspezifische Geschwindigkeitskoeffizient B nicht nur stark von der Frequenz, sondern auch stark vom Reifentypen abhängt. Das bei diesen Messungen gefundene lokale Minimum von $B < 30$ dB im Bereich von 500 Hz könnte in Anlehnung an die Vermutung in [Winroth 2017] ein Hinweis auf «Tread pitch noise» sein. Dieses lokale Minimum zeigt sich auch in den Rollgeräusch-Koeffizienten der Engineering-Modelle Harmonoise (siehe Abbildung 3) [Jonasson 2007] und sonROAD18 [Heutschi 2018] für PWs. Die jeweils zugrunde liegenden Vorbeifahrtmessungen wurden typischerweise oberhalb 50 km/h gemacht. In jüngeren CPX-Messungen im Bereich 30-50 km/h wurden unterhalb von 500 Hz stark frequenzabhängige, extreme Geschwindigkeitskoeffizienten von -15 bis 55 dB festgestellt [Schlatter 2020], was sich möglicherweise auf den gleichen Mechanismus zurückführen lässt.

Der Literaturreview in [Sandberg 2002] mit Studien aus den Jahren 1974 – 2001 zeigt, dass breite Reifen statistisch gesehen höhere A-bewertete Vorbeifahrtspegel zur Folge haben als schmale Reifen. Die Regressionskurven zwischen den verwendeten Studien variieren beträchtlich. Aus einer mittleren Kurve kann eine Pegelerhöhung um 0.4 dB pro cm zusätzlicher Reifenbreite abgeleitet werden. Ein Regressionsmodell aus [Sandberg 2002] zeigt ausserdem eine Pegelabhängigkeit von $5.67 \ln(W)$ mit der nominalen Reifenbreite W in mm.

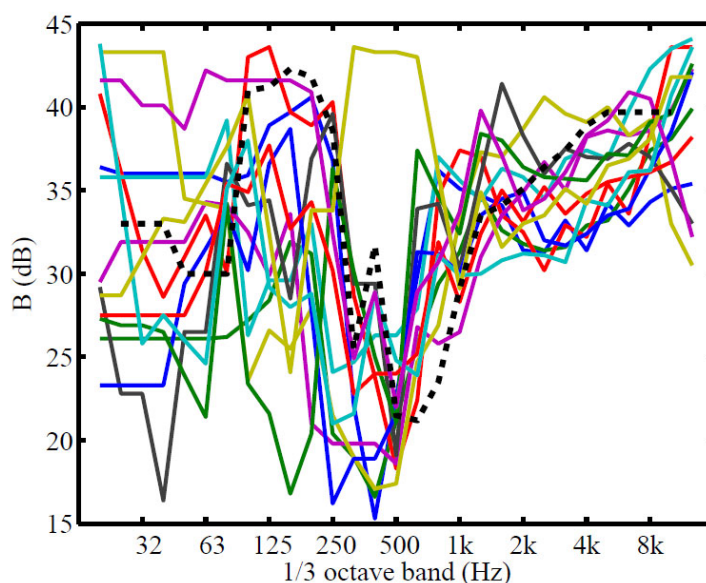


Abbildung 3: Geschwindigkeitskoeffizienten für 13 Reifentypen auf gleichem Belag gemessen bei 50-80 km/h und des Harmonoise-Modells (schwarz gestrichelt) (aus [Pieren 2016]).

5.2 Schallabstrahlung und -ausbreitung

Bei der Schallabstrahlung treten in Reifennähe verschiedene akustische Verstärkungsmechanismen auf. Die Rillen im Reifenprofil führen sowohl zu Helmholtz- als auch zu Pfeifenresonanzen [Sandberg 2002] [Jennewein 1985]. Diese sind stark frequenzabhängig und werden durch die Reifenprofilgeometrie bestimmt.

Die Form, die durch die gekrümmte Radoberfläche und den Boden gebildet wird, führt durch Impedanzanpassung des Quellenfeldes an Freifeldbedingungen zu einer effizienteren Abstrahlung. Diese betreffen vor allem tiefliegende Quellen vorne und hinten in der Kontaktzone, also z.B. Air pumping, Profilaufprall und Stick-Snap. Dieser aus der Literatur bekannte *Horneffekt* ist stark frequenz- und richtungsabhängig [Kropp 2000]. Der Horneffekt führt zu maximaler Verstärkung im Bereich 1-2 kHz und kann in Fahrtrichtung über

15 dB betragen [Kropp 2000][Schutte 2015]. Der Horneffekt hängt auch von der akustischen Impedanz des Belages ab. Für Beläge mit kleiner akustischer Impedanz nimmt der Horneffekt wegen schlechterer Impedanzanpassung ab. Ob dieses Phänomen für die Wirkung von lärmarmen SDA-Belägen mitverantwortlich ist, soll in diesem Projekt überprüft werden.

Im Nahfeld der Reifenoberfläche entstehen insbesondere bei tiefen Frequenzen Ausgleichsvorgänge im Schalldruckfeld. Diese führen dazu, dass das interessierende akustische Fernfeld nicht zwingend über eine einfache Beziehung mit dem lokalen Nahfeld zusammenhängt. Dieses Phänomen kennt man auch von offenen Lautsprechern. Dieser Effekt wurde für einen Reifen in [Lafont 2018] mit einer negativen Schalleistung beschrieben. Dem Rechnung tragend muss bei der Simulation der Schallabstrahlung die Phasenlage von Quellsegmenten berücksichtigt werden, beispielsweise bei der Schwingung der Reifenoberfläche.

Die Innenwände eines CPX-Anhängers sind typischerweise mit porösem Absorptionsmaterial bedeckt, wie im Foto des aufgeklappten Anhängers in Abbildung 1 zu sehen ist. Da das Material initial oder wegen Verschmutzung nicht vollständig schallabsorbierend ist, wird Schall im Innern des Anhängers teilweise reflektiert, was die Schalldruckpegel bei den Mikrofonen beeinflusst. Aus diesem Grund wurde in der CPX-Norm die Anhänger- bzw. Gerätekorrektur $C_{d,r}$ eingeführt. Diese wird messtechnisch spektral bestimmt und nach Norm auf beide Mikrofone gleich angewendet. Diese Korrektur soll laut Empfehlung des Herstellers der in der Schweiz eingesetzten Messsysteme jährlich erhoben werden. Es ist unklar, wie zuverlässig und repräsentativ die Gerätekorrektur ist und inwiefern die Schallausbreitung im Anhänger auch vom Belagstyp abhängt. Abbildung 4 zeigt exemplarisch einige Anhängerkorrekturen von in der Schweiz eingesetzten CPX-Anhängern. Die Korrektur beträgt bis zu ± 2 dB. Bemerkenswert ist, dass die Differenz zwischen benachbarten Terzbändern bis zu 3 dB beträgt. Die Variation zwischen den Anhängern ist mit rund 1 dB hingegen relativ gering, was damit zusammenhängen kann, dass alle Anhänger vom gleichen Hersteller M+P sind.

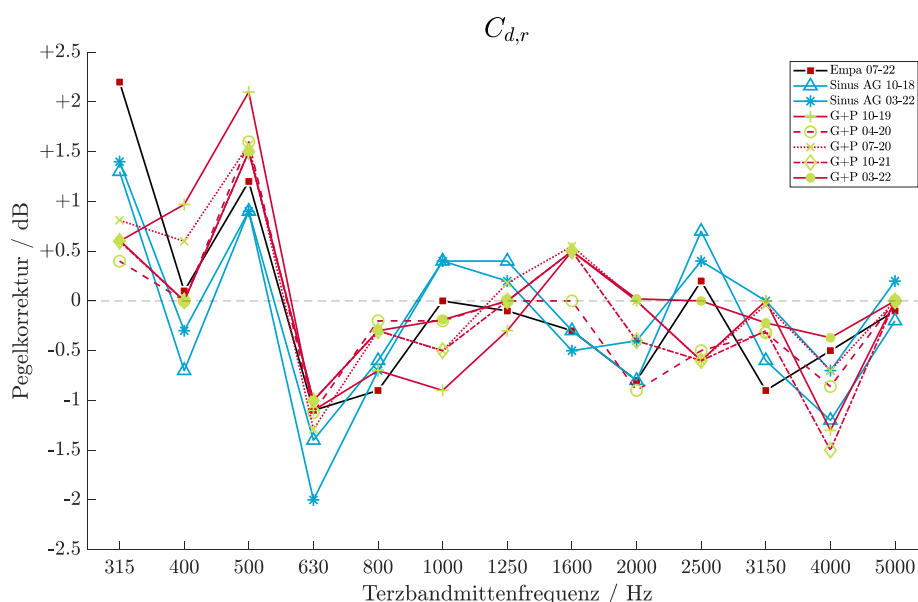


Abbildung 4: Anhängerkorrekturen von in der Schweiz eingesetzten CPX-Anhängern.

5.3 Rechnerische Modellierung

Die rechnerische Modellierung des von einem rollenden Reifen erzeugten Schalls ist schwierig. Einer direkt auf die physikalischen Prozesse abstützenden Simulation steht vor allem die Vielzahl der benötigten Materialkenngrößen des inhomogenen Reifenkörpers im Weg. Diese sind im Allgemeinen nicht zu beschaffen und können nur indirekt bestimmt werden. Aus aktueller Sicht erscheinen deshalb hybride Ansätze am erfolgversprechendsten. Hierbei werden gewisse Rechenschritte physiknah formuliert, wogegen andere Aspekte lediglich in Form von statistischen Modellen nachgebildet werden. Die aktuelle Fragestellung wird etwas vereinfacht, indem von einem bekannten, durch die CPX-Messnorm definierten Reifen ausgegangen werden kann. Eine aktuelle Übersicht über den Stand des wissenschaftlichen Wissens im Bereich der Modellierung von Reifen-Fahrbahngeräuschen vermittelt die Referenz [Li 2018]. Diese Literaturrecherche bestätigt die obige Schlussfolgerung, dass hybride Modelle am vielversprechendsten sind. Zusätzlich zeigt sich die Notwendigkeit einer Aufschlüsselung in unterschiedliche Schallentstehungsmechanismen. In die Kategorie der hybriden Modelle fallen verschiedene Versionen der SPERoN-Modellfamilie [Beckenbauer 2008, Beckenbauer 2012, Forssen 2018], das französische HyRoNE-Modell [Klein 2007], das niederländische TRIAS-Modell [De Roo 2000] und das kürzlich publizierte Modell aus [Mohammadi 2022]. Diese Modelle sind grösstenteils im Frequenzbereich formuliert, wobei gewisse Aspekte, wie die mechanische Anregung, zum Teil im Zeitbereich beschrieben sind.

5.3.1 Schwingungen des Reifengürtels

Wie in Kapitel 5.1 eingeführt, wird Schall von der vibrierenden Reifenoberfläche abgestrahlt. Untersuchungen von Reifenschwingungen basieren in der Literatur meist auf modalen Betrachtungen des Reifenkörpers. Die Berechnungen der Reifenmoden erfolgen oftmals mittels Finite Elemente Methoden (FEM), z.B. [Wheeler 2005] [Brinkmeier 2008] [Palanivelu 2015]. Dafür werden z.T. kommerzielle Software-Lösungen wie Ansys, ABAQUS oder COMSOL eingesetzt. Die Anwendungen unterscheiden sich bei den gewählten Randbedingungen. In der einfachsten Form wird der frei schwingende Reifen untersucht. Gewisse Autoren berücksichtigen den Einfluss der Achslast und die damit einhergehende Reifenverformung. Die Last führt in der Tendenz zur Erhöhung der Resonanzfrequenzen. Anspruchsvoll ist die rechnerische Berücksichtigung der Reifenbewegung, sprich des effektiven Rollens. Das Rollen führt in Abhängigkeit der Geschwindigkeit zu einer Aufspaltung bestimmter Moden in zwei sich gegenläufig drehende Moden mit unterschiedlichen Resonanzfrequenzen [Brinkmeier 2008] [Palanivelu 2015].

Die modalen Betrachtungen beschränken sich auf den untersten Frequenzbereich. Die FEM-Simulationen von [Wheeler 2005] zu einem frei schwingenden Radialreifen ergaben 22 Moden unterhalb von 150 Hz. Unterhalb von 300 Hz sind es bereits 108 Moden, ohne Berücksichtigung der genannten Aufspaltung durch das Rollen, bei einem durchschnittlichen modalen Abstand von 2 Hz. Oberhalb von 300 Hz, also im CPX-Messbereich, ist die Modendichte noch höher. In [Brinkmeier 2008] und [Palanivelu 2015] wurden FEM-Berechnungen eines belasteten, rollenden Radialreifens bis 500 Hz durchgeführt. In [Dai 2008] wurde eine FEM-Simulation eines Reifens bei der Frequenz 635 Hz gemacht. Die hohe Modendichte des Reifens oberhalb 300 Hz stellt einen fundamentalen Unterschied zu Bahnlärm und dessen Schwingungs-Modellierung mit FEM dar. Beim Eisenbahnrad liegen benachbarte Moden oberhalb 300 Hz gut und gerne über 100 Hz auseinander, was den Einsatz von FEM bis über 5 kHz legitimiert und aufgrund der einfacheren Geometrie und homogenen Materialeigenschaften möglich macht.

Quasi als Gegenpol zur rechenintensiven, numerischen Modellierung mit FEM steht das historische "Orthotropic plate model" (OPM) als ein analytisches Modell, das von Wolfgang Kropp entwickelt wurde [Kropp 1989][Kropp 1999]. Das Modell erlaubt Berechnungen von mechanischen Eingangs- und Transfermobilitäten.

Es beschreibt die Reifenschwingungen in Form einer inhomogenen partiellen Differentialgleichung für die radiale Auslenkung ζ der Reifenoberfläche aufgrund einer Eingangsflächenkraft F_0'' :

$$\left\{ -T_0 \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) + B_x \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2\sqrt{B_x B_y} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \frac{\partial^2}{\partial y^2} + B_y \frac{\partial^4}{\partial y^4} + s_a + m'' \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right\} \zeta(x, y, t) = F_0''(x, y, t) \quad (2)$$

mit Ableitungen nach den Koordinaten x und y , sowie der Zeit t und mit den Parametern in Tabelle 3. Die Dämpfung wird mittels komplexwertigen Steifigkeiten berücksichtigt. Diese Modellierung hat sich in der rechnerischen Prognose des Reifengeräusches in den letzten Dekaden etabliert und wird bis über 1 kHz angewendet. Der Reifen wird dabei als eine elastisch gelagerte, rechteckige Platte modelliert, die in der Vorstellung aus dem aufgefalteten Reifen gebildet wird, also dem Reifengürtel und den beiden Reifenseitenwänden. Es hat sich gezeigt, dass sich die mechanische Impedanz der Lauffläche im Frequenzbereich 400-2000 Hz wie eine flache Platte verhält und sich demnach als zweidimensionaler Biegewellenleiter interpretieren lässt [Kropp 1989]. Das Modell hat in seiner einfachsten Form 11 freie, makroskopische Parameter, die in Tabelle 3 aufgeführt sind. Diese Überschaubarkeit macht das Modell attraktiv in der Anwendung. Das OPM wird seit vielen Jahren im SPERoN-Modell eingesetzt [Beckenbauer 2008, Beckenbauer 2012, Forssen 2018], sowie in anderen Untersuchungen [Hamet 2001] [Larsson 2002] und anderen hybriden Modellen [Mohammadi 2022]. Analytische Lösungen des OPM als Green'sche Funktionen oder Transferfunktionen wurden sowohl für den Frequenz- als auch den Zeitbereich hergeleitet [Mohammadi 2022] [Hamet 2001]. Gemäss [Mohammadi 2022] setzt sich die Green'sche Funktion G der linearen partiellen Differentialgleichung in Formel (2) aus einer modalen Superposition der Form

$$G(x, x', y, y', \omega) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} X_m(x, x') Y_n(y, y') H_{mn}(\omega) \quad (3)$$

mit der Kreisfrequenz ω zusammen und lässt sich numerisch relativ effizient berechnen.

Tabelle 3: *Parameter des OPM-Modells und realwertige Setzungen für einen beispielhaften Reifen aus [Forssen 2018]. Die vier letzten gelisteten Parameter sind im Modell komplexwertig, um Dämpfung zu simulieren ([Hamet 2001]).*

Parameter	Wert
Laufflächenumfang, L_x	1.97 m
Laufflächenbreite + Seitenwände, L_y	0.355 m
Flächenmasse, m''	12 kg/m ²
Radiale Bettungssteifigkeit, s_a	$3.6 \cdot 10^6$ N/m ³
Spannung durch Reifeninnendruck, T_0	74.16 kN/m
Biegesteifigkeit in Umfangsrichtung, B_x	9 Nm
Biegesteifigkeit in axialer Richtung, B_y	7.2 Nm

Ausgehend vom klassischen OPM von Kropp wurden verschiedene Modelle entwickelt. [Muggleton 2003] unterscheidet explizit die Lauffläche und die Seitenwände und berücksichtigt die 2D-Wellenausbreitung im Reifen, was die Anwendbarkeit zu hohen Frequenzen erhöhen soll. Schichtmodelle berücksichtigen den

Schichtaufbau des Reifens. Das 2-Schichten-Modell in [Larsson 2002] beschreibt separat den Stahlgürtel der Karkasse und die Gummischicht. Ein komplexeres Schichtmodell ist das viskoelastische, zylindrische Reifengürtelmodell aus [O'Boy 2009]. Der Reifenaufbau wird darin beispielhaft mit sieben Materialschichten beschrieben. Dieses Modell soll bis 4 kHz valide Resultate liefern, was insbesondere für Brems- und Beschleunigungsmanöver wichtig sei. Dieses Modell wird in [Mohammadi 2022] verwendet, woraus dann aus Gründen der Rechenzeit für die weiteren Simulationsschritte die Parameter für das OPM abgeleitet werden.

Vor allem jüngere Untersuchungen zu Reifenschwingungen beziehen bei den Modellierungen das im Innern des Reifens eingeschlossene, unter Druck stehende Luftvolumen mit ein, um den so genannten «Cavity noise»-Anteil zu prognostizieren, z.B. [Wheeler 2005], [O'Boy 2009] oder [Mohammadi 2022]. Die erste Resonanzfrequenz dieser torusförmigen Kavität liegt typischerweise um 200 Hz [Sandberg 2002]. Diese Resonanz betrifft eher den Fahrkomfort als die Schallabstrahlung in die Umgebung. Ausserdem liegt sie unterhalb des Frequenzbereichs des CPX-Verfahrens.

Das Schwingungsverhalten von Profilblöcken wurde in [Larsson 2002] mittels FEM untersucht. Deren Eigenmoden treten typischerweise oberhalb von 2 kHz auf.

5.3.2 Textur-Anregung

Die Anregung des Reifenkörpers durch die Oberflächentextur des Belags wurde im statistischen Modell von [Li 2015] nur implizit modelliert. In mehreren multiplen Regressionsmodellen für den spektralen CPX-Pegel bei 80 km/h wurden als Eingangsgrössen neben Absorptionsgraden das Texturspektrum und die mittlere Profiltiefe (MPD) verwendet. Das Texturspektrum wurde mit neun Oktavband-Texturpegeln der Mittenwellenlängen 1 mm bis 250 mm charakterisiert. Gemäss den gefundenen Regressionskoeffizienten hatten insbesondere die Texturbandpegel oberhalb von 16 mm einen grossen Einfluss auf die gemessenen CPX-Pegel unterhalb 1 kHz.

Das im Wellenlängenbereich λ ausgedrückte Texturspektrum kann über die Geschwindigkeit U in m/s mit [Sandberg 2002]

$$f = U/\lambda \quad (4)$$

in den Frequenzbereich transformiert werden. Bei 80 km/h wird das oben genannte untere Ende des Wellenlängenbereichs auf ein oberes Ende des Frequenzbereichs von 1400 Hz abgebildet. Analog kann das räumliche Texturprofil $z_r(x')$ mit

$$t = x'/U \quad (5)$$

in den Zeitbereich transformiert werden, als Input für ein Zeitbereichsmodell.

Physikalische Textur-Anregungsmodelle hingegen berechnen explizit die Kontaktkräfte zwischen Reifen und Fahrbahn. Sie beinhalten meist ein Kontaktmodell, welches die dynamische Geometrie in der Kontaktfläche zwischen der unebenen Belagsoberfläche und dem Reifen beschreibt. Als Inputs werden 2D-Profile oder 3D-Scans der Belagstextur verwendet. Die Kontaktmodelle berücksichtigen, dass der Reifen elastisch und verformbar ist. Die Kontaktmodelle sind oft nicht-linear und im Zeitbereich formuliert. Dass deren Lösungen für jeden Zeitschritt iterativ gesucht werden müssen, macht die Berechnungen aufwändig. Beide hybriden Modelle HyRone und SPERoN basieren auf diesem Konzept, jedoch in unterschiedlicher Weise. Die Berechnung der Kontaktkraft-Zeitsignale stellt in diesen Modellen den aufwändigsten und kompliziertesten Teil dar. Leider sind die genauen Rechenverfahren nur ansatzweise veröffentlicht.

Das numerische Kontaktmodell von Kropp [Kropp 2001] [Forssen 2018] basiert auf einem Winkler-Fundament (Winkler bedding), das die elastische Reifenoberfläche durch eine Vielzahl isolierter mechanischer Federn beschreibt. Dafür werden die Reifenkontaktzone und die Belagsoberfläche räumlich diskretisiert. Die Federkraft jeder Feder beschreibt die lokale vertikale Kontaktkraft. Die gesamte, normale Kontaktkraft F_c ergibt sich durch deren Summe. Die Kompression Δz jeder diskreten Feder wird als Folge der lokalen Belagstextur und der lokalen Vibration des Reifens als Oberflächenauslenkung ζ beschrieben [Wullens 2004] [Andersson 2008][Forssen 2018]:

$$\Delta z(x, t) = z_0(t) - z_T(x, t) + z_r(x, t) + \zeta(x, 0, t) \quad (6)$$

mit der Achshöhe z_0 über Boden, der Aussenlinie z_T des unverformten Reifens, und der Oberflächenrauheit des Belags aus Sicht des Reifens z_r . Wenn das Reifenelement keinen Kontakt mit dem Belag hat, ist die Kompression $\Delta z = 0$, was die Formulierung nicht-linear macht. Die Reifenschwingung (in Form der Auslenkung ζ) ergibt sich jedoch aus den eigentlich gesuchten Kontaktkräften. Diese rekursive Formulierung wird darum iterativ gelöst. Die ebenfalls erforderlichen mechanischen Mobilitäten des Reifens werden mit dem OPM berechnet (siehe Kapitel 5.3.1). Da das Berechnen der vollen 3D-Texturanregung wie in [Wullens 2004] sehr rechenaufwändig ist, wurde ein quasi-3D-Ansatz entwickelt. Dieser imitiert den Effekt der lateralen Texturvariation (also senkrecht zur Fahrriichtung) durch eine nicht-lineare Kontaktsteifigkeit [Forssen 2018]. Als Input werden sechs parallele 2D-Texturprofile benötigt. Der abgestrahlte Körperschall im hybriden SPERoN-Modell für den Vorbeifahrtspegel ist dann [Beckenbauer 2008]:

$$p_{\text{pass-by}}^2 = a(f)F_c^2(f)R_s^{\alpha_1}W^{\alpha_2}S^{\alpha_3} \quad (7)$$

mit dem empirischen Terzband-Transferspektrum a , dem spezifische Strömungswiderstand der Kontaktfläche R_s , der Reifenbreite W , der Profilsteifigkeit S in N/m und drei empirischen, positiven Exponenten. Im aktuellen Modell lautet der Ansatz nur [Forssen 2018]:

$$p_{\text{pass-by}}^2 = a'(f)F_c^{\beta_1}(f) \quad (8)$$

Auffallend ist, dass in Gleichung (8), im Gegensatz zu Gleichung (7), die Reifenbreite W als Parameter fehlt. Dies ist wahrscheinlich darauf zurückzuführen, dass die Kontaktkraft F_c im aktualisierten SPERoN-Modell für die ganze zweidimensionale Kontaktfläche berechnet wird.

Das HyRoNE-Modell [Klein 2007] beinhaltet ein alternatives 2D-Kontaktmodell. Das von den Autoren genannte INRETS-Umhüllungsverfahren berechnet die Verformung der glatten Reifenoberfläche und daraus den Kontaktdruck. Dies geschieht unter der Annahme einer Interaktion eines festen 2D-Belagsprofils und eines ausgedehnten, flachen elastischen Körpers, charakterisiert durch ein Elastizitätsmodul. Ein mutmassliche vorgängiges 2D-Kontaktmodell wurde in [Clapp 1988] beschrieben.

5.3.3 Reifenprofil-Anregung

Die mechanische Anregung des Reifens durch das Reifenprofil wurde vor allem von Entwicklungsingenieuren der Automobilbranche thematisiert. Darum liegen nur wenige zugängliche Publikationen zum Thema vor. Die

Reifenprofilblöcke heutiger Reifen sind randomisiert, um dem tonalen Tread pitch noise entgegenzuwirken. Die Hauptanregungsfrequenz ist gegeben durch

$$f_b = U \frac{N_b}{L_x} \quad (9)$$

mit der Geschwindigkeit U , der Anzahl Reifenprofilblöcke N_b im Umfang und dem dynamischen Reifenumfang L_x . In Tabelle 4 sind die Profilblock-Hauptanregungsfrequenzen der beiden CPX-Messreifen für unterschiedliche Geschwindigkeiten gegeben. Die Unterschiede zwischen den beiden Reifen betragen nur 10 % und liegen somit weniger als ein Terzband auseinander. Bei $U = 50$ km/h liegen die Anregungsfrequenzen im 500 Hz-Terzband.

Tabelle 4: Berechnete Profilblock-Hauptanregungsfrequenzen für die CPX-Messreifen.

		P1, SRTT	H1, AVON AV4
Anzahl Profilblöcke ("pitches"), N_b		81	72
Nominaler Reifen-Durchmesser		68 cm	67 cm
Profilblock-Hauptanregungsfrequenz ("tread gearing frequency"), f_b	30 km/h	320 Hz	290 Hz
	50 km/h	530 Hz	480 Hz
	80 km/h	840 Hz	760 Hz

Ingenieure des Reifenherstellers Bridgestone haben in [Nakajima 2003] ein Modell im Zeitbereich formuliert, das auf der Reifenprofilgeometrie basiert. Als Input wird die Geometrie der Stollenrillen («lug grooves», quer-verlaufenden Rillen in Achsrichtung) verwendet. Die Anwendung liegt im Design und der Optimierung der Profilgeometrie.

In [Dai 2008] wurde die Bedeutung der Profilblockanregung bei CPX-Messungen vermutet und mit Modellrechnungen bei diskreten Frequenzen um 500 Hz mittels FEM untersucht.

In [Kuijpers 2003] wurde das Kontaktmodell von SPERoN um die Berücksichtigung der Reifenprofilgeometrie erweitert. In den Vergleichen wurde jedoch nur ein geringer Einfluss des Reifenprofils auf den Vorbeifahrtspegel festgestellt. In der SPERoN-Version aus dem Jahr 2012 wird dann insbesondere für tiefe Geschwindigkeiten ein zusätzliches Modul vorgestellt, das die Anregung des Reifenprofils berücksichtigt [Bockenbauer 2012].

5.3.4 Air pumping

Der Mechanismus Air pumping ist generell schwierig zu messen sowie schwierig zu modellieren, da die physikalischen Prozesse bisher eher im Dunkeln liegen. Das in der Literatur am häufigsten anzutreffende Modell für Air pumping ist ein analytisches Modell. Es basiert auf der Monopol-Theorie und geht für diese Anwendung zurück auf [Hayden 1971]. Das Schallfeld einer kompakten kugelförmigen Volumenquelle kann analytisch wie folgt beschrieben werden. Der abgestrahlte Schalldruck p zur Zeit t im Abstand r ist gegeben durch

$$p(r, t) = \frac{\rho_0}{4\pi r} \frac{\partial^2}{\partial t^2} V \left(t - \frac{r - a}{c} \right) \quad (10)$$

mit V dem Volumen der Volumenquelle, a deren Radius, der Schallgeschwindigkeit c und der Luftdichte ρ_0 . Der Absolutwert der Fourier-Transformierten des Ausdrucks in Formel (10) ist

$$|p(r, \omega)| = \frac{\rho_0 \omega}{4\pi r} |Q(\omega)| \quad (11)$$

mit der Kreisfrequenz ω und dem Volumenstrom $Q = \partial V / \partial t$. Beide Formulierungen, die im Zeitbereich und die im Frequenzbereich, treten in der Literatur oft auf und besagen das Gleiche. Unterschiede zwischen den Modellansätzen ergeben sich bei der Modellierung des Luftvolumens V und dessen zeitlicher Veränderung während des Abrollprozesses.

Hayden approximiert das Volumen V durch quaderförmige Rillen im Reifenprofil. Sein Modell besagt, dass V und nach Gleichung (10) der Schalldruck p , proportional zum Profilabstand, zur axialen Profilhöhe und zur Profiltiefe sind [Li 2018]. Für einen neuen SRTT beträgt die Profiltiefe nominal 8 mm und für den H1-Reifen 10 mm nach Norm [ISO/TS 11819-3:2021]. Die Norm lässt eine maximale Profiltiefenreduktion von 1 mm gemessen am Neuzustand des Reifens zu. Dies entspricht gemäss Monopol-Modell einer Abnahme des Schalldruckpegels von 1.2 dB für den SRTT und 0.9 dB für den H1. Die Proportionalität des Schalldrucks zur axialen Profilhöhe korrespondiert mit dem empirisch gefundenen Zusammenhang, dass breite Reifen höhere Schallemissionen erzeugen als schmale [Sandberg 2002].

Das Modell von [Kim 2012] berechnet das zeitvariable Volumen aus einer Bildaufnahme des ganzen Reifenprofils. Dazu wird eine virtuelle Belagskontaktlinie auf das Profilbild gelegt, die sich mit der Geschwindigkeit in Umlaufrichtung bewegt. Aus den Pixelintensitäten auf der bewegten Kontaktlinie wird das Volumen berechnet und einer Impulsfunktion als Amplitude zugeschrieben. Die Summe der gewichteten Impulse, also die resultierende Impulsfolge, ergibt ein Zeitsignal. Mit diesem Verfahren lassen sich verschiedene Profilgeometrien vergleichen. In [Guan 2023] wurde die Anordnung der Profilblöcke eines Reifens optimiert, was bei 80 km/h einen Effekt auf den wichtigen Frequenzbereich 700 bis 1300 Hz hatte.

Unklar bleibt in der Literatur zumeist, welcher Anteil des Profilluftvolumens effektiv zeitvariabel anzusetzen ist. Gewisse Untersuchungen gehen bei der Kompression des Profils vom Bild einer Kolbenbewegung aus [Kim 2006]. Die Profiltrille wird dabei während des Kontakts in ihrer Tiefe vermindert. Dieses Bild wird in einigen Studien kritisiert – eher seien es die Wölbungen der Profelseitenwände, die zur Luftkompression in den Profiltrillen führen [Sandberg 2002] [Guatam 2016].

Aus der Monopol-Theorie leitet sich analytisch für den Schalldruck eine quadratische Geschwindigkeitsabhängigkeit ab, was einem Geschwindigkeitskoeffizienten von $B = 40$ dB entspricht. Dieser theoretische Wert passt gut zu Vorbeifahrtmessungen bei hohen Frequenzen, wo Air pumping dominant ist. Diese Setzung der Geschwindigkeitsabhängigkeit für Air pumping wurde z.B. in [Winroth 2017] und im SPERoN-Modell [Beckenbauer 2008] gemacht (siehe Formel (12)). Die meisten Formen und Anwendungen der Monopol-Theorie haben insgesamt eher qualitativen Charakter und sagen nur bedingt etwas über die Frequenzabhängigkeit und den absoluten Schalldruckpegel von Air pumping aus. Der Belageinfluss taucht in der Monopol-Theorie bislang nicht auf, liesse sich aber möglicherweise über den Strömungswiderstand in die Theorie integrieren.

Die Monopol-Theorie ist aber auch umstritten. Gemäss [Sandberg 2002] sind einige Autoren der Meinung, dass die Drücke und Beschleunigungen im Profil so hoch seien, dass Grundannahmen wie Linearität nicht mehr erfüllt seien. Ein alternativer Ansatz für nichtlineare Effekte ist in [Gagen 1999] skizziert.

Air pumping entsteht aber auch unabhängig vom Reifenprofil, was durch Messungen an profillosen Reifen gezeigt wurde. Nur wenige Modelle und Ansätze berücksichtigen diesen Aspekt [Sandberg 2002]. Die zugrundeliegende Modellvorstellung ist die, dass der Reifen an der Vorderkante durch seine Elastizität beim Kontakt mit der rauen Belagsoberfläche lokal Luft verdrängt, indem der Gummi während des Zuschliessens

einer Belagskavität in diese hinein gedrückt wird und so gleichzeitig deren Volumen verkleinert [Bassil 2020]. Das so verdrängte Luftvolumen kann mit einem Kontaktmodell, wie zur Berechnung der Kontaktkräfte durch Textur-Anregung in Kapitel 5.3.2 beschrieben, berechnet werden [Kropp 1999].

Im hybriden SPERoN-Modell wird Air pumping semi-empirisch für Vorbeifahrtspegel modelliert [Beckenbauer 2008]:

$$p_{\text{pass-by}}^2 = b(f) \left[\left(\frac{F_c(f)}{S} \right)^2 \frac{1}{R_s^{3/2}} \right]^{\alpha_4} B^{\alpha_2} U^4 \quad (12)$$

Das Modell enthält ein empirisches Terzband-Transferspektrum b und zwei empirische, positive Exponenten. Als wichtige Eingangsgrösse wird die berechnete Textur-induzierte spektrale Kontaktkraft F_c (siehe Kapitel 5.3.2) verwendet. Der Ausdruck F_c/S beschreibt eine Art Auslenkung, was also dem oben beschriebenen Textur-induzierten Mechanismus nahe kommt. Weiter fliessen der spezifische Strömungswiderstand der Kontaktfläche R_s , die Reifenbreite B , die Profilsteifigkeit S in N/m und die Geschwindigkeit U mit ein. Leicht modifiziert lautet das neuere Modell in [Forssen 2018]:

$$p_{\text{pass-by}}^2 = b'(f) \left(\frac{F_c(f)}{S'} \right)^{\beta_2} R_s^{\beta_3} U^{\beta_4} \quad (13)$$

mit der Profilsteifigkeit S' als Shore-Härte und drei empirischen, positiven Exponenten. Wie bei Gleichung (8) für den abgestrahlten Körperschall ist die Abhängigkeit von der Reifenbreite B möglicherweise implizit in der Kontaktkraft der ganzen Kontaktfläche enthalten.

Jüngere Studien haben punktuell gewisse Aspekte des Air pumpings mit numerischen Strömungssimulationen untersucht (engl. Computational Fluid Dynamics, kurz CFD), z.B. [Kim 2006], [Guatam 2006a], [Guatam 2006b], [Conte 2015] und [Bassil 2020]. Solche Simulationen erfordern hochaufgelöste Rechengitter und werden iterativ durchgeführt, was sie sehr rechenaufwändig macht. Zumeist wurde ein einzelnes quaderförmiges Luftvolumen mit sich bewegenden Wänden simuliert, das zur Simulation des dynamischen Abrollens mit einem Schiebedeckel verschlossen und wieder geöffnet wird (sog. sliding door method). In [Bassil 2020] wurde mit einer ähnlichen Methodik die Schallentstehung in einer zylindrischen Belagspore untersucht. In [Conte 2014] wurde der Einfluss eines porösen Belags auf Air pumping mit CFD untersucht. Dafür wurde ein offener Belag durch ein Kanalsystem approximiert. Oberhalb von 1 kHz konnte ein linearer Zusammenhang zwischen Schalldruckpegel und dem Logarithmus des Strömungswiderstands hergestellt werden, welcher hinten am Reifen deutlich stärker ausfiel als vorne (mutmasslich aufgrund der Helmholtz-Resonanz der Belagskavität).

5.3.5 Helmholtz- und Pfeifenresonanzen

Innerhalb des Reifenprofils treten unterschiedliche Arten akustischer Resonanzen auf [Jennwein 1985] [Sandberg 2002]. Dies sind keine Quellmechanismen per se, sondern sie wirken als akustische Verstärkungen und sind dementsprechend unabhängig von der Geschwindigkeit (siehe Tabelle 2).

Helmholtz-Resonanzen treten beim Abrollvorgang an der Vorder- und Hinterkante des Reifens auf. Die Kavität des Resonators wird durch eine Querrille im Profil gebildet und der Resonatorhals durch den Luftspalt zwischen Profilblock und Belagsoberfläche. Da sich die Geometrie des Halses beim Abrollvorgang zeitlich verändert, bildet sich ein Tonburst mit veränderlicher Frequenz aus [Sandberg 2002]. Der Hauptfrequenzbereich soll bei 1-2.5 kHz liegen.

Bei den Pfeifenresonanzen treten sowohl $\lambda/2$ - als auch $\lambda/4$ -Resonatoren auf. Hierbei werden die Längsrillen (in Fahrtrichtung) mit $\lambda/2$ und (halb-geschlossene) Seitenrillen mit $\lambda/4$ in Verbindung gebracht. Hauptfaktor für die Resonanzfrequenz ist die Rillenlänge. Typische Resonanzfrequenzen liegen im Bereich 500 Hz bis 2 kHz. Die Resonanzfrequenzen wurden nach [Sandberg 2004] analytisch aus der Geometrie des Reifenprofils unter Berücksichtigung von Endkorrekturen berechnet [Mohammadi 2022]. Die seitlichen Aussenrillen des SRTT sind beidseitig offen (siehe Foto in [ISO/TS 11819-3:2021]) und haben eine Länge von rund 4 cm. Daraus ergibt sich unter der Annahme eines $\lambda/2$ -Resonators, dass alle Resonanzfrequenzen oberhalb von 4 kHz liegen.

Der Verstärkungseffekt der Resonanzen ist in der Literatur umstritten. Im hybriden Modell von [Mohammadi 2022] wurde er für die Pfeifenresonanzen experimentell auf 4.4 dB geschätzt.

5.3.6 Schallabstrahlung und Horneffekt

Wie in Kapitel 5.2 eingeführt, sind bei der für eine Schallfeldberechnung erforderlichen Quellenbeschreibung des Reifengeräuschs einige Fragen offen. Bei der CPX-Methode befinden sich die beiden Hauptmikrofone in nur 20 cm Entfernung vom Reifen und damit im akustischen Nahfeld. Dies lässt Nahfeldeffekte vermuten, die sich nicht durch Kopplung von Schallentstehung und -ausbreitung beschreiben lassen. Der Reifen als schwingende Oberfläche muss daher als ausgedehnte Quelle modelliert werden. Air pumping hingegen ist eher lokalisierbar und kann als konzentrierte Punktquelle in Bodennähe mit unrunder Richtcharakteristik behandelt werden. In der Literatur gibt es kein klares Bild zur Positionierung von äquivalenten, verteilten Quellen [Lafont 2018].

In empirischen Modellen für den Vorbeifahrtspegel wie in SPERoN mit den Gleichungen (7), (8), (12) und (13) sind die Schallabstrahlung und der Horneffekt bereits implizit enthalten. Durch deren integrale Berücksichtigung von richtungsabhängigen Quelleneffekten lassen diese Modellen keine Prognosen an den CPX-Mikrofonpositionen zu.

Das analytische Modell in [Kropp 1990] beschreibt die Schallleistung einer vibrierenden Reifenoberfläche. Die Reifenoberfläche wird dabei durch einen endlichen Zylinder approximiert. Im hybriden Modell von [Mohammadi 2022] wurde die Abstrahlung der Reifenoberfläche mit einer Boundary Element Methode (BEM) berechnet.

In [Kropp 2000] wurde der Horneffekt vereinfacht in einer 2D-Geometrie simuliert und Labormessungen gegenübergestellt. Dafür wurden eine Multipol-Methode entwickelt und Vergleichsberechnungen mit BEM durchgeführt. Die Multipol-Methode beschreibt den Schalldruck als Summe von Direktschall und einem spiegelnd am Belag reflektierten Anteil. Die Simulationen umfassten den ganzen Frequenzbereich von 100 Hz bis 6 kHz, überschätzten den Horneffekt aber unterhalb von 500 Hz aufgrund deren Limitierung auf 2D. Die Eigenschaften der Strassenoberfläche wurden mittels eines winkelabhängigen Reflexionsfaktors R_θ für ebene Wellen miteinbezogen (siehe Gleichung (14)). Die Abhängigkeit des Horneffekts von der Oberflächenimpedanz des Belags konnte damit im Prinzip aufgezeigt werden. Die experimentellen Untersuchungen in [Peeters 2018] mit einer Ersatzschallquelle zeigen, dass der Horneffekt für poröse Beläge geringer ausfällt als für dichte Beläge. Die Pegelminderung zeigte keinen linearen Zusammenhang mit dem normalen Absorptionsgrad, sondern scheint gegen hohe Frequenzen hin verschoben. Die grössten Pegelminderungen um 10 dB wurden im wichtigen Bereich von 700 Hz – 1.2 kHz gemessen.

In [Schutte 2015] wurde das Abstrahlungsproblem in 3D mit BEM untersucht. Dabei wurden die Verstärkungen der Schallleistung und des Schalldrucks in einem Meter Abstand für unterschiedliche Reifenbreiten und äquivalente Quellenpositionen nahe der Kontaktzone quantifiziert. Auch für Reifenschwingungen oberhalb von 1 kHz konnte ein Horneffekt nachgewiesen werden. Diese Simulationen beschränkten sich auf dichte, schallharte Strassenoberflächen.

In einer Produktepräsentation der Software ACTRAN wurde der Horneffekt in 2D mit FEM simuliert. Im Gegensatz zu diesen Frequenzbereichsmethoden würde sich auch die Zeitbereichsmethode FDTD anbieten, sie wurde in der Literatur dafür bisher kaum eingesetzt.

5.3.7 Schallausbreitung

Bei der Modellierung des Schallfeldes im Messanhänger sind Reflexionen an den Innenseiten des Anhängers und am Belag zu berücksichtigen. Dies erfordert eine akustische Beschreibung der Reflexionseigenschaften dieser Oberflächen. Oftmals werden poröse Oberflächen akustisch durch einen frequenzabhängigen Absorptionsgrad beschrieben. Der Absorptionsgrad α bei ebenem Schalleinfall unter Einfallswinkel θ ist gegeben durch [Allard 2009]

$$\alpha_\theta = 1 - |R_\theta|^2 = 1 - \left| \frac{Z_s(\theta) - \frac{\rho_0 c}{\cos\theta}}{Z_s(\theta) + \frac{\rho_0 c}{\cos\theta}} \right|^2 \quad (14)$$

mit dem komplexwertigen Reflexionsfaktor R für eine ebene Welle und der akustischen Oberflächenimpedanz Z_s . Die erforderliche winkelabhängige Oberflächenimpedanz kann für eine ausgedehnt-reagierende, poröse, homogene Schicht analytisch berechnet werden. Für eine Schicht der Dicke d vor schallhartem Abschluss beträgt sie [Allard 2009]

$$Z_s(\theta) = -jZ_c \frac{k_c}{\sqrt{k_c^2 - k_0^2 \sin^2 \theta}} \cot \left(d \sqrt{k_c^2 - k_0^2 \sin^2 \theta} \right) \quad (15)$$

mit der imaginären Einheit j , der Wellenzahl in Luft $k_0 = \omega/c$, der charakteristischen Impedanz Z_c und der charakteristischen Wellenzahl k_c .

Ein akustischen Materialmodell für poröse Materialien besteht typischerweise aus je einem Ausdruck für die charakteristische Impedanz Z_c und einem für die charakteristische Wellenzahl k_c . Beide Grössen sind komplexwertig und frequenzabhängig. Eine gleichwertige Materialbeschreibungen besteht in der Formulierung einer Funktion für das komplexe, frequenzabhängige Kompressionsmodul K_c und einer für die komplexe, dynamische Dichte ρ_c , aus denen sich obige Grössen berechnen lassen:

$$Z_c = \sqrt{\rho_c K_c} / \Omega, \quad k_c = \omega \sqrt{\rho_c / K_c} \quad (16)$$

mit der Porosität Ω . Das Hamet-Modell [Bérenghier, 1997] ist ein phänomenologisches Materialmodell, das empirisch für Strassenbeläge entwickelt wurde. Es beschreibt die Schallfeldeigenschaften in homogenen, porösen Belägen und hat drei Eingabeparameter, nämlich den Strömungswiderstand, die Porosität und die Tortuosität. Im Gegensatz dazu beschreibt ein Mikrostrukturmodell explizit die Ausbreitung in den Luftporen mittels eines Kapillarmodells [Allard 2009]. Ein Kapillarmodell, welches die Ausbreitung in schräg stehenden dreieckförmigen Kapillaren beschreibt, kann mit den gleichen drei Beschreibungsgrössen wie das Hamet-Modell analytisch aufgestellt werden. Analytische Berechnungen zum Reflexionsverhalten von Belägen wurden in [Bérenghier, 1997] nach einem Modell für eine nicht-lokal reagierende Oberfläche, ähnlich [Li 1998], durchgeführt. Dieser Ansatz steckt im Ausbreitungsmodul des hybriden HyRoNE-Modells [Klein 2007] und wurde kürzlich in [Dreier 2022] für Vorbeifahrtssimulationen vorgeschlagen.

In der Literatur finden sich keine expliziten Simulationen des Schallfelds im Volumen des CPX-Anhängers. Die numerische Simulation der Schallausbreitung im Anhängervolumen muss aufgrund der Geometriegrösse wellenbasiert erfolgen. Dafür kommen Verfahren wie FEM, BEM oder FDTD in Frage. Herausforderungen dabei sind je nach gewählter Methode das Abbilden der nicht-lokal reagierenden, porösen Materialien und der Spaltöffnung ins Freifeld, sowie die Simulation von repräsentativen, äquivalenten Quellenverteilungen auf der Reifenoberfläche und im Bereich der Kontaktzone.

6 Erhebung von Testdaten

6.1 Einleitung

Um unterschiedliche bestehende und neue CPX-Prognosemodelle zu evaluieren und deren Prognosefähigkeit zu prüfen, wurden Testdaten mittels Feldmessungen auf dem Schweizer Strassennetz erhoben. Für das Testen der Rechenmodelle ist es massgebend, sowohl eine möglichst grosse Streuung der Modelleingangsparemeter als auch der Zielgrössen, also der CPX-Pegel, abzudecken. Als Eingangsparameter sind dabei in-situ beobachtbare Grössen zur Beschreibung des Belags zu verstehen.

Zur Evaluation der in Kapitel 7 vorgestellten bestehenden Modelle und den Berechnungen mit dem neuen Modell in Kapitel 9 wurde ein Testdatensatz erfasst. Dieser besteht aus den Eingangswerten Oberflächentextur (Texturpegel und mittlere Profiltiefe), Strömungswiderstand und spektralem Absorptionsgrad sowie den CPX-Pegeln mit dem P1-Reifen (SRTT) als Ausgangswerten. Die Messungen auf unterschiedlichen Belägen wurden im Jahr 2023 durchgeführt. Die CPX-Messungen erfolgen bei den Referenzgeschwindigkeiten 50 und 80 km/h.

6.2 Equipment

Für die Messungen des Testdatensatzes wurde das in Tabelle 5 aufgelistete Equipment der Empa eingesetzt. Details zu den Komponenten sind im Anhang A gegeben. Der Messzug für die CPX- und Texturmessungen ist in Abbildung 5 gezeigt.



Abbildung 5: Messzug für CPX-Pegel (im Anhänger) und Belagtextur (am Zugfahrzeug).

Das Messgerät der Empa zur Ermittlung des Strömungswiderstands nach ISO 9053-1 wurde wie folgt für in-situ-Messungen angepasst: Der ursprüngliche Probenhalter wurde durch einen Probenhalter mit einem Flansch ersetzt (siehe Abbildung 6, rechts). Dieser wird mit einer zwischengelegten Dichtung auf den zu prüfenden Strassenbelag gedrückt. Als Dichtungen wurden zum einen ein vergleichsweise weicher Gummi verwendet, um den materialspezifischen Strömungswiderstand zu messen und zum anderen eine Holzplatte, um vor allem den texturspezifischen Strömungswiderstand zu messen, wobei angenommen wird, dass dieser klein gegenüber dem materialspezifischen Strömungswiderstand ist. Die Vorlast wurde mit einem Fahrzeug erzeugt. Während die ISO 9053-1 die Berechnung des Strömungswiderstands R , des spezifischen Strömungswiderstands R_s und des längenbezogenen Strömungswiderstands σ erlaubt, können diese Grössen mit dem in-situ-Verfahren nicht gemäss dieser Norm ermittelt werden, da die Voraussetzung einer eindimensionalen Strömung durch die Proben nicht erfüllt ist. Alternativ kann jedoch ein Strömungswiderstand R_s^* wie der normgerechte spezifische Strömungswiderstand R_s berechnet werden, der einen Vergleich verschiedener Beläge gleicher Dicke erlaubt: je grösser der Wert von R_s^* , umso luftundurchlässiger ist das Belagsmaterial bzw.

umso grösser sein materialspezifischer Strömungswiderstand (wenn die Gummidichtung verwendet wurde) oder umso luftundurchlässiger ist die Belagsoberfläche bzw. umso höher ihr texturspezifischer Strömungswiderstand (wenn die Holzdichtung verwendet wurde). Die Schätzung der Materialkenngrösse "längenbezogener Strömungswiderstand σ " erfordert im Falle der in-situ-Messung ein numerisches Modell, das im Empa-Projekt BELMONTI (Empa-Nr. 5211.02201) entwickelt wurde. Mit dem Modell wurde für eine gegebene Deck-schichtdicke von 30 mm und unter Annahme eines homogenen und isotropen Materials ein Umrechnungsfaktor ermittelt, mit welchem σ aus R_s^* geschätzt werden kann (Abbildung 7 und Abbildung 8).

Tabelle 5: Übersicht des Equipments für die Messungen des Testdatensatzes.

Messtyp	Gerät	Beschrieb / Hersteller
CPX	XXL-CPX-Messanhänger	M+P Comet CPX750 XXL
	2 PW-Normmessreifen	Uniroyal/Michelin TigerPaw - SRTT
	12 ICP Mikrofone	Details in Anhang A Tabelle 17
	Mikrofonkalibrator	Brüel & Kjær 4231
	Mehrkanal-Aufnahmesystem mit GPS-Modul	Müller-BBM PAK Mk. II
Temperatur	2 optische Temperatursensoren für Reifen- und Belagstemperatur	optris CSmikro LT15HS
	elektronischer Temperatursensor für Lufttemperatur	E+E EE08
Textur	Profilometer	M+P FlaSH M
	Optischer Geschwindigkeitssensor	Kistler Correxit L-Motion
	Laser-Entfernungssensor	LMI GoCator 1340
Absorption	Freifeld-Absorptionsgradmesssystem	Eigenbau, siehe Abbildung 6 links
	Lautsprecher	Eigenbau
	Intensitätsmesssystem	2 Mikrofone, Speisegerät, Audiointerface
Strömungswiderstand	In-situ-Strömungswiderstandsmesssystem	Eigenbau, siehe Abbildung 6 rechts
	Gasflasche mit Stellventil	regelbarer, konstanter Luft-Volumenstrom
	Druckkammer	Eigenbau
	Differenzialdrucksensor	

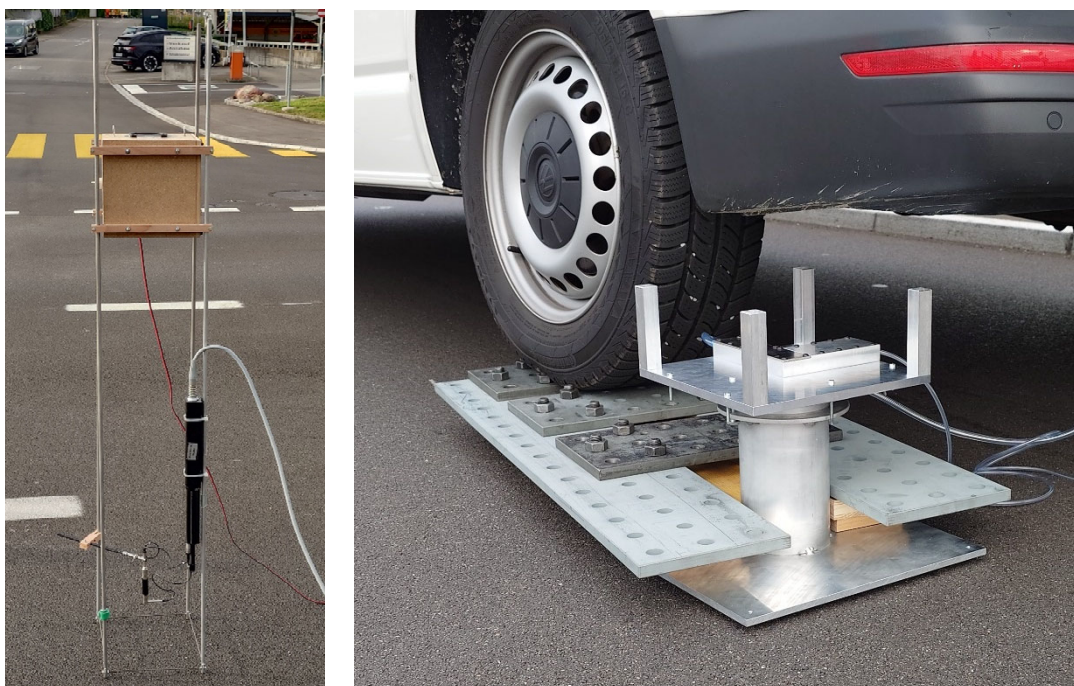


Abbildung 6: Absorptionsgradmesssystem (links) und Strömungswiderstandsmesssystem (rechts). Die Stahlträgerplatte ist mit dem Gewicht des Fahrzeugs belastet, um Nebenwege durch Undichtigkeiten zu verringern.

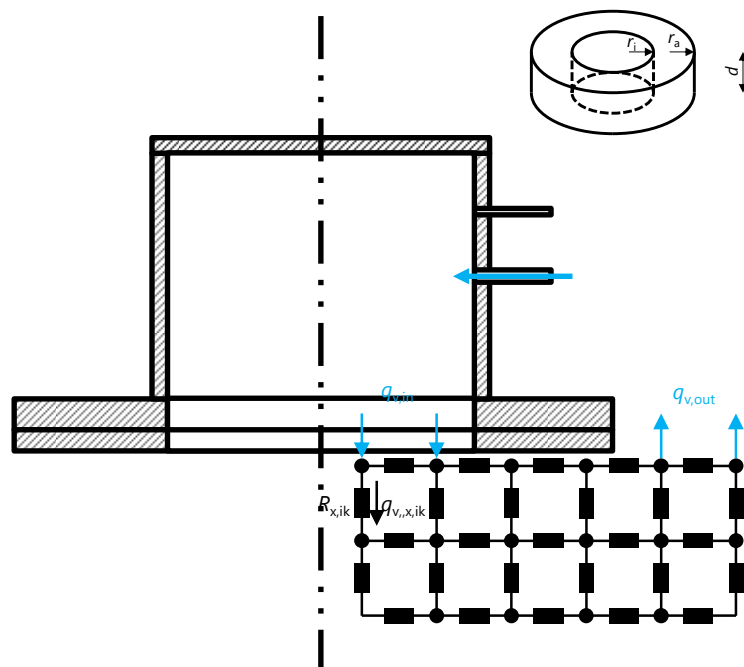


Abbildung 7: Illustration des numerischen Modell für den Luftstrom basierend auf einem Widerstandsnetzwerk und unter Annahme von Rotationssymmetrie. Die Abbildung oben rechts zeigt die Geometrie eines Ringvolumens zur Berechnung der Werte eines Einzelwiderstands.

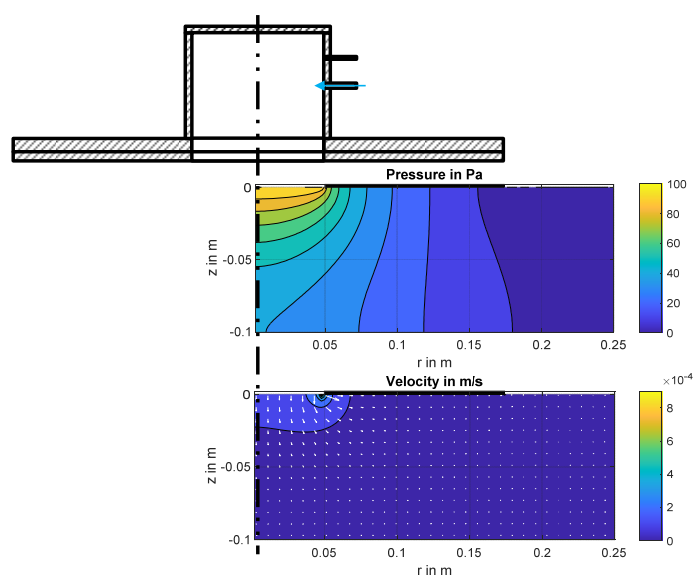


Abbildung 8: Mit dem numerischen Modell simuliertes Strömungsbild und simulierte Differenzdruckverteilung zur Schätzung des Umrechnungsfaktors σ/R_s^* .

6.3 Messorte

Um eine möglichst grosse Bandbreite an Eingangs- und Ausgangsdaten zur Verfügung zu stellen, wurden an den neun in Abbildung 9 kartierten und in

Tabelle 6 gelisteten Standorten mit den IDs 1-9 die CPX- und Texturspektren, Absorptionsgrade und Strömungswiderstände auf den verschiedenen dort verbauten Belägen gemessen. Mit Ausnahme des sehr rauen SMA 11 am Standort Kantonsstrasse 4 Kloten-Winkel, der 2008 eingebaut wurde, sind alle Deckschichten höchstens 4 Jahre alt.

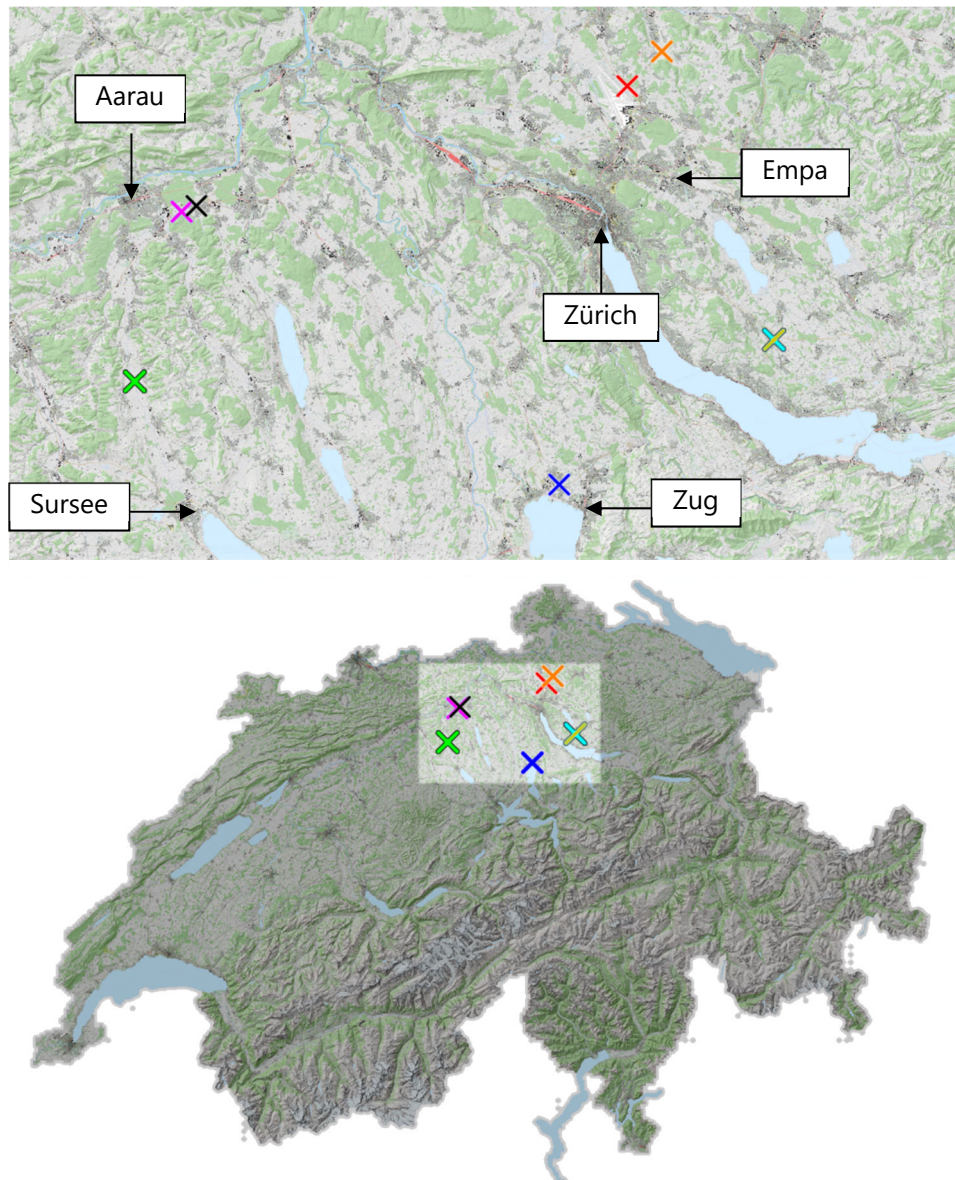


Abbildung 9: Standorte des Testdatensatzes auf der Karte der Schweiz.

Tabelle 6: Übersicht aller Standorte des Testdatensatzes.

ID	Strasse (Ort)	Deckschicht	Einbau- jahr	U_{sig} in km/h	Messdatum 2023	Temperatur Luft in °C
1	Kantonsstrasse 4 (Winkel)	30 mm SMA 11 ^a	2008	80	14.08.	31
2	Attelwilerstrasse (Mooslerau)	24 mm AC MR 8 ^b	2023	80	16.08.	30
3	Usterstrasse (Esslingen)	SDA 4 – 12 ^a	2022	50	14.08.	30
4	Usterstrasse (Esslingen)	AC 8 LA ^a	2023	50	14.08.	30
5	Knonauerstrasse (Steinhausen)	SDA 4 – 16 ^c	2019	50	16.08.	30
6	Bernstrasse Ost (Suhr)	32 mm AC MR 8 ^b	2023	80	16.08.	31
7	Hauptstrasse (Hunzenschwil)	SDA 4 – 12 ^b	2023	50	16.08.	31
8	Bächlistrasse → (Lufingen)	30 mm AC 8 H ^a	2023	80	14.08.	30
9	Bächlistrasse ← (Lufingen)	30 mm AC 8 H ^a	2023	50	14.08.	30

Die Quellen der Angaben zu den Deckschichten sind ^a - TBA Zürich, ^b - BVU TB Aargau und ^c - ODeSSA¹.

6.4 CPX-Spektren

Pro Seite des CPX-Anhängers sind 6 Mikrofone verbaut, deren kalibrierte Signale mit einer Abtastrate von 24 kHz vom Mehrkanal-Messsystem synchron aufgezeichnet werden. Die Messabschnitte, über die die jeweiligen Pegel gemittelt wurden, sind 60–200 m lange, gerade Strecken ohne nennenswerte Steigung/Gefälle. Die CPX-Pegel wurden normgerecht mit der Software CPXInspector des CPX-Anhänger-Herstellers M+P aus den aufgezeichneten Rohdaten analysiert.

¹ www.empa.ch/web/s509/odessa

Die Resultate der CPX-Messungen sind in Abbildung 10 gezeigt. Die CPX-Pegel zeigen bei 50 km/h eine Spreizung von 7 dB im Gesamtpegel und in einzelnen Terzen bis 12 dB. Bei 80 km/h fallen die Unterschiede zwischen den Extremen mit weniger als 4 dB im Gesamtpegel und spektral bis 8 dB geringer aus.

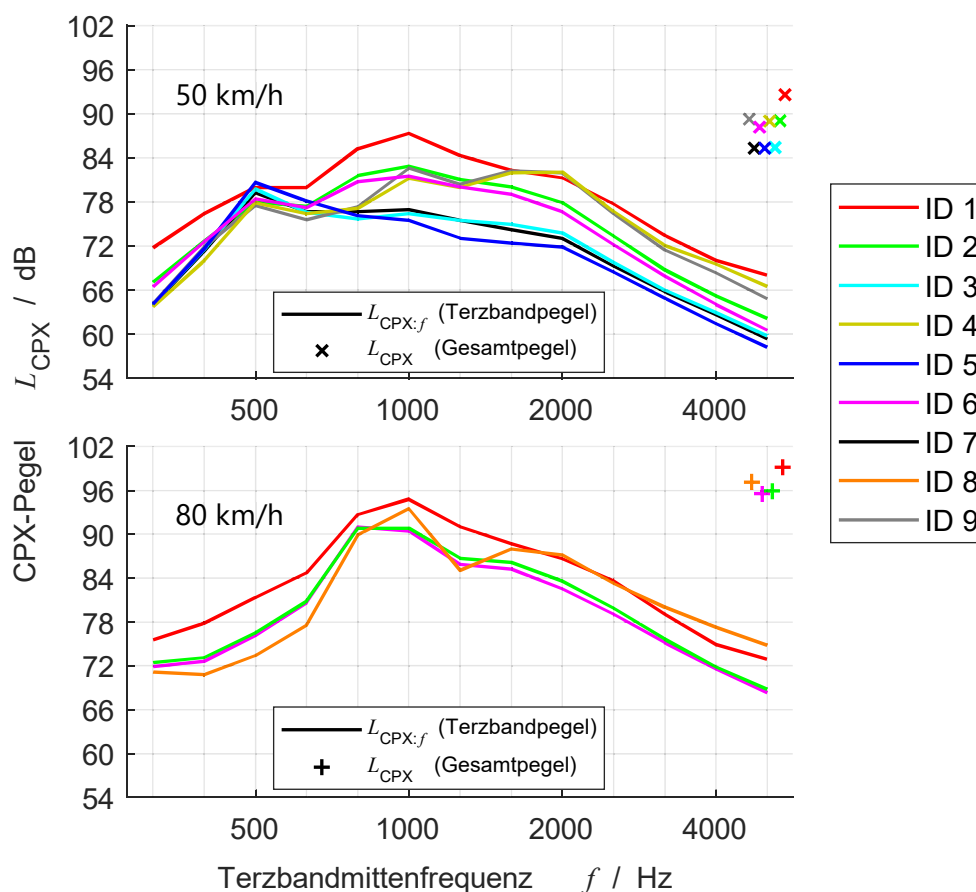


Abbildung 10: Spektrale und totale CPX-Pegel aller Standorte des Testdatensatzes bei 50 und 80 km/h.

6.5 Oberflächentextur der Beläge

Während der CPX-Messung fand zeitgleich die Messung der Oberflächentextur des Belags statt. Das Laser-Profilometer, in Abbildung 5 hinter der Fahrertür zu sehen, ist so am Zugfahrzeug angebracht, dass die Belagstextur in der Spur des linken Rades des CPX-Anhängers gemessen wird. Nach jeder Vorwärtsbewegung um 1 mm löst ein Trigger-Signal eine Distanzmessung mit dem Laser aus. Das entstehende Ort-Entfernungssignal lässt Texturpegelanalysen runter bis einschliesslich der Terzbandwellenlänge 2.5 mm zu. Die Texturpegel wurden normgerecht mit der Software TextureInspector des CPX-Anhänger-Herstellers M+P aus den aufgezeichneten Rohdaten für die gleichen Strassensegmente der CPX-Messung analysiert.

Die gemessenen Texturspektren sind in Abbildung 11 gezeigt. Die Texturpegel zeigen spektral über grosse Bereiche der grossen Wellenlängenbänder bis 100 mm parallele Verläufe mit Abständen von ca. 17 dB zwischen den kleinsten (ID 9) und grössten Pegeln (ID 1). Die maximalen Terzbandpegel dieser beiden Beläge unterschieden sich um 14 dB. An den Standorten Mooslerau (ID 2) und Suhr (ID 6) wurden in 2023 AC MR 8-Deckschichten eingebaut. Erwartungsgemäss fallen die Kurven der Texturpegel dieser Strecken beinahe deckungsgleich aus. Diese Beobachtung lässt sich gleichermassen an den Standorten Esslingen (ID 3) und Hunzenschwil (ID 7) mit verbauten SDA 4 – 12 machen. An den Standorten Esslingen (ID 4) und Lufingen (IDs 8

und 9) sind – auch in 2023 – Deckschichten vom Typ AC 8 eingebaut worden, jedoch sind hierbei die Texturpegel der IDs 4 und 8 sehr ähnlich, während in Lufingen auf derselben, frisch sanierten Strasse zwischen den Fahrstreifen (Fahrtrichtungen Ost und West, IDs 8 und 9) eine wellenlängenunabhängige Differenz von ca. 2 dB festgestellt werden kann.

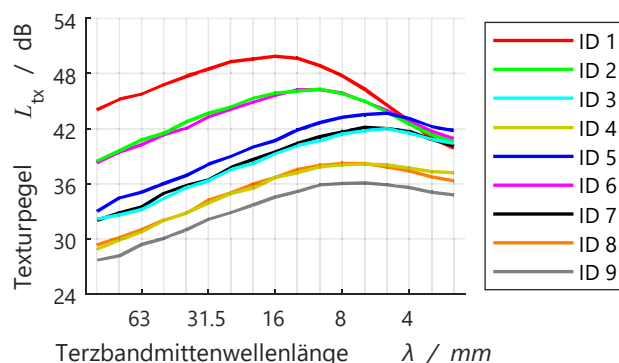


Abbildung 11: Spektrale Texturpegel aller Standorte des Testdatensatzes.

6.5.1 Textur-Einzahlwerte

Mit der TextureInspector-Software wurden neben den normgerecht bestimmten Texturspektren noch die nachfolgend aufgeführten Einzahl-Indikatoren berechnet. Sie sind für die gemessenen Beläge in der tabellari-schen Zusammenstellung des Testdatensatzes in Kapitel 6.8 aufgeführt.

Expected Noise level Difference due to texture level variation (ENDt)

Mit der Überfahrtgeschwindigkeit werden ein Referenz- und das real gemessene Texturspektrum aus dem Wellenlängen- in den Frequenzbereich transformiert und deren Summenpegel berechnet, deren Differenz die ENDt ergibt. Für diese Berechnung sind die Wellenlängenterzbänder von 20 bis 100 mm und, separat behan-delt, 5 mm relevant. Der Algorithmus wird im Anhang A der veralteten [ISO 10844:2014] detailliert beschrie-ben. Die jüngste Version der Norm von 2021 [ISO 10844:2021] empfiehlt die Skewness und den Formfaktor g anstelle der ENDt zu berechnen.

Mean Profile Depth (MPD)

Die Berechnung der Grösse d_{MPD} ist in der Norm [ISO 13473-1:2019] definiert. Das Höhenprofil der Strassen-oberfläche wird in 100 mm lange Segmente unterteilt. Die mittlere Profiltiefe eines solchen Segments (MSD, Mean Segment Depth) wird als Differenz der mittleren Profilhöhe und dem Mittelwert der höchsten Profil-werte in seiner ersten und zweiten Hälfte (jeweils 50 mm) berechnet. Die MPD wird als Mittelwert aus den MSD innerhalb des jeweiligen 20 m langen Strassenabschnitts berechnet.

Estimated Texture Depth (ETD)

Laut [ISO 13473-1:2019] gilt für dichte Oberflächen mit MPD im Bereich 0.3 mm–3.0 mm mit hinreichender Genauigkeit die Formel $d_{ETD} = 1.1 \cdot d_{MPD}$. Der Faktor variiert in den betrachteten Studien zwischen 0.9 und 1.3. Ältere Versionen dieser Norm gaben die Formel $d_{ETD} = 0.2 + 0.8 \cdot d_{MPD}$ an.

Root Mean Square (RMS)

Der Effektivwert des Profils wird als Quadratwurzel aus dem Mittelwert des quadrierten Profils berechnet.

Skewness

Der Quotient aus dem Mittelwert des kubierte Profils und kubierte RMS ist ein Mass für die Asymmetrie der Verteilung positiver und negativer Amplituden des Profils um seinen Mittelwert.

6.6 Schallabsorptionsgrade

Die Schallabsorptionsgrade für senkrechten Schalleinfall wurden als Mittelwerte der Messergebnisse in der linken Reifenspur (siehe Abbildung 6 links) und der Fahrspurmitte bestimmt. Als Anregesignal wurde ein Sweep von 200 bis 2500 Hz verwendet. Jede Einzelmessung wurde dreifach durchgeführt, um Störungen durch vorbeifahrende Fahrzeuge oder Windgeräusche zu vermindern. Die aufgezeichneten Mikrofonsignale wurden ausserdem der im BELMONTI-Projekt entwickelten Störgeräuschbeseitigung unterzogen.

Die in Abbildung 12 dargestellten Absorptionsgrade zeigen in den interessierenden Terzbändern ab 315 Hz Werte bis über 0.5. Besonders hervorzuheben ist der vergleichsweise hohe Absorptionsgrad am Standort ID 5 (blaue Kurve) mit Werten von ca. 0.5 in den für den A-Pegel relevanten Terzbändern 800 Hz und 1 kHz, der damit die beiden anderen SDA-Standorte (ID 3 und ID 7) um ein Mehrfaches übertrifft.

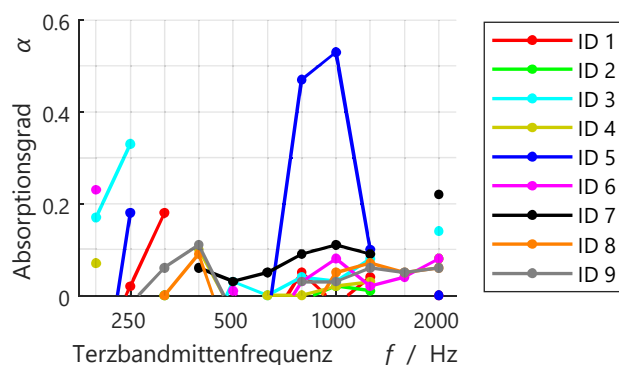


Abbildung 12: Spektrale Absorptionsgrade aller Standorte des Testdatensatzes. Es sind nur die Terzbandwerte dargestellt, innerhalb derer die schmalbandigen Messwerte eine ausreichend geringe Streuung aufweisen.

6.7 Strömungswiderstände

Die Strömungswiderstände wurden an allen Standorten in der linken Reifenspur an einem Punkt gemessen.

Tabelle 7 gibt eine Übersicht über die ermittelten und geschätzten Werte an allen Standorten des Testdatensatzes. Die mit Gummidichtung gemessenen Strömungswiderstände R_s^* erlauben eine Abschätzung des materialspezifischen längenbezogenen Strömungswiderstands σ . Die σ -Werte reichen von 130 kPa s/m² für den stark luftdurchlässigen, porösen SDA-Belag (ID 5) bis hin zu einem nicht messbaren, weil unendlich hohen Wert für einen luftdichten Asphalt (ID 4). Bei Verwendung der Holzdichtung zeigt die sehr raue SMA 11-Deckschicht (ID 1) den geringsten und, im Gegensatz dazu, die deutlich jüngere und glattere AC 8-Deckschicht (ID 4) den höchsten Strömungswiderstand R_s^* , was auf einen niedrigen (ID 1), respektive hohen (ID 4), texturbasierten Strömungswiderstand schliessen lässt.

Tabelle 7: Gemessene Strömungswiderstände aller Standorte des Testdatensatzes.

ID	Strömungswiderstand R_s^* in kPa·s/m		Geschätzter längenbezogener Strömungswiderstand
	$R_s^{\downarrow}$ mit Gummidichtung	$R_s^{\rightarrow}$ mit Holzdichtung	σ in kPa·s/m ²
1	12.2	0.4	230
2	31.8	1.9	610
3	125.0	12.4	2400
4	luftundurchlässig	52.3	∞
5	7.0	2.4	130
6	8.3	1.2	160
7	32.5	6.4	620
8	24.0		460
9	21.1		400

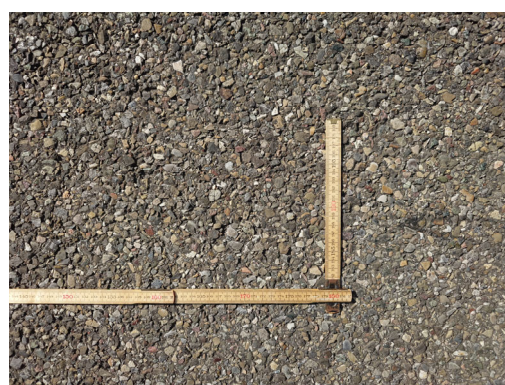
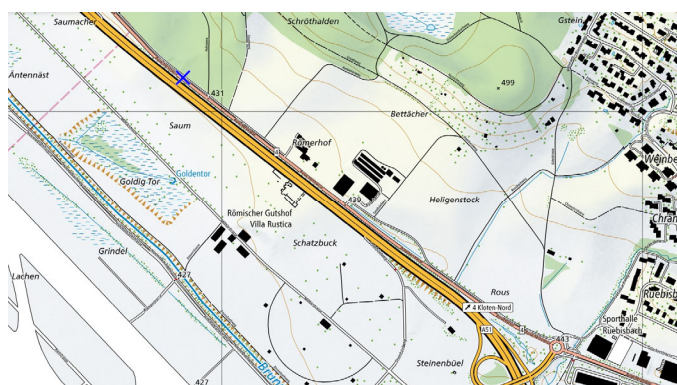
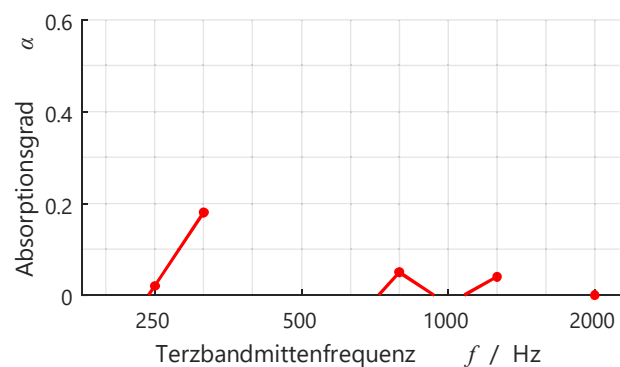
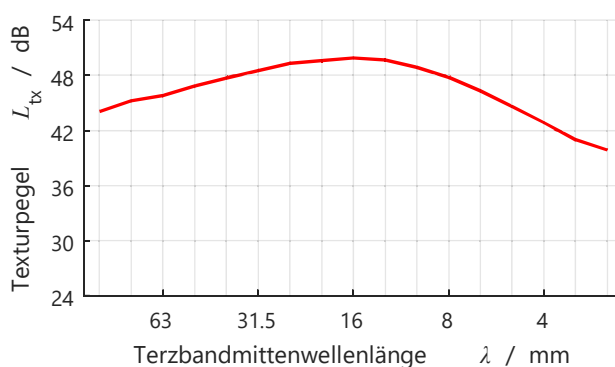
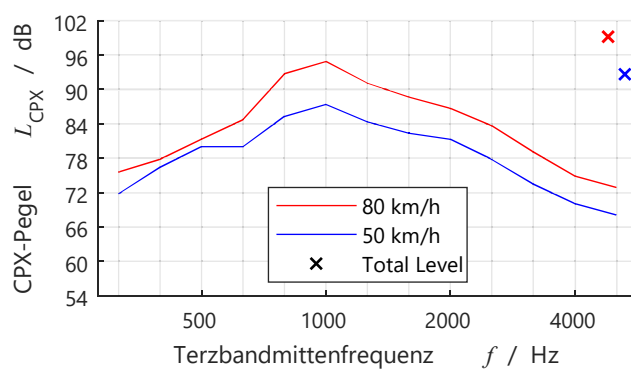
6.8 Testdatensatz

Der erhobene Testdatensatz wird folgend im Detail gezeigt. Für jeden Standort des Testdatensatzes liegen in tabellarischer Übersicht folgende Informationen vor:

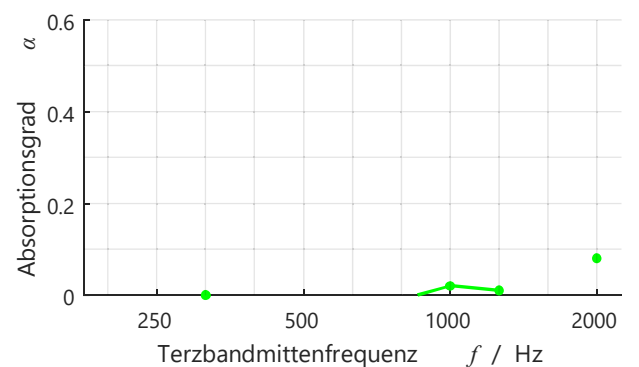
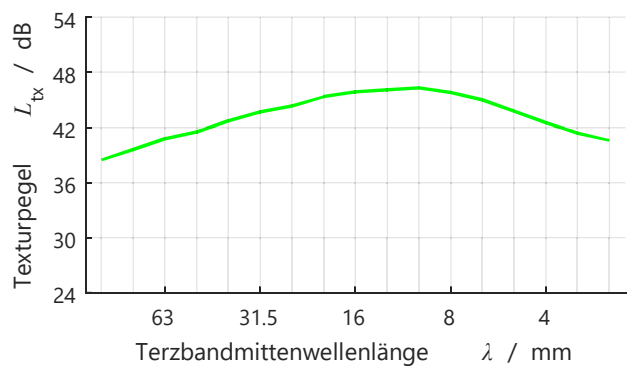
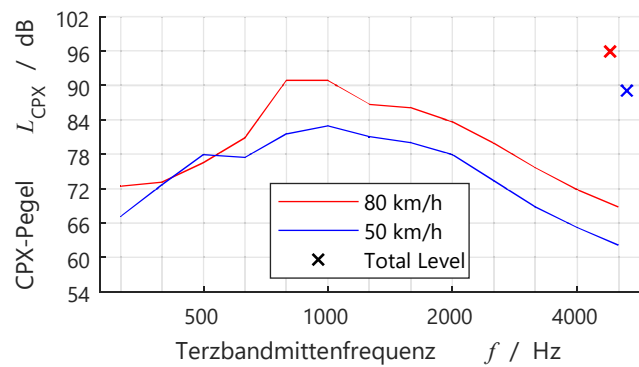
- ID, Ort und Strassenname,
- Einbaudatum, Typ und Dicke der Deckschicht,
- die Kalenderdaten der CPX-, Textur-, Absorptionsgrad- und Strömungswiderstandsmessungen,
- die Lufttemperatur während der CPX-Messung,
- die in Kapitel 6.5.1 aufgeführten Texturindikatoren ENDt, ETD, MPD, RMS und Skewness und
- die gemessenen Strömungswiderstände durch die Deckschicht und entlang der Oberfläche und der berechnete längenbezogene Strömungswiderstand.

Weiterhin werden die spektralen CPX-Pegel, Texturpegel und Absorptionsgrade in Diagrammen dargestellt, ein Foto der Deckschicht mit Gliedermassstab und eine am jeweiligen Standort markierte Karte gezeigt.

ID	01	
Ort	Kloten	
Name	Bülacherstrasse (Kt. 4)	
Einbaudatum	2008	
Deckschicht	SMA 11	
Dicke	30	mm
ENDt	4.131	dB
ETD	1.331	mm
MPD	1.210	mm
RMS	1.281	mm
Skewness	-0.748	
$R_S^\perp$	12.2	kPa·s/m
$R_S^\rightarrow$	0.4	kPa·s/m
$\sigma(R_S^\perp)$	230	kPa·s/m ²
Datum L_{CPX}	14.08.2023 (31°C)	
Datum L_{tx}	14.08.2023	
Datum α	21.09.2023	
Datum σ	21.09.2023	



ID	02
Ort	Mooslerau
Name	Attelwilerstrasse
Einbaudatum	2023
Deckschicht	AC MR 8
Dicke	24 mm
ENDt	1.688 dB
ETD	0.798 mm
MPD	0.725 mm
RMS	0.927 mm
Skewness	-0.942
$R_S^\perp$	31.8 kPa·s/m
$R_S^\rightarrow$	1.9 kPa·s/m
$\sigma(R_S^\perp)$	610 kPa·s/m ²
Datum L_{CPX}	16.08.2023 (30°C)
Datum L_{tx}	16.08.2023
Datum α	21.09.2023
Datum σ	21.09.2023



ID 03
 Ort Esslingen
 Name Usterstrasse
 Einbaudatum 04.06.2022
 Deckschicht SDA 4 – 12

Dicke ? mm

ENDt -0.793 dB
 ETD 0.518 mm
 MPD 0.471 mm
 RMS 1.597 mm
 Skewness 0.042

$R_S^\dagger$ 125 kPa·s/m

$R_S^\rightarrow$ 12.4 kPa·s/m

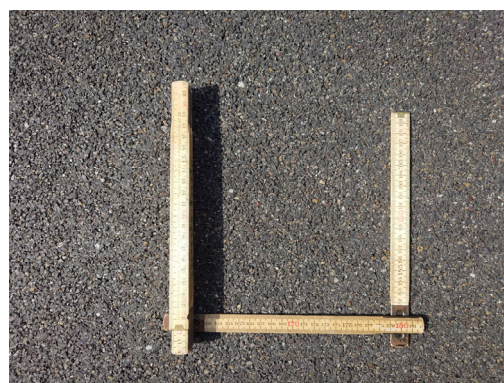
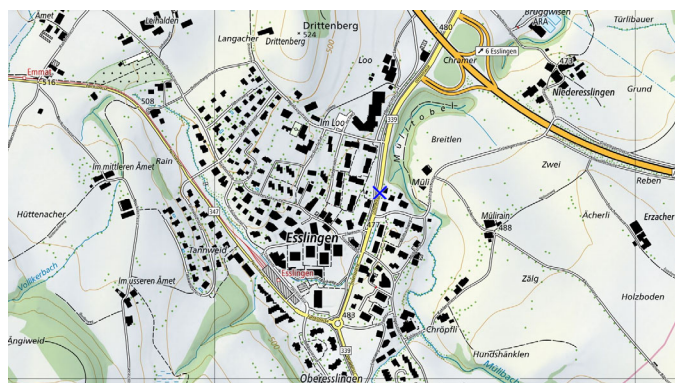
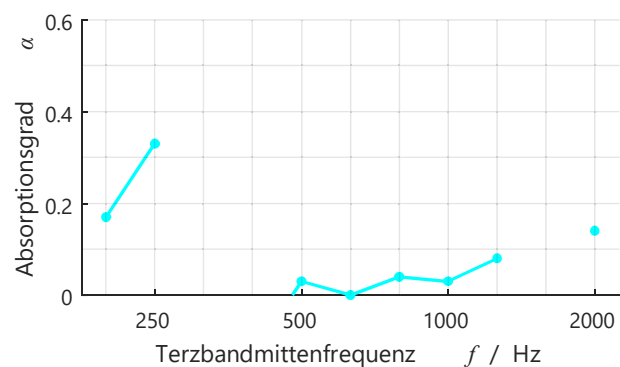
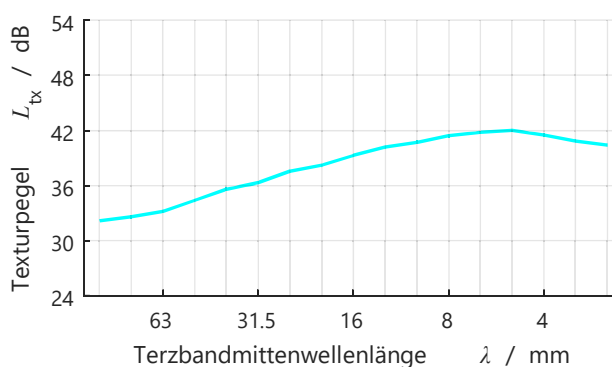
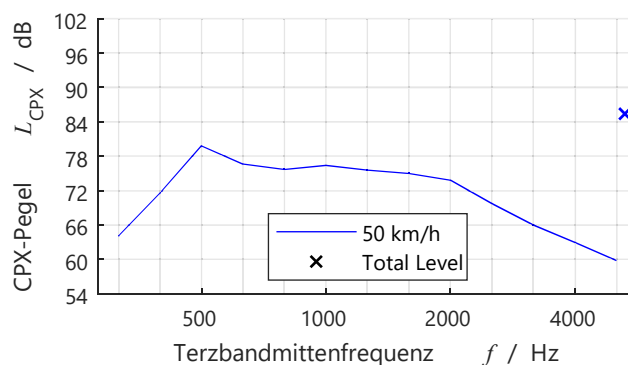
$\sigma(R_S^\dagger)$ 2400 kPa·s/m²

Datum L_{CPX} 16.08.2023 (30°C)

Datum L_{tx} 16.08.2023

Datum α 21.09.2023

Datum σ 21.09.2023



ID 04
 Ort Esslingen
 Name Usterstrasse
 Einbaudatum Q1/2023
 Deckschicht AC 8 LA

Dicke ? mm

ENDt -0.572 dB

ETD 0.322 mm

MPD 0.293 mm

RMS 2.383 mm

Skewness 0.445

$R_S^\perp$ ∞ kPa·s/m

$R_S^\rightarrow$ 52.3 kPa·s/m

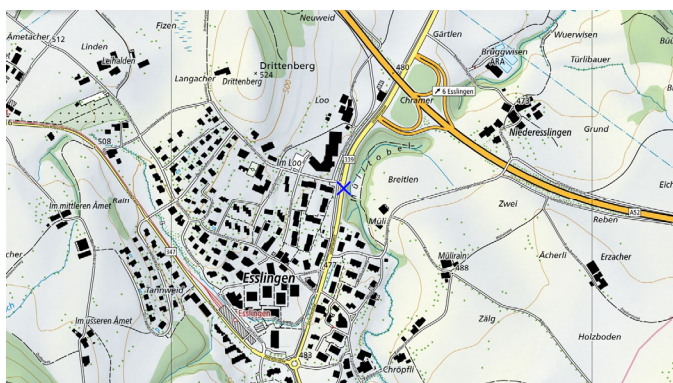
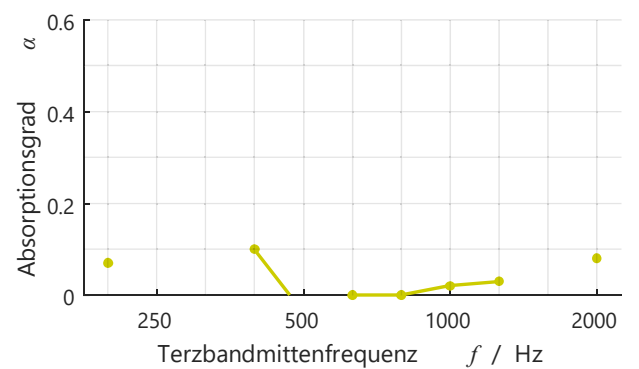
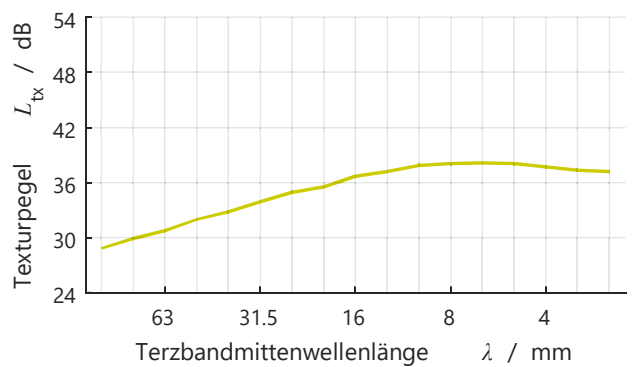
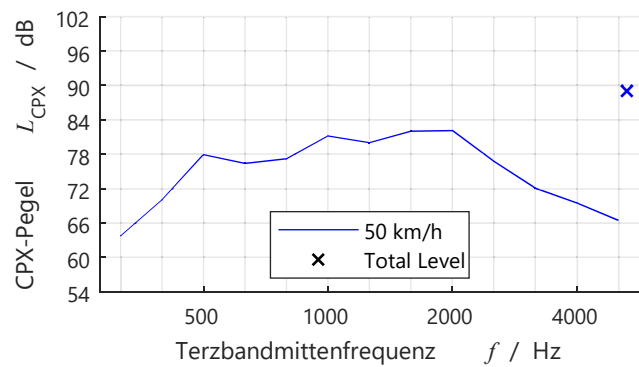
$\sigma(R_S^\perp)$ ∞ kPa·s/m²

Datum L_{CPX} 16.08.2023 (30°C)

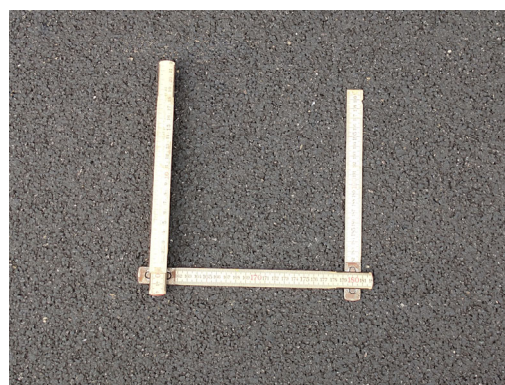
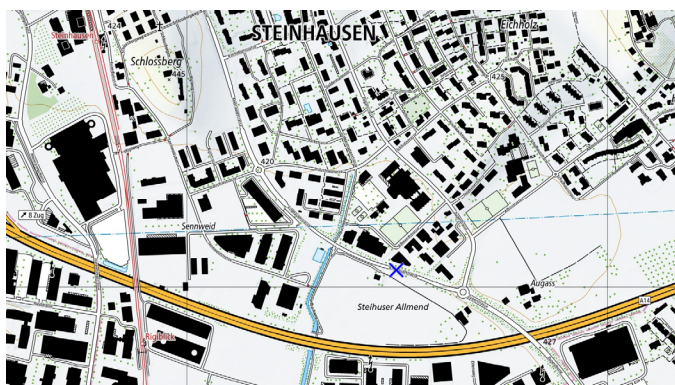
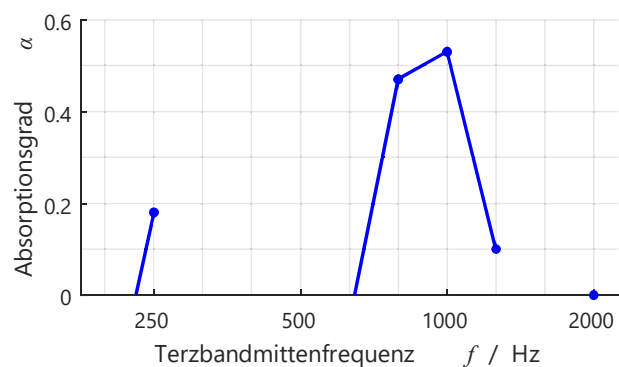
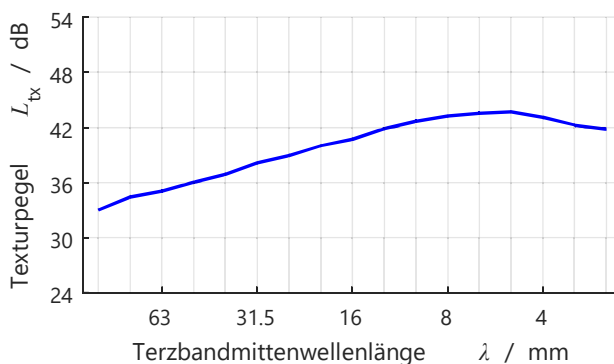
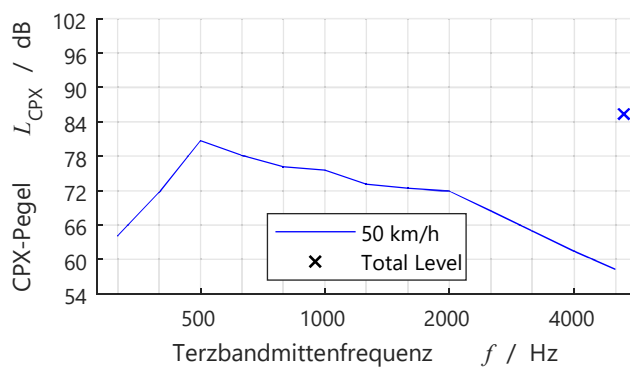
Datum L_{tx} 16.08.2023

Datum α 21.09.2023

Datum σ 21.09.2023



ID	05	
Ort	Steinhausen	
Name	Knonauerstrasse	
Einbaudatum	2019	
Deckschicht	SDA 4 – 16	
Dicke	?	mm
ENDt	-0.653	dB
ETD	0.603	mm
MPD	0.549	mm
RMS	0.615	mm
Skewness	-0.887	
$R_S^\perp$	7.0	kPa·s/m
$R_S^\rightarrow$	2.4	kPa·s/m
$\sigma(R_S^\perp)$	130	kPa·s/m ²
Datum L_{CPX}	16.08.2023 (30°C)	
Datum L_{tx}	16.08.2023	
Datum α	21.09.2023	
Datum σ	21.09.2023	

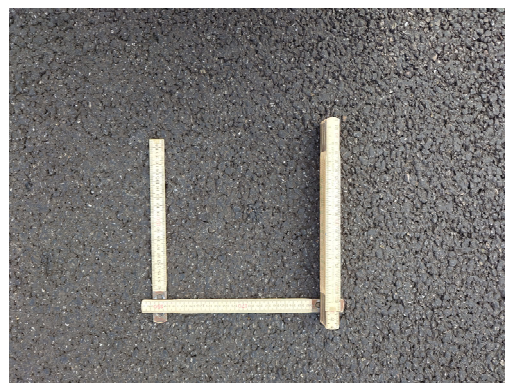
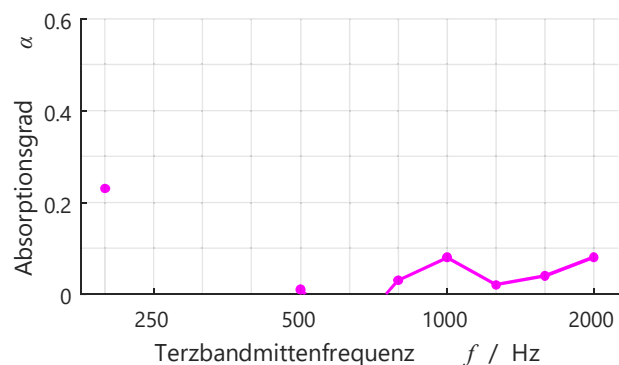
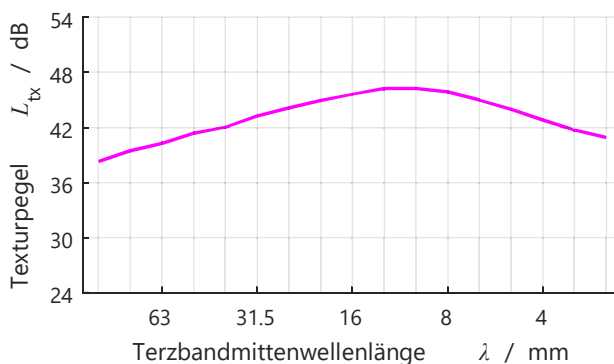
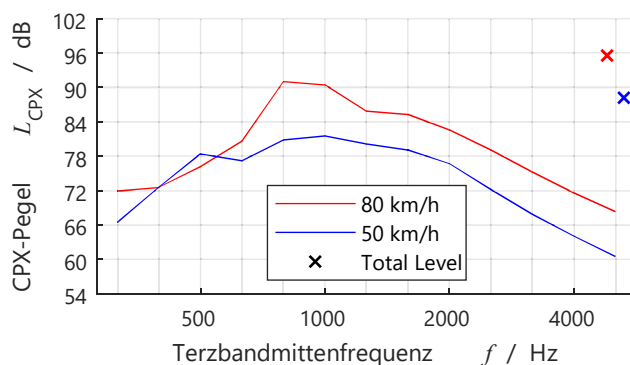


ID 06
 Ort Suhr
 Name BernstrasseOst
 Einbaudatum 2023
 Deckschicht AC MR 8
 Dicke 32 mm

ENDt 1.459 dB
 ETD 0.732 mm
 MPD 0.665 mm
 RMS 0.884 mm
 Skewness -1.073

$R_S^\perp$ 8.3 kPa·s/m
 $R_S^\rightarrow$ 1.2 kPa·s/m
 $\sigma(R_S^\perp)$ 160 kPa·s/m²

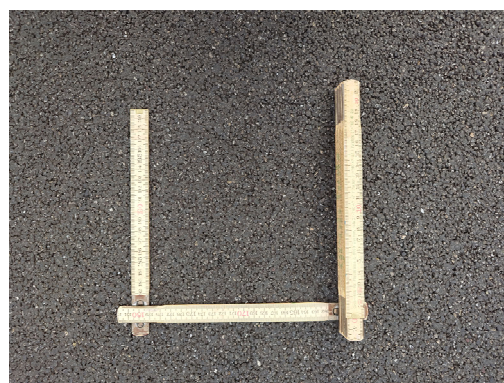
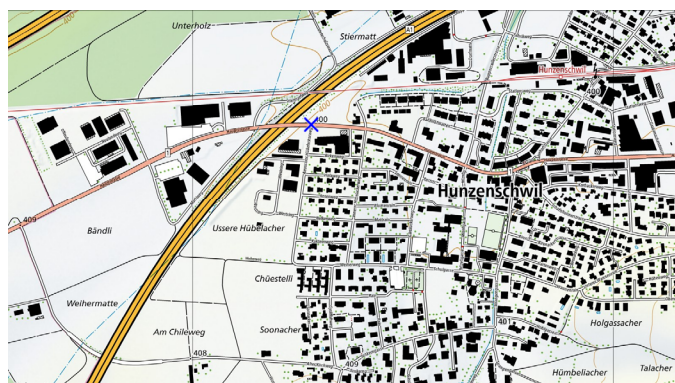
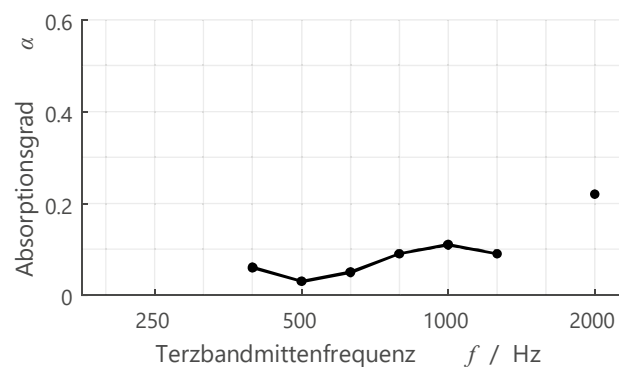
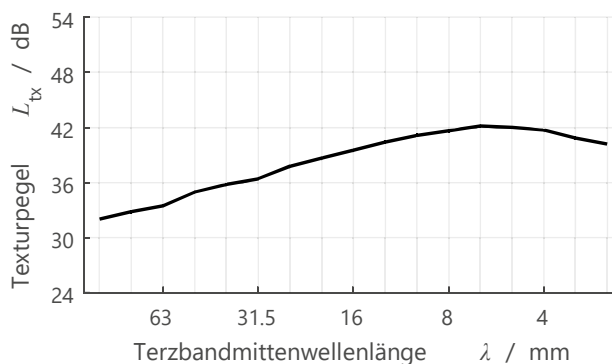
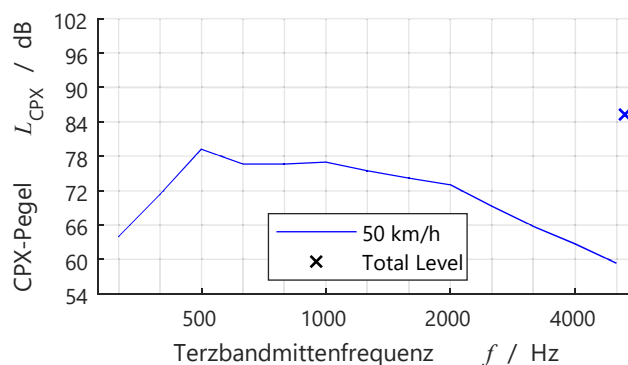
Datum L_{CPX} 16.08.2023 (31°C)
 Datum L_{tx} 16.08.2023
 Datum α 21.09.2023
 Datum σ 21.09.2023



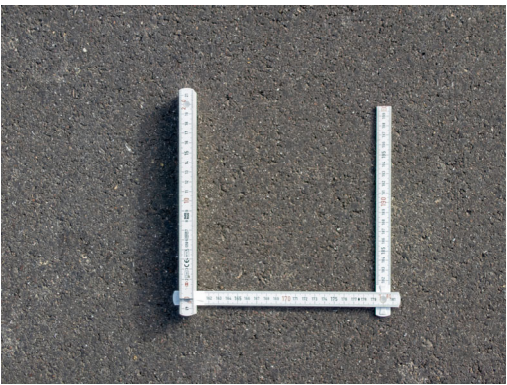
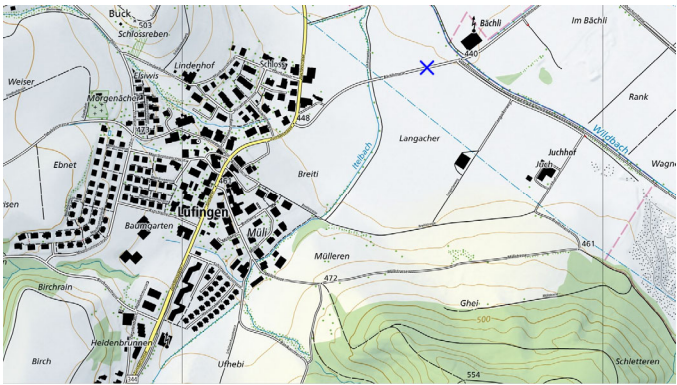
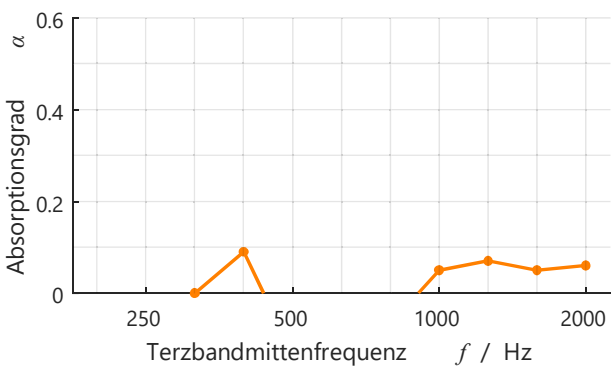
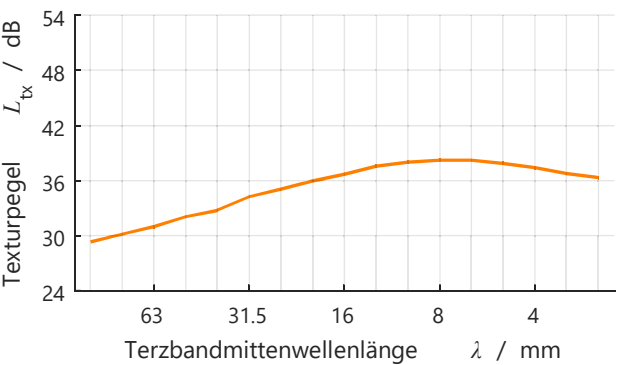
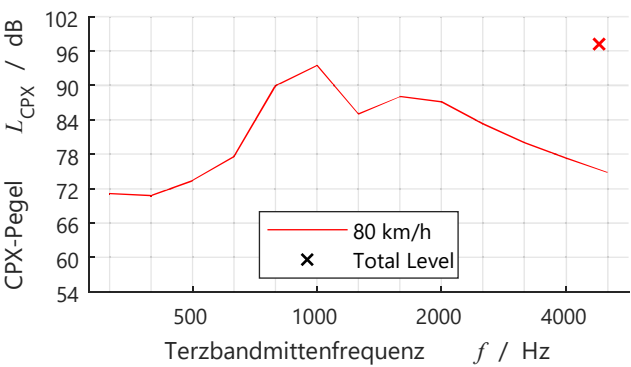
ID 07
 Ort Hunzenschwil
 Name Hauptstrasse
 Einbaudatum 2023
 Deckschicht SDA 4 – 12
 Dicke ? mm

ENDt -0.713 dB
 ETD 0.519 mm
 MPD 0.472 mm
 RMS 1.111 mm
 Skewness -0.081
 $R_S^\perp$ 32.5 kPa·s/m
 $R_S^\rightarrow$ 6.4 kPa·s/m
 $\sigma(R_S^\perp)$ 620 kPa·s/m²

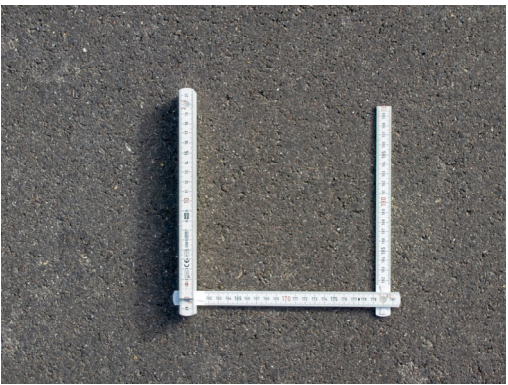
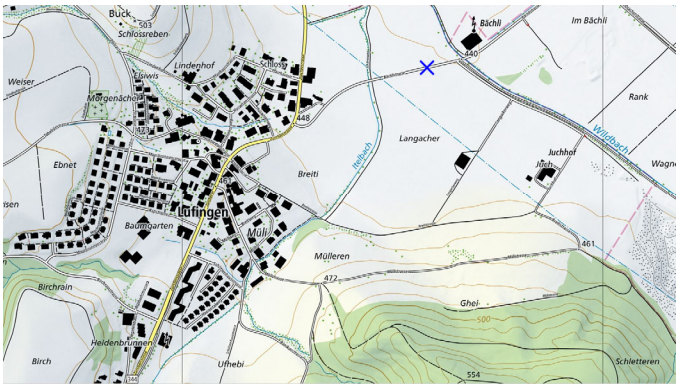
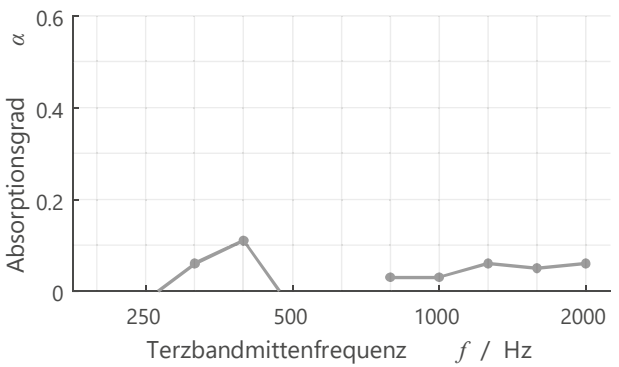
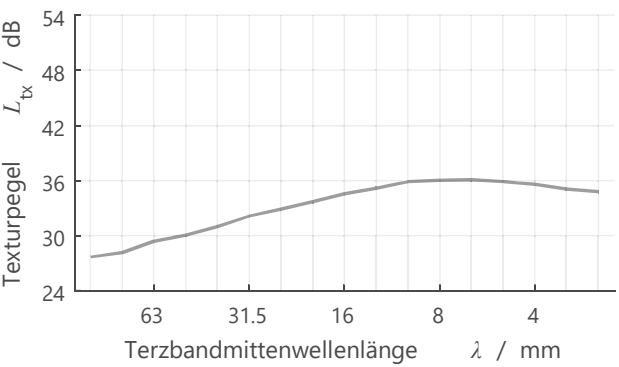
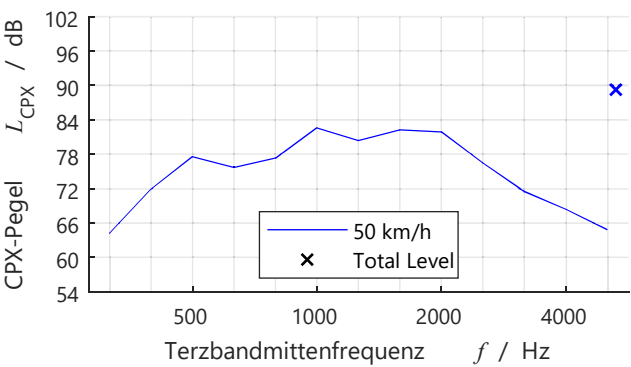
Datum L_{CPX} 16.08.2023 (31°C)
 Datum L_{tx} 16.08.2023
 Datum α 21.09.2023
 Datum σ 21.09.2023



ID	08	
Ort	Lufingen	
Name	Bächlistrasse	
Einbaudatum	2023	
Deckschicht	AC 8 H	
Dicke	30	mm
ENDt	-0.469	dB
ETD	0.321	mm
MPD	0.292	mm
RMS	1.271	mm
Skewness	-0.090	
$R_S^\dagger$	24.0	kPa·s/m
$R_S^\rightarrow$		kPa·s/m
$\sigma(R_S^\dagger)$	460	kPa·s/m ²
Datum L_{CPX}	14.08.2023 (30°C)	
Datum L_{tx}	14.08.2023	
Datum α	21.09.2023	
Datum σ	21.09.2023	



ID	09	
Ort	Lufingen	
Name	Bächlistrasse	
Einbaudatum	2023	
Deckschicht	AC 8 H	
Dicke	30	mm
ENDt	-0.501	dB
ETD	0.264	mm
MPD	0.240	mm
RMS	0.633	mm
Skewness	-0.114	
$R_S^\dagger$	21.1	kPa·s/m
$R_S^\rightarrow$		kPa·s/m
$\sigma(R_S^\dagger)$	400	kPa·s/m ²
Datum L_{CPX}	14.08.2023 (30°C)	
Datum L_{tx}	14.08.2023	
Datum α	21.09.2023	
Datum σ	21.09.2023	



7 Evaluation bestehender Modelle

7.1 Literatursuche

In den Recherchen zur Modellierung des Reifengeräuschs in Kapitel 5 wurde auch gezielt nach Rechenmodellen gesucht, die eine Prognose von CPX-Pegeln basierend auf beobachtbaren Grössen erlauben. In gängigen wissenschaftlichen Datenbanken wie Scopus und Web Of Science wurden dafür Suchbegriffe wie "CPX" und "close proximity" verwendet. Auch wurden persönliche Literatursammlungen konsultiert, die auch Konferenzpaper enthalten.

Die Suche erwies sich leider als nicht sehr ergiebig. Gewisse gefundene Modelle, die sich prinzipiell eignen könnten, sind nur ansatzweise beschrieben und lassen sich darum nicht ohne Weiteres implementieren. Andere gefundene Modelle erfordern als Inputs Angaben zum Mischgut wie beispielsweise die Siebkurve oder den Hohlraumgehalt. Diese Daten gelten im Rahmen dieses Projektes als nicht beobachtbare Grössen, da sie nicht in-situ am eingebauten Belag festgestellt werden können.

Schlussendlich wurde ein geeignetes Journalpaper gefunden, das gleich mehrere Modelle beschreibt [Li 2015]. Die Arbeit entstammt der Dissertation von Mingliang Li an der TU Delft aus dem Jahr 2013. Die Modelle von Li wurden im Rahmen dieses Projektes adaptiert, implementiert und die Ergebnisse mit den Messwerten des Testdatensatzes verglichen.

7.2 Empirische Modelle von Li et al.

In [Li 2015] wurden durch unterschiedliche Wahl von Eingangsvariablen drei multiple Regressionsmodelle erstellt. Sie erlauben die Berechnung von CPX-Gesamtpegeln und von CPX-Terzbandspektren L_f bei 80 km/h durch die lineare Kombination der Texturpegel L_{tx} (in Oktaven) und der Absorptionskoeffizienten α (in Terzen) mit den dazugehörigen Regressionskoeffizienten a und b :

$$\text{Modell 1} \quad L_f = \sum_{i=1 \text{ mm}}^{250 \text{ mm}} a_{i,f} L_{tx,i} + \sum_{j=1000 \text{ Hz}}^{3150 \text{ Hz}} b_{j,f} \alpha_j \quad (17)$$

$$\text{Modell 2} \quad L_f = a_f d_{MPD} + \sum_{j=1000 \text{ Hz}}^{3150 \text{ Hz}} b_{j,f} \alpha_j \quad (18)$$

$$\text{Modell 3} \quad L_f = \sum_{i=1 \text{ mm}}^{250 \text{ mm}} a_{i,f} L_{tx,i} + b_f \alpha_{\max} \quad (19)$$

Modell 1 nutzt spektrale Werte von Texturpegeln und Absorptionskoeffizienten. Modell 2 nutzt anstelle der Texturpegel die mittlere Profiltiefe d_{MPD} . Modell 3 nutzt anstelle der spektralen Absorption nur das Terzband mit der maximalen Absorption, $\alpha_{\max}$.

Die empirischen Modelle wurden durch Hauptkomponentenregression gebildet [Li 2015]. Als Trainingsdaten diente dabei ein Datensatz von neun Strassenabschnitten, für welche jeweils Messungen für beide Fahrspuren vorliegen. Es handelt sich nominell um je drei dichte, drei semidichte und drei offenporige Deckschichten von 20 bis 25 mm Stärke. Diese neun Abschnitte befinden sich auf einer Teststrecke in den Niederlanden und wurden vermutlich nie dem Verkehr übergeben [Ejsmont 2016]. Die Messungen wurden mit acht Sommerreifen und zwei Winterreifen für PW durchgeführt [Li 2013]. Unter den Sommerreifen befindet sich auch der PW-Reifen Typ A nach der veralteten Norm [ISO 11819-2:2000]. Die CPX-Pegel sind jeweils das arithmetische

Mittel dieser einen damals normgerechten und der neun nicht normgerechten CPX-Fahrten bei 80 km/h. Entsprechend sind die Modelle auch nur bei dieser Geschwindigkeit anwendbar.

7.2.1 Erweiterung zum Prognosemodell

Die Regressionsanalysen in [Li 2015] dienten der Quantifizierung der Einflüsse bestimmter Belageigenschaften auf den CPX-Pegel. Die Autoren verfolgten nicht die Absicht, ein anwendbares Prognosemodell für CPX-Pegel zu veröffentlichen. Die Modelle sind deshalb nicht ohne weiteres anwendbar auf die in diesem Projekt gesammelten Messdaten. So sind die Regressionsgleichungen nur in standardisierter Form gegeben, d.h. neue Eingaben wie Absorptionskoeffizienten und Texturpegel des Testdatensatzes (siehe Kapitel 6.5 und 6.4) für eine Eingangsgrösse x_i müssen deshalb zuerst in standardisierte Form X_i gebracht werden:

$$X_i = \frac{x_i - \bar{x}_i}{\sigma_i} \quad (20)$$

Dazu sind jedoch Mittelwert $\bar{x}_i$ und Standardabweichung σ_i der Originaldaten, auf welchen das Modell beruht, nötig. Diese werden in [Li 2015] nicht angegeben. Von den Originaldaten sind nur CPX-Pegel, Texturpegel und Absorptionskoeffizienten einer Fahrtrichtung (also der Hälfte des Datensatzes) grafisch veröffentlicht und konnten somit abgelesen werden. Für das weitere Vorgehen nutzen wir deshalb Mittelwert und Standardabweichung dieser Daten, um die Messdaten der Teststrecken zu standardisieren. Die MPD der zur Modellbildung genutzten Strecken ist nicht bekannt. Die MPD des Testdatensatzes wurde deshalb nur mit der Streuung innerhalb unserer eigenen Messwerte standardisiert.

7.2.2 Extrapolation fehlender Inputdaten

Ziel ist es, die drei Modelle aus [Li 2015] mit dem in Kapitel 6 beschriebenen Testdatensatz zu testen. Da das Modell nur für CPX-Messungen bei 80 km/h anwendbar ist, wurden nur Abschnitte berücksichtigt, auf welchen wir CPX-Messungen bei dieser Geschwindigkeit durchführen konnten. Da einige der Teststrecken innerorts liegen, beschränken wir uns somit auf die Strecken Kloten Kantonsstrasse 4 (ID 1), Lufingen Bächlistrasse Fahrtrichtung Ost (ID 8), Mooslerau Attelwilerstrasse (ID 2) und Suhr Bernstrasse Ost (ID 6). Da die Kurven für Absorption und Texturpegel und somit die Modellinputs bei den letzten beiden Strassenabschnitten beinahe deckungsgleich sind (siehe Kapitel 6.4), wurde davon nur die Attelwilerstrasse (ID 2) in Mooslerau in der Untersuchung der bestehenden Modelle berücksichtigt.

Leider konnten nicht alle erforderlichen Inputparameter des Modells gemessen werden. So können aufgrund der Abtastrate des Laser-Profilometers (siehe Kapitel 6.2) von einem Sample pro Millimeter nur die Texturpegel der Terzbänder mit $\lambda \geq 2.5$ mm normkonform bestimmt werden. Die Texturpegel für die Oktavbänder 1 mm und 2 mm wurden von uns mit folgender Strategie extrapoliert:

- $\lambda = 2$ mm: Summe der Terzbänder 2 mm (nicht normkonform) und 2.5 mm (normkonform)
- $\lambda = 1$ mm: Wert des 2 mm-Oktavbands minus 6 dB (gestützt auf die Texturpegel in [Li 2015])

Die extrapolierten Werte sind in Abbildung 13 gepunktet dargestellt.

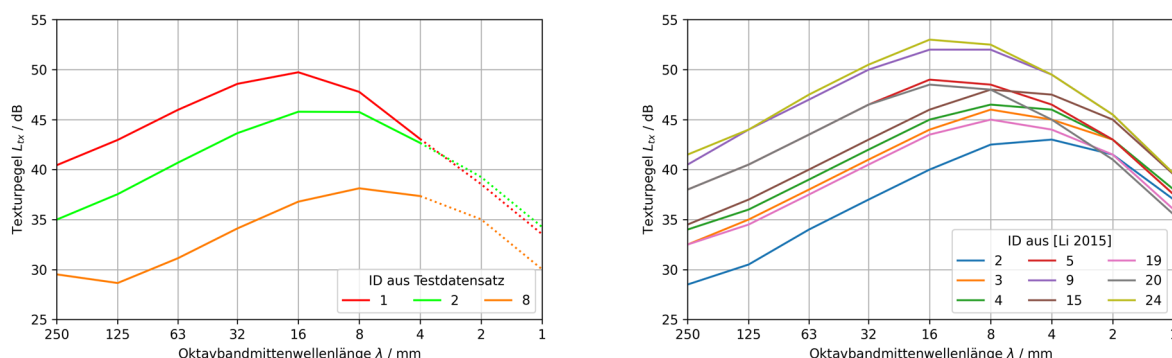


Abbildung 13: Texturpegel der drei verwendeten Strassenabschnitte aus dem Testdatensatz (links), sowie als Vergleich die Lerndaten des Modells von Li (rechts). Gepunktete Linien zeigen extrapolierte Werte.

In unserem Testdatensatz liegt die Absorption nur für Frequenzen bis 2000 Hz vor. Die Modelle verlangen jedoch auch Absorptionskoeffizienten der Terzbänder 2500 Hz und 3150 Hz. Diese mussten deshalb aus den Messwerten der tieferen Frequenzen extrapoliert werden. Dies geschah durch lineare Extrapolation aus den Terzbändern [1250, 1600, 2000] Hz (siehe gepunktete Werte in Abbildung 14). Wo im Testdatensatz Absorptionskoeffizienten fehlen, wurden diese aus den beiden benachbarten Terzbändern interpoliert.

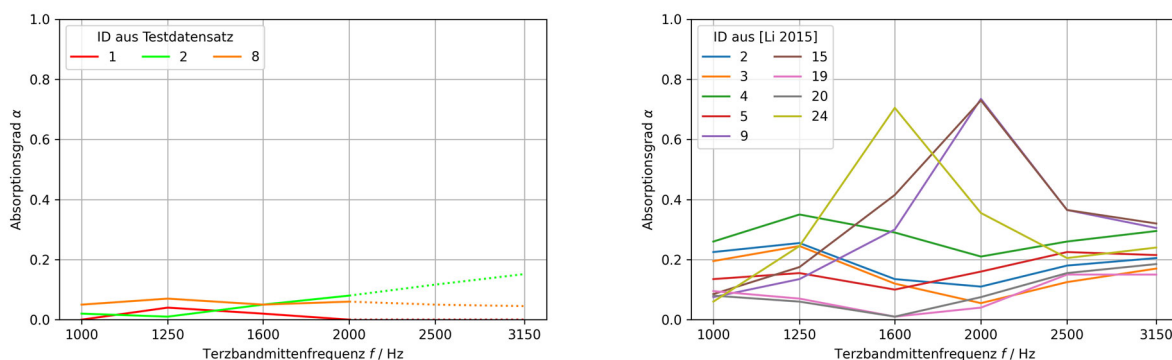


Abbildung 14: Absorptionskoeffizienten der drei verwendeten Strassenabschnitte aus dem Testdatensatz (links), sowie als Vergleich die Lerndaten des Modells von Li (rechts). Die gepunktete Linie zeigt extrapolierte Werte.

7.3 Resultate

Die Resultate der Anwendung der Modelle 1, 2 und 3 von Li gemäss Abschnitt 7.2 sind in Abbildung 15 zusammengefasst. Es handelt sich dabei um Differenzenplots zwischen den modellierten und den tatsächlich gemessenen CPX-Pegel bei 80 km/h. Modell 1, welches die gesamten spektralen Inputdaten nutzt, unterschätzt bei allen drei Strassenabschnitten aus dem Testdatensatz den CPX-Pegel bei 800 und 1000 Hz um mehr als 3 dB. Die Pegel der hohen Frequenzbänder werden durch das Modell 1 generell überschätzt, bei 2500 Hz um mindestens 4 dB. Modell 2, welches für die Textur nur den Einzahlwert der mittleren Profiltiefe (MPD) nutzt, zeigt die kleinsten Abweichungen von den drei Modellen. Bei 800 und 1000 Hz unterschätzt jedoch auch dieses Modell die CPX-Pegel um 2 bis 6 dB. Modell 3, welches für die Absorption nur den Maximalwert nutzt, zeigt ein ähnliches Verhalten wie Modell 1. Die Pegel werden in den Terzbändern 800 und 1000 Hz um bis zu 11 dB unterschätzt, und die Pegel bei 2500 und 3150 Hz um mehr als 6 dB überschätzt.

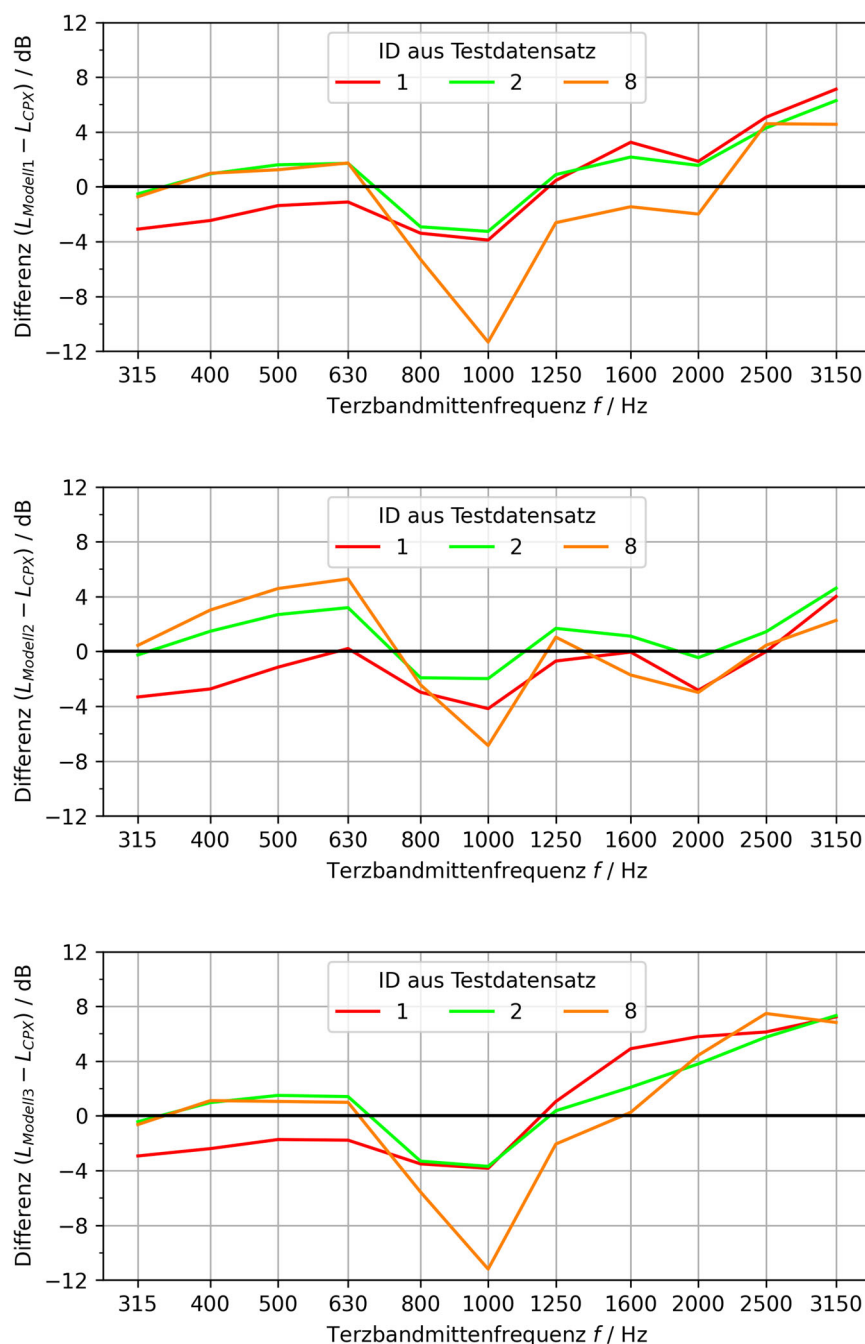


Abbildung 15: Differenz zwischen dem von den Modellen 1 – 3 von Li vorausgesagtem und von uns gemessenem CPX-Pegel für drei Strassenabschnitte aus dem Testdatensatz.

7.4 Interpretation der Resultate

Die mit den Modellen von Li modellierten CPX-Pegel zeigen keine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den tatsächlich gemessenen CPX-Pegeln. Die Abweichungen sind in gewissen Terzbändern sogar grösser als die Streuung der gemessenen CPX-Pegel des Testdatensatzes (siehe Abbildung 10), welche ja von einem Prognosemodell abgebildet werden sollte.

Mögliche Gründe für die Abweichungen sollen hier kurz beschrieben werden. Da es sich bei den drei Modellen von Li um lineare Regressionsmodelle handelt, kann von den einzelnen Eingangswerten und ihrer Gewichtung direkt auf deren Einfluss auf die Ausgangswerte geschlossen werden.

Bei Modell 1 zeigte sich, dass die Unterschätzung des Pegels bei 1000 Hz vor allem durch die spektralen Texturpegel zustande kommt. Diese sind für die Teststrecken insbesondere in den kurzen Wellenlängen tiefer als die der Trainingsdaten der Modelle von [Li 2015]. Bei den modellierten Terzen ab 2000 Hz führt laut Modell ein tiefer Texturpegel in kurzen Wellenlängen zu einer Erhöhung der CPX-Pegel. Hohe Absorptionskoeffizienten in den jeweiligen Terzbändern würden die modellierten Pegel dort senken. Die Strassenabschnitte des Testdatensatzes weisen aber allesamt tiefere Absorptionswerte auf als im Trainingsdatensatz von Li. Bei Modell 2 werden die Pegel vor allem durch die Absorptionskoeffizienten beeinflusst, die mittlere Profiltiefe hat nur einen beschränkten Einfluss. Bei diesem Modell besteht jedoch eine grosse Unsicherheit bezüglich der MPD, da diese nicht mit den Trainingsdaten von Li standardisiert werden konnte (siehe dazu Abschnitt 7.2.1). Bei Modell 3 hat dagegen die maximale Absorption als Eingangsparameter kaum einen Einfluss, der resultierende CPX-Pegel wird durch die Textur dominiert. Auch hier tragen tiefe Texturpegel in kurzen Wellenlängen zur Überschätzung des CPX-Pegels schon ab 1600 Hz bei.

Die Modelle sind alle in standardisierter Form gegeben. Eingangsparameter sind nicht die absoluten Werte der Belageigenschaften, sondern die Abweichung dieser Eigenschaften vom Mittelwert der Trainingsdaten, ausgedrückt in Anzahl Standardabweichungen. Bei den von uns gemessenen Belageigenschaften liegt diese Abweichung bei bis zu vier Standardabweichungen. Unsere Strassenabschnitte weichen also so deutlich von den Trainingsdaten von Li ab, so dass die Nutzung dieser Modelle nicht gerechtfertigt werden kann. Bei den von uns extrapolierten Werten für die Texturpegel bei kurzen Wellenlängen liegt die Abweichung sogar bei bis zu sechs Standardabweichungen. Die starke Gewichtung dieser Wellenlängen in den Modellen von Li zeigt jedoch, dass diese Wellenlängen auch relevante Informationen tragen. Es wäre deshalb wünschenswert, bei zukünftigen Messungen die Textur auch in Wellenlängen < 2.5 mm zu messen. Leider ist das aufgrund der Abtastrate des eingesetzten Profilometers nicht ohne weiteres möglich (siehe Kapitel 6.4).

Es sollte auch noch erwähnt werden, dass die CPX-Pegel in den Modellen von Li einen Durchschnitt über mit unterschiedlichen Reifen gemessene CPX-Pegel darstellen, während wir die Resultate mit den CPX-Pegeln des aktuellen PW-Normreifens vergleichen. Dies führt womöglich zu reifenbedingten Abweichungen, welche die Modelle nicht abbilden können, da der Reifentyp kein Eingangsparameter ist.

7.5 Zusammenfassung bestehende Modelle

Der Vergleich der modellierten mit den gemessenen CPX-Pegeln von drei Strassenabschnitten aus unserem Testdatensatz zeigte spektrale Abweichungen von bis zu 11 dB. Die Abweichungen liegen teilweise höher als die Streuung zwischen den gemessenen CPX-Pegeln der Strassenabschnitte, was die drei Modelle von Li als wenig aussagekräftig für unsere Zwecke erscheinen lässt. Als eine der Ursachen für die Abweichungen konnte die bedeutende Abweichung einiger Eingangsgrössen von den Mittelwerten der Trainingsdaten der Modelle eruiert werden. Eine Herausforderung war die Bereitstellung von Eingangsparametern ausserhalb des Messbereichs unserer Instrumente, welche extrapoliert werden mussten. Die z.T. grossen spektralen Abweichungen der Resultate relativieren aber diese Unsicherheiten in den Eingangsdaten, welche wie in Abschnitt 7.2.2 diskutiert aufbereitet wurden. Ein Hindernis bei der Anwendung war, dass die Modelle nicht vollständig publiziert sind, um ohne weiteres als Prognosemodell verwendet zu werden. Dies war aber auch nicht Sinn und Zweck der Publikation [Li 2015]. Die getesteten bestehenden Modelle basieren nicht auf normkonformen CPX-Messungen und gelten nur für eine Geschwindigkeit von 80 km/h. Des Weiteren erfüllen die Li-Modelle die in Kapitel 5 gestellten Anforderungen nicht, namentlich eine separate Beschreibung verschiedener Schallentstehungsmechanismen. Dies stellt starke Limitierungen dieser Modelle dar.

8 Messungen zur Modellentwicklung

8.1 *Motivation*

Da keine Modelle verfügbar sind, die die gestellten Anforderungen erfüllen, wird der Plan verfolgt, ein eigenes Berechnungsmodell aufzubauen, ausgehend von den Erkenntnissen und Spezifikationen aus Kapitel 5. Im hier angestrebten hybriden Modell werden mithilfe gezielter Messungen gewisse Systemaspekte empirisch abgebildet. Des Weiteren hat sich gezeigt, dass die verschiedenen Schallentstehungsphänomene, sowie deren Einflussfaktoren und praktische Relevanz noch zu wenig untersucht sind – allgemein in Bezug auf die Reifengeräuschmodellierung und spezifisch im Hinblick auf das CPX-Verfahren. Aus diesen Gründen verlief die Modellentwicklung (siehe Kapitel 9) iterativ mit einer Reihe von messtechnischen Untersuchungen. Diese Untersuchungen umfassten neben Standardmessungen vor allem neue experimentelle Aufbauten und Konfigurationen, die extra im Rahmen dieses Projektes entwickelt wurden. Dabei wurden sowohl Labormessungen am Anhänger und an den Messreifen, sowie Messfahrten mit erweiterter Sensorik auf unterschiedlichen Belägen und mit unterschiedlichen Reifen durchgeführt. Die in diesem Kapitel beschriebenen Messungen flossen in Form von Erkenntnissen und Daten in die Modellentwicklung in Kapitel 9 ein.

8.2 *Trennung von deterministischen und stochastischen Schallanteilen*

8.2.1 *Einleitung*

Eine experimentelle Quellentrennung hat ein immenses Potential, um mehr über die Bedeutung der unterschiedlichen Schallentstehungsmechanismen zu erfahren, und stellt gleichzeitig eine grosse technische Herausforderung dar. In diesem Kapitel wird ein neues Messverfahren vorgestellt, welches es erlaubt Schallanteile, die durch die Geometrie des Reifenprofils erzeugt werden und daher deterministischer Natur sind, von stochastischen Schallanteilen messtechnisch zu separieren.

In [Li 2016] wurde ein Messverfahren angedeutet, welches während der Fahrt die Trennung von Reifenprofil- und Belagtextur-induzierten Schallanteilen erlauben soll. Dafür wurde ein optischer Sensor aussen am Rad befestigt, um die Drehzahl des Rades zu messen. Im Rahmen von On-Board Sound Intensity (OBSI)-Messungen mit einem gewöhnlichen PW wurden so Schallintensitäten ausgewertet. Einen ähnlichen Ansatz zur Separation von deterministischen (korreliert mit der Drehwinkelstellung des Rades) und stochastischen Signalkomponenten haben kürzlich andere Autoren bei Reifenmessungen auf dem Rollenprüfstand beschrieben [Li 2021].

Erste eigene Vorversuche mit Mikrofonzeitsignalen einer Testmessung mit dem SRTT-Reifen bei 30 km/h auf einem glatten Belag deuteten auf die Machbarkeit einer solchen Trennung unterhalb von 500 Hz hin. Aus diesem Grund wurde in der Folge ein zusätzlicher Winkelsensor im Anhänger installiert, eine Signalverarbeitung entwickelt und schliesslich Feldmessungen mit dieser Methodik auf unterschiedlichen Belägen und bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten durchgeführt.

8.2.2 *Präzise Messung der Drehzahl*

Die Fahrgeschwindigkeit wird dank des Correvit-Sensors (siehe Kapitel 6.2) mit hoher Präzision und Auflösung erfasst. Aus der Geschwindigkeit kann über den Reifenumfang die Drehzahl abgeschätzt werden. Es hat sich jedoch gezeigt, dass diese Abschätzung als Input für die nachfolgend beschriebene Signalanalyse zu ungenau ist. Der Hauptgrund dafür liegt darin, dass sich der Reifenumfang aufgrund der variablen Reifenkompression dynamisch ändert.

Zur präzisen Drehzahlmessung wurde darum ein zusätzlicher Sensor beim linken Rad des Anhängers angebracht. Um das Schallfeld rund um den Reifen möglichst nicht zu beeinflussen, wurde der Sensor innen an der Radnabe befestigt. Im Gegensatz zum in [Li 2016] beschriebenen optischen System wurde ein magnetischer Sensor verwendet. Ein Reedschalter (magnetisch aktivierter Taster in Schutzatmosphäre) wurde am Achslager befestigt, und mehrere Permanentmagnete an der drehenden Radnabe aufgeklebt (siehe Abbildung 16). Das Verfahren wurde abgeleitet von günstigen Velocomputern, welche dasselbe Prinzip zur Geschwindigkeitsmessung nutzen. Die Speisung erfolgt aus der mitgeführten Batterie und das Rohsignal des Reedschalters wird durch das Mehrkanal-Messsystem (PAK) mit einer Abtastrate von 24 kHz aufgezeichnet.



Abbildung 16: Sensor (schwarzes Gehäuse mit Kabelanschluss) und Permanentmagnete (silbern) an der linken Radnabe des CPX-Anhängers.

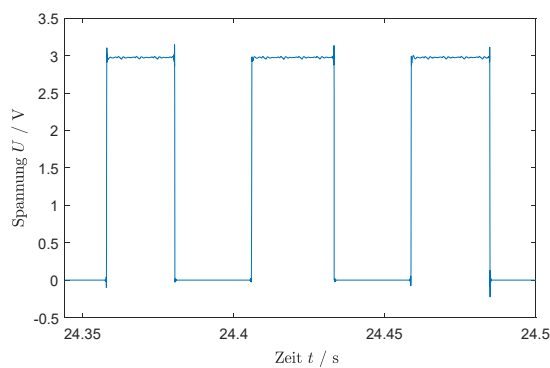


Abbildung 17: Zeitverlauf der Spannung am Reedschalter über eine Radumdrehung.

Insgesamt wurden drei Magnete befestigt. Der Reedschalter schliesst den Stromkreis also dreimal pro Umdrehung des Rads. Durch die steigende und die fallende Flanke des Signals ergeben sich so 6 Impulse pro Umdrehung (siehe Abbildung 17). Durch die hohe Abtastrate von 24 kHz kann die Position des Rads und somit der Abschnitt des Profils mit Bodenkontakt mit einer Präzision von ca. 1 mm (bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h) bestimmt werden.

8.2.3 Signalverarbeitung

Mithilfe der präzisen Drehzahlmessung werden die Mikrofonsignale stationarisiert. Die Stationarisierung erfolgt mit einem Algorithmus [Pieren 2016] zum asynchronen Resampling der Mikrofonsignale. Für einen Signalausschnitt von wenigen Sekunden werden als Steuersignal die minimalen lokalen Abweichungen der Drehzahl von der mittleren Drehzahl verwendet. Dank der Stationarisierung können die Mikrofonsignale gewinnbringend schmalbandig analysiert werden. Dafür wird eine hochauflösende FFT mit einer Frequenzauflösung von < 0.5 Hz verwendet.

Die Messungen zeigen, dass durch die Reifenrotation zyklisch auftretende, deterministische Schalldruckkomponenten als Peaks bei Harmonischen der Drehfrequenz im Schmalbandspektrum identifizierbar sind. Ein deutliches Beispiel ist in Abbildung 18 für das 500 Hz Terzband bei 50 km/h gezeigt. Schwieriger zu erkennen sind diese Peaks in Situationen mit hohen stochastischen Schalldruckkomponenten (z.B. bei starker Texturanregung). Ebenfalls anspruchsvoll ist die Detektion bei tiefen Geschwindigkeiten, da dann aufgrund der geringen Drehzahl die Spreizung der Harmonischen gering ist. Es hat sich aber gezeigt, dass sich mit der beschriebenen Methodik auch Messungen bei Geschwindigkeiten um 30 km/h erfolgreich auswerten lassen.

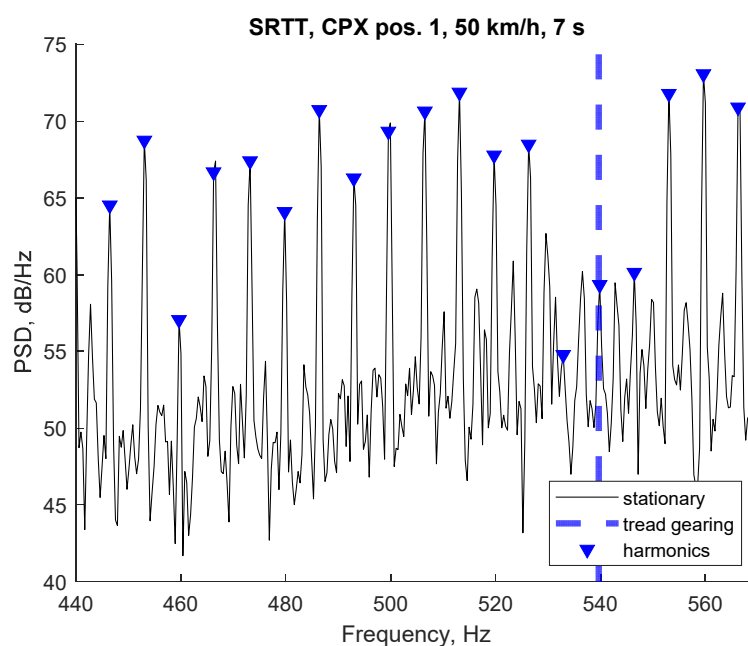


Abbildung 18: Schmalbandspektrum eines stationarisierten Mikrofonsignals einer CPX-Messung bei 50 km/h mit dem SRTT mit deutlichen Peaks bei den Harmonischen der Drehzahl (blaue Dreiecke). Die effektive Profilblock-Hauptanregungsfrequenz liegt bei 540 Hz (blaue Linie) und damit 10 Hz höher als in der Abschätzung in Tabelle 4 in Kapitel 5.3.3.

Auf Basis des Schmalbandspektrums wird dann eine spektrale Trennung in deterministische und stochastische Signalkomponenten vorgenommen. Dazu wird im Spektrum an den gemäss Drehzahl vermuteten Stellen nach lokalen Peaks gesucht und deren Energieinhalt geschätzt.

8.2.4 Schwingungsresonanz des Anhängeraufbaus

Bei gewissen Messungen wurden im aufbereiteten Schmalbandspektrum zwischen den Harmonischen der Drehfrequenz weitere Frequenzpeaks beobachtet. Es sind Interharmonische, also Harmonische der tieferen Grundfrequenz

$$f_0 = \frac{f_{\text{rot}}}{n + 1} \quad (21)$$

mit der Drehfrequenz f_{rot} und der ganzzahligen Ordnung n . Im oberen Frequenzbereich in Abbildung 18 sind solche Interharmonische gut sichtbar. Diese Interharmonischen tauchen nur bei gewissen Fahrgeschwindigkeiten auf und konnten zunächst nicht erklärt werden. Tabelle 8 dokumentiert das beobachtete Auftreten bei 40, 50 und 70 km/h. Die Interharmonischen haben weder eine feste Frequenz, noch ein festes Verhältnis zur Raddrehzahl (siehe Tabelle 8). Eine Analyse zeigte, dass diese zusätzlichen Frequenzkomponenten insbesondere bei glatten Belägen pegelrelevant sind und darum einer Erklärung und der Berücksichtigung bei der Quellentrennung bedürfen.

Tabelle 8: Beobachtung von interharmonischen Schalldruckkomponenten bei Messfahrten mit dem SRTT.

Geschwindigkeit, <i>km/h</i>	Mittlere Raddrehfrequenz f_{rot} , Hz	Ordnung der Interhar- monischen n	Frequenzspacing Δf , Hz
30	4.0	0	
40	5.4	1	2.7
50	6.8	1	3.4
60	8.0	0	
70	9.2	2	3.1
80	10.6	0	

Tabelle 8 zeigt, dass das Frequenzspacing Δf der Interharmonischen unabhängig von der Geschwindigkeit und Raddrehfrequenz bei ungefähr 3 Hz liegt. Es zeigt sich, dass das hochaufgelöste Drehzahlssignal in diesen Fällen bei dieser Frequenz in der Amplitude moduliert. Dies deutet darauf hin, dass sich der Reifenradius dynamisch ändert und damit die Kontaktflächengrösse. Grund dafür wird in einer sinusförmigen Modulation der Kontaktkraft vermutet. Als mögliche Ursache dafür kommt eine bisher unberücksichtigte mechanische Resonanz in Frage. Eine erste einfache Messung im Labor mit vertikaler Impulsanregung des Anhängers deutet auf eine vertikale Aufbauresonanz des Anhängers bei 3.5 Hz hin (siehe Abbildung 19). Bei passendem Verhältnis zur Drehzahl scheinen Ungleichmässigkeiten in Masse oder Steifigkeit des Reifens diese Resonanz anzuregen, was zur Modulation der Kontaktkraft führt. Diese Vermutungen bedürfen weiterer Untersuchungen hinsichtlich der Ursache und der Wirkung auf die Schallentstehung.

Bei der spektralen Separation der Signalkomponenten wurden die Interharmonischen aufgrund dieser Erkenntnisse berücksichtigt und deren Energieinhalt dem deterministischen Anteil zugeordnet. Weitere Analysen zum Auftreten und zur Bedeutung dieser Interharmonischen stehen aus.

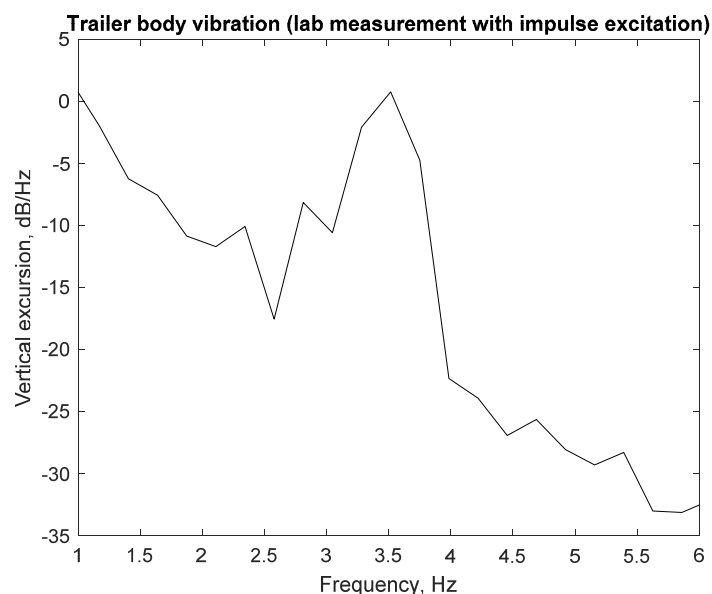


Abbildung 19: Gemessenes Frequenzspektrum der vertikalen Anhängerschwingung nach Impulsanregung mit einem Peak bei 3.5 Hz aufgrund der vermuteten Aufbauresonanz des Anhängers.

8.2.5 Messungen mit dem SRTT

Mit dem Drehzahlsensor wurden mehrere Messfahrten mit dem SRTT durchgeführt. Die drei Messabschnitte mit den gefahrenen Geschwindigkeiten sind in Tabelle 9 aufgeführt. Abbildung 20 zeigt Messresultate einer Messfahrt mit 50 km/h auf einem glatten Belag. Bei 500 Hz liegt der deterministische Anteil fast 10 dB über dem stochastischen. Diese Messung belegt, dass die Anregung durch das Reifenprofil hier den Mikrofonpegel dominiert.

Tabelle 9: Messabschnitte für die Modellentwicklung und die mit dem SRTT gefahrenen Geschwindigkeiten (Messfahrt vom 31.7.2023).

ID	Ort	Geschwindigkeiten, km/h	Länge, m	Startkoordinate
100	Circle	30, 40, 50	110	2'685'088.7, 1'256'321.5
101	Kantonsstrasse 4	50, 60, 70, 80	280	2'684'639.8, 1'258'394.4
102	Lufingen	50, 70	95	2'687'729.0, 1'260'828.7

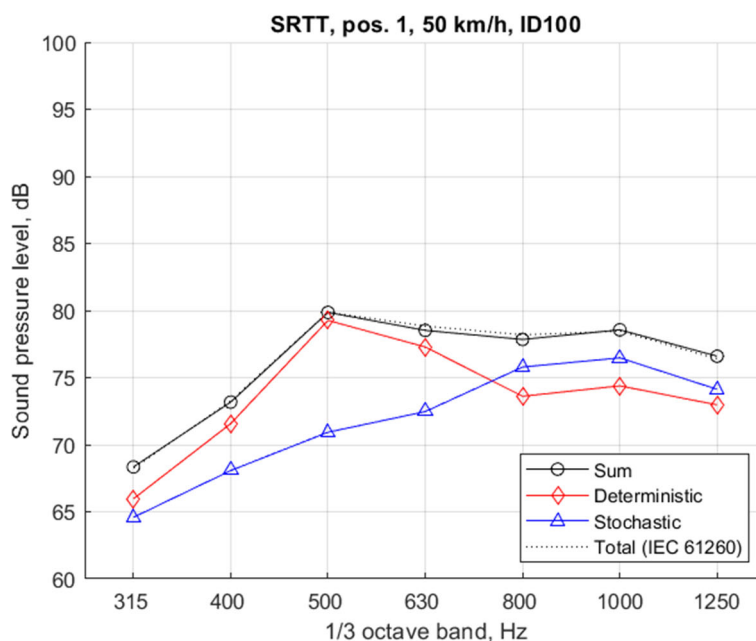


Abbildung 20: Terzbandspektrum von deterministischen und stochastischen Mikrofonsignalanteilen mit dem SRTT bei 50 km/h auf einem glatten Belag (ID101 gemäss Tabelle 9).

8.3 Reifenschwingungen während der Fahrt

8.3.1 Oberflächenschnelle mit Laser-Doppler-Vibrometer

Als erster Versuch, die Reifenschwingungen ohne Beeinflussung des Reifens während der Fahrt zu messen, wurde ein Laser-Doppler-Vibrometer (LDV) im Anhänger installiert. Das LDV vom Typ Polytec PDV-100 wurde an den Verstrebungen im Anhängerinnern befestigt und an das PAK-System angeschlossen. Es wurde be-
 zweckt, mit dem Laserstrahl eine kontinuierliche Messung der Oberflächenschnelle der Reifenlauffläche an
 einem Punkt zu erreichen. Aus Sicht des örtlich fixen Laserstrahls, ist den Reifenschwingungen die sich vor-
 beibewegende Profilgeometrie überlagert. Um diesen Störeffekt auszuschliessen, wurde der Laserstrahl auf
 eine Längsrille des Reifenprofils ausgerichtet. Mit diesem Setup wurden Testfahrten durchgeführt. Diese Mes-
 sung der Reifenvibrationen hat aufgrund der Oberflächenbeschaffenheit des Reifens innerhalb der Längsrille
 nicht funktioniert (siehe Abbildung 27). Die Reifenoberfläche weist Amplituden in derselben Grössenordnung
 auf wie die zu messenden Schwingungen.

8.3.2 Ultra-Nahfeldmessung mit Schnellesonden

Eine alternative Idee zur in-situ Messung der Reifenschwingungen ist die Verwendung von Schallschnelle-
 Sonden im Ultra-Nahfeld des Reifens. Denn nahe an der Reifenoberfläche entspricht die Schallschnelle senk-
 recht zur Reifenoberfläche der Oberflächenschnelle. Um diese Idee auf ihre Machbarkeit hin zu testen, wur-
 den mehrere Versuche mit einer Prototyp-Schallschnellesonde im Labor sowie mit dem fahrenden Anhänger
 unternommen. Diese Sonden sind primär für Laboruntersuchungen ausgelegt und bedürfen einer speziellen
 Kalibration und Frequenzganganpassungen. Um Windgeräusche zu reduzieren wurde die Sonde in einen
 Windschirm gepackt. Schliesslich konnte die Machbarkeit dieser Idee gezeigt werden, woraufhin die Empa
 drei moderne PU-Sonden vom Typ Microflown Regular Gen2 beschafft hat. Für die drei neuen Sonden wur-
 den spezielle Haltevorrichtungen konstruiert und Anpassungen an der Verkabelung gemacht, um im Anhä-
 nger das Schallfeld in Reifennähe abtasten zu können. Die Inbetriebnahme und Messungen mit diesem
 neuen vielversprechenden Setup stehen noch aus.

8.4 Geometrie des Reifens und der Kontaktzone

8.4.1 Einleitung

Die Modellentwicklung erforderte eine Reihe geometrischer Parameter des Reifens und des Reifen-Fahrbahn-Kontakts. Dazu wurden verschiedene Laboruntersuchungen am SRTT vorgenommen. Dabei wurde mit unterschiedlichen Methoden die Reifenaufstands- und die Kontaktfläche des Reifens auf glattem Boden quantifiziert, sowie das Reifenprofil des SRTT unter Last vermessen.

8.4.2 Reifenaufstands- und Kontaktfläche

Die Reifenaufstandsfläche (auch Latsch genannt) ist die Zone des Reifens, die von der äusseren Grenze des mit der Fahrbahn in Kontakt stehenden Positivprofils umsäumt wird. Für den Flächeninhalt der Reifenaufstandsfläche wird das Formelzeichen A_c verwendet. Aufgrund der Profilierung des Reifens ist nicht die gesamte Reifenoberfläche innerhalb der Reifenaufstandsfläche mit der Fahrbahn in Berührung. Die Fläche innerhalb der Reifenaufstandsfläche, die effektiv Kontakt mit einer glatten Fahrbahn hat, wird hier als Kontaktfläche bezeichnet. Die Kontaktfläche A ergibt sich durch die Reifenaufstandsfläche abzüglich der Profilrillenfläche (Negativprofil). Der Rillenflächenanteil (engl. *groove area fraction* nach [ASTM F870–23]) ist damit gegeben durch

$$\varphi = \frac{A_c - A}{A_c} \quad (22)$$

In einem ersten Versuch wurde der Anhänger mit den montierten SRTT-Messreifen auf eine glatte Betonfläche im Labor abgestellt. Um die Reifenaufstandsfläche wurde dann eine kleingliedrige Kette eng angelegt und der Anhänger auf seinen Stützen heraufgekurbelt. Nach Demontage des Rads entstand das Foto in Abbildung 21 von der am Boden liegenden Kette in Form der Reifenaufstandsfläche. Durch Auszählen der Pixel wurde mithilfe einer Referenzfläche die Grösse der Aufstandsfläche auf 270 cm² abgeschätzt. An ihrer breitesten Stelle ist sie 180 mm breit, an ihrer längsten Stelle 178 mm, am äusseren Rand (im Bild an der unteren Kante) 114 mm und am inneren Rand (obere Kante) 87 mm lang. Da die Kette eine gewisse Dicke aufweist, kann sie nicht exakt an der Aussenkontur der Aufstandsfläche anliegen. Folglich sind diese Schätzwerte zu hoch. Die nachfolgend beschriebene präzisere Messung ergab, dass die Überschätzung der Reifenaufstandsfläche rund 60% beträgt.

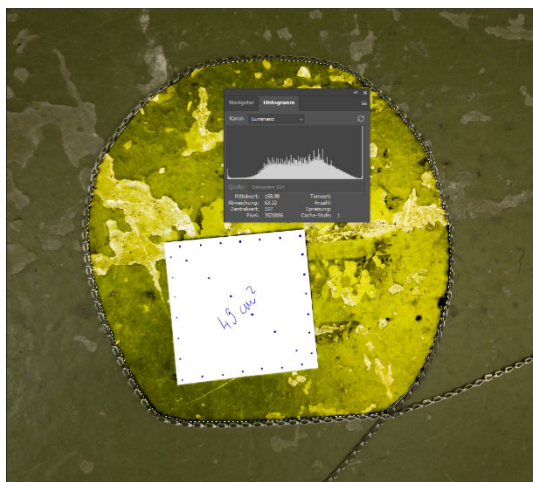


Abbildung 21: Foto der Aufstandsfläche des Reifens mit weisser Referenzfläche und Pixelzählung zur Bestimmung des Flächeninhalts.

In einem zweiten Versuch wurde eine Messung in Anlehnung an die Methode in der Norm [ASTM F870–23] durchgeführt. Um einen Abdruck des Reifenprofils zu nehmen, wurde die Lauffläche des rechten SRTT (WLA3TY) mit Kreide besprüht und durch senkrechtes Absetzen des Anhängers auf der in Abbildung 22 gezeigten glatten Betonfläche ein Stempelabdruck des Positivprofils auf klebendem Papier erzeugt.



Abbildung 22: Abdrucknahme des SRTT-Profiles unter Anhängerlast auf glattem Untergrund. Die klebende Seite des weissen Papierstreifens lässt die dunkle Kreide anhaften. Der 4 m lange Streifen wurde mit Klebeband auf dem glatten Betonboden fixiert.

Diese Methode bildet unmittelbar die echte Kontaktfläche des Reifens ab. Der Abdruck wurde dann gemeinsam mit einem Lineal als Massstab fotografiert. Zur Minimierung optischer Verzerrungseffekte wurde dafür ein Teleobjektiv in ca. 1.5 m Abstand vom Abdruck verwendet. Abbildung 23 zeigt den gewonnenen Stempelabdruck und das nachbearbeitete Bild für die Flächenanalyse. Wiederum durch Pixelzählen und Skalieren mit der Referenz des Massstabs konnte die Aufstands- und Kontaktfläche quantifiziert werden. Auf eine Digitalisierung per Scanner wurde bislang aus praktischen Gründen verzichtet.

Der SRTT mit einem normgerechten Fülldruck von 2.0 bar und einer Härte von 65 ShoreA zum Zeitpunkt der Messung wurde bei einer Umgebungstemperatur von 19 °C gemessen. Die Aufstandsfläche kann, deutlich genauer als mit der Kette, mit der grünen Kontur in Abbildung 23 abgegrenzt werden. Die Kontaktfläche ist der schwarze Bereich innerhalb der grünen Kontur. Aus diesem Bild wurde die Länge der Aufstandsfläche (Kontaktlänge) am mittleren Profilstreifen von 13 cm und die Breite von 16 cm bestimmt. Die Aufstandsfläche beträgt 167 cm². Die Kontaktfläche beträgt 84 cm², also etwa die Hälfte der Aufstandsfläche.

Tabelle 10 fasst weitere für die Modellierung wichtige, gemessene Parameter der Messreifen zusammen. Die Laufflächenbreiten und Höhen der Seitenwände (L_y) entsprechen den jeweiligen Strecken entlang der Reifenoberfläche zwischen den Ansätzen der Seitenwände an den Felgenhörnern innen und aussen. Die Höhen der Seitenwände entsprechen den Strecken vom Ansatz am Felgenhorn bis zur vom Abrollen angerauten Lauffläche.

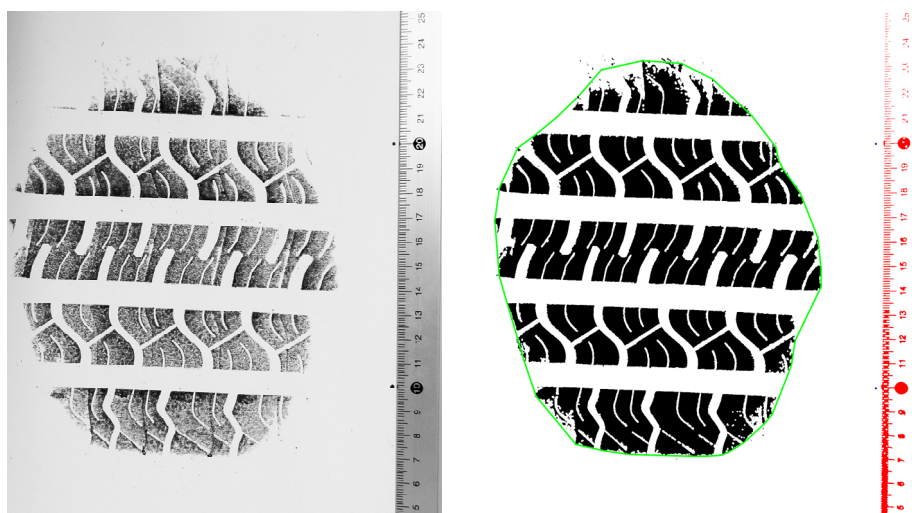


Abbildung 23: Foto vom Stempelabdruck des SRTT (links) und nachbearbeitetes Bild für die Flächenanalyse (rechts).

Tabelle 10: Gemessene Parameter der Messreifen.

Parameter	SRTT	H1
Laufflächenumfang (L_x), m	2.07	2.03
Laufflächenbreite + Seitenwände (L_y), m	0.429	0.424
Höhe der Seitenwände, m	0.128	0.146
Masse, kg	10*	
Mittlere Flächenmasse (m''), kg/m ²	11.3	
Kontaktbreite (l_y), m	0.16	
Rillenflächenanteil (φ)	0.5	

* Angabe M+P

Die gemessenen Werte unterscheiden sich deutlich von den Angaben in der Norm [ASTM F2493-20], die den SRTT für Reifenhersteller spezifiziert. Für die Reifenaufstandsfläche (engl. *footprint size*) werden in der Norm 360 cm² angegeben und für Rillenflächenanteil 37%. Der Grund für die Unterschiede zwischen den Angaben für die Reifenhersteller und den Messungen am Reifen unter CPX-Bedingungen ist unklar. Die Unterschiede könnten an unterschiedlichen Messmethoden und Messbedingungen wie Reifendruck oder -aufstandslast liegen.

8.4.3 Reifenprofil des SRTT

Der Versuch, die Geometrie des Reifenprofil des SRTT direkt vom Reifenhersteller zu erhalten, scheiterten. Eine erste eigene Messung der Geometrie des Reifenprofils erfolgte manuell mit einer Schieblehre entlang eines äusseren Profilblockstreifens an den N-förmigen Rillen und den angrenzenden Blöcken. Die Auswertung in Abbildung 24 zeigt, dass die randomisierten Blocklängen weder gleich- noch Gauss-verteilt sind. Vorgängig in der Modellentwicklung getroffene Annahmen zur Blockrandomisierung wurden entsprechend verworfen und stattdessen das gemessene 2D-Profil für die Simulation verwendet.

Weiter wurde versucht, die 3D-Geometrie des Reifens mittels Photogrammetrie und einer Vielzahl hochauflösender Fotos zu erfassen. Dies gelang nicht zuverlässig. Schliesslich erwies sich eine klassische Abdruckmessung analog zur obigen Stempelmethode als praktikabel. Die Auswertungen dieser Abdrücke stehen noch aus.

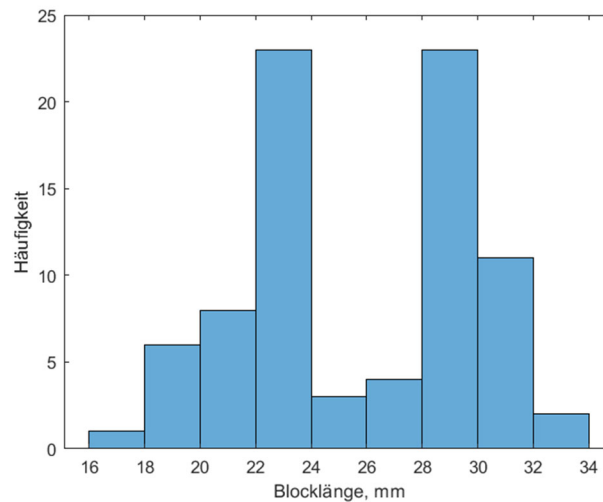


Abbildung 24: Erhobene Häufigkeitsverteilung der Blocklängen im Reifenprofil des SRTT.

8.5 Kompression der Reifenprofilrillen

8.5.1 Versuchsaufbau

Aufgrund der auf das Reifenprofil innerhalb der Aufstandsfläche wirkenden Gewichtskraft verformen sich die Profilblöcke. Beim Abrollen wird dabei die Luft in den Profilrillen zyklisch komprimiert und dekomprimiert, und entsprechend verdrängt oder angesaugt. Mit Hilfe eines Versuchsaufbaus im Labor wurde mit einfachen Methoden der Photogrammetrie versucht abzuschätzen, um welchen Betrag sich die Profilrillen des Reifens innerhalb der Kontaktzone verkleinern. Dabei wurde der mit frisch eingefahrenen SRTT-Reifen ausgestattete CPX-Anhänger mit einem Kran auf durchsichtige Platten aus Acrylglas abgestellt. Um durch die Platten hindurch das Reifenprofil optisch vermessen zu können, waren diese auf massiven Tischen fixiert (siehe Abbildung 25).



Abbildung 25: Versuchsaufbau zur statischen Kompression der Profilrillen.

8.5.2 Arten von Profilrillen des SRTT

Der SRTT hat unterschiedliche Arten von Profilrillen. Die in Abbildung 26 grün eingefärbten, breiten Profilrillen haben mit über 95% den grössten Anteil am Volumen des Negativprofils. Die Tiefe dieser Rillen entspricht der Profiltiefe, die im Neuzustand des SRTT 8 mm beträgt. Die schmalen Rillen (Lamellen), in Abbildung 26 in blau und rot eingefärbt, haben mit 3.0 mm und 1.2 mm eine geringere Tiefe und machen den verbleibenden, geringen Anteil des Negativprofils aus.

Die breiten Rillen werden wie folgt unterschieden: Es gibt vier grosse, tangential verlaufende Längsrillen, die die fünf Blockstreifen voneinander trennen. Diese vier Längsrillen haben, gemessen an der Lauffläche, unterschiedliche Breiten von 10.9 mm aussen und 11.5 mm innen. Der Querschnitt der Längsrillen ist trapezförmig. Gemessen am Ansatz des Positivprofils sind sie 7 mm breit. Die etwas schmalere Axialrillen verlaufen in axialer Richtung und werden in drei Arten unterschiedlicher Form unterteilt: die I-Form (innere Blockstreifen), S-Form (halb-äussere Blockstreifen) und N-Form (äussere Blockstreifen, in Abbildung 26 oben und unten). Die Breiten aller drei Axialrillen variieren im Reifenumfang. Tabelle 11 enthält die Anzahl und Grössenangaben dieser vier Rillenarten.

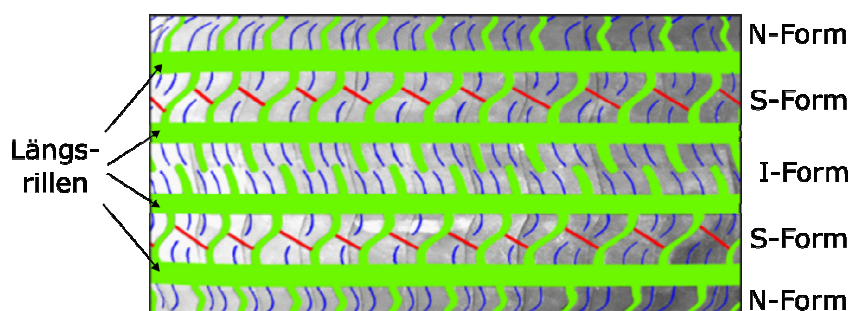


Abbildung 26: Verschiedene Arten von Rillen im Reifenprofil des SRTT farblich codiert, mit den Rillen mit Volumenanteil >95% in grün, und schmalere Rillen in rot und blau (Lamellen).

Tabelle 11: Anzahl und Grössenangaben der vier breiten Rillenarten des SRTT. Die mittleren Volumina der Rillen, gerundet auf 100 mm^3 , sind die Produkte der Profiltiefe, der mittleren Rillenlängen und der mittleren Rillenbreiten.

Parameter		Werte		
Rillentyp		Axialrillen		Längsrillen
Form	I	S	N	
Anzahl Rillen auf dem gesamten Umfang	162	162	162	4
ungefähre Anzahl Rillen in Aufstandsfläche	10	8	5	4
Rillenlänge innerhalb Aufstandsfläche, mm	14.8	28	29	135 (innen) 110 (ausser)
Bereich der Rillenbreiten, mm	3.3 – 5.4	3.1 – 5.1	2.9 – 4.2	8.2 – 11.1
mittleres Volumen pro Rille, mm^3	500	900	800	8900

8.5.3 Grössenänderung bei statischer Kompression

Zum Zeitpunkt der Messung hatte der SRTT (rechts, WLA3TY) eine Härte von 64 ShoreA und wurde bei einer Umgebungstemperatur von 19°C gemessen. Abbildung 27 zeigt die durch die Glasplatten hindurch aufgenommenen Fotos vom unbelasteten und vom belasteten SRTT. Die gestrichelt umrandeten Zonen markieren den Schattenwurf dreier Axialrillen der I-Form. Deren Breiten betragen 4.89, 3.86 und 3.65 mm gemessen an der jeweiligen Öffnung zur Längsrille. Die Kompression der Profiltrillenflächen wurde aus der Differenz der Pixelanzahlen dieser Zonen zwischen dem unbelasteten und dem belasteten Reifen bestimmt. Die Auswertung ergab eine mittlere Reduktion der Rillenfläche von 5.2%. Unter Vernachlässigung der Rillenlängenänderung ergibt sich daraus für diese Axialrillen eine mittlere Breitenänderung von $215 \mu\text{m}$. Analog lassen sich die Wandauslenkungen für die axialen S- und N-Rillen bestimmen. Die erhaltenen Werte sind in Tabelle 12 zusammengestellt.

Bei streifender Perspektive auf die Glasplatte lassen sich die Höhen- und Breitenänderungen der Längsrillen beobachten, da diese gerade entlang des Reifenumfangs verlaufen und freie Sicht durch das Negativprofil bieten. Abbildung 28 zeigt die Aufnahmen der zweiten Längsrille von innen (in Abbildung 26 die zweite Längsrille von unten) bei unbelastetem und belastetem Reifen. Die gemessenen Reduktionen der Profiltiefe und Rillenbreite betragen 6.7% und 8.6%. Mit der Profiltiefe von 8 mm und der mittleren Rillenbreite von 11.2 mm, gemessen an der Lauffläche, ergeben sich daraus eine Profiltiefenreduktion um $453 \mu\text{m}$ und eine Breitenänderung von $958 \mu\text{m}$.

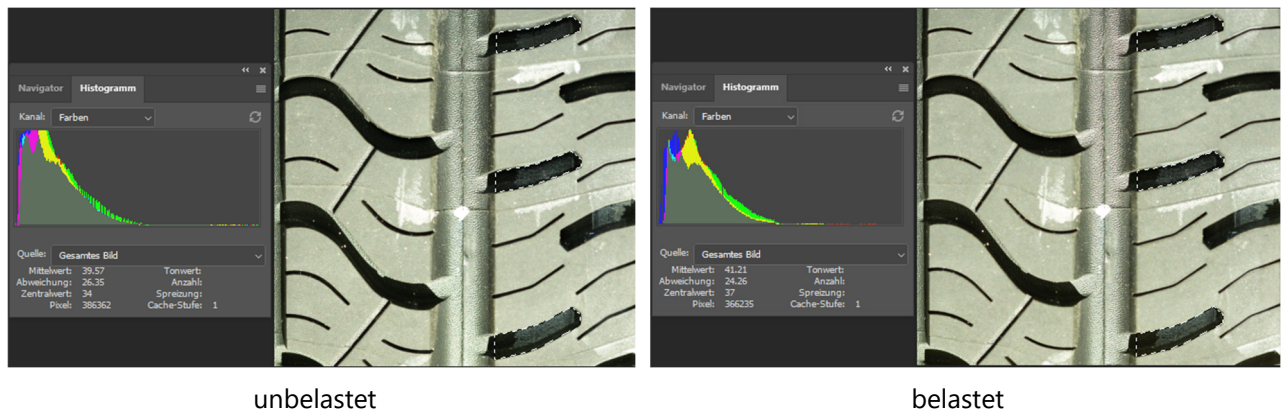


Abbildung 27: Unbelastete (links) und belastete (rechts) Kontaktfläche des SRTT mit drei markierten Axialrillen der I-Form. Die laterale Kompression durch die Belastung ist bei den dünnen Lamellen zwischen den Axialrillen von Auge zu erkennen.

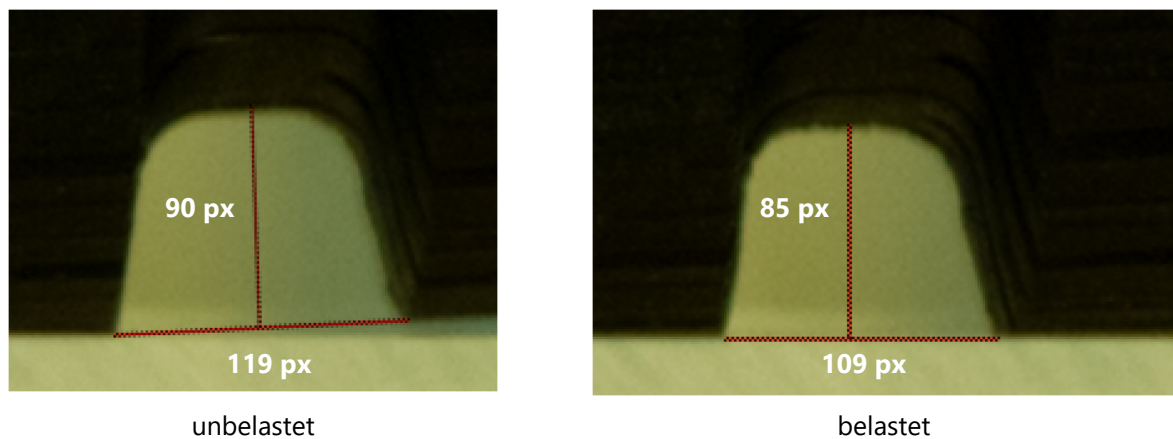


Abbildung 28: Frontale Ansicht einer Längsrille des unbelasteten (links) und des belasteten (rechts) SRTT-Reifenprofils mit Anzahl Pixel (px) zur Quantifizierung der Grössenänderung von Profiltiefe und -breite.

Tabelle 12: Gemessene relative und absolute Grössenänderungen, gerundet auf 50 μm , in Profiltiefe h und -breite b der Profilrillenarten des SRTT als Folge statischer Kompression.

Rillentyp	$\Delta h/h$ (%)	Δh (μm)	$\Delta b/b$ (%)	Δb (μm)
Axial I-Form			-5.2	200
Axial S-Form			-13.1	600
Axial N-Form				
Längsrillen	-6.7	450	-8.6	950

8.6 Vibrationsmobilitäten des SRTT Reifens

8.6.1 Einleitung

Die Anwendung des "Orthotropic plate model" (OPM, Kapitel 5.3.1) erfordert eine experimentelle Bestimmung der Reifenmobilitäten, um die Parameter für dieses Modell zu schätzen. Die mechanische Mobilität Y wird definiert als das Verhältnis der Geschwindigkeitsantwort v eines Systems zu der angewendeten Kraft F :

$$Y(\omega) = \frac{v(\omega)}{F(\omega)} \quad (23)$$

Dabei wird unterschieden zwischen Eingangsmobilität und Transfermobilität. Erstere bezieht sich auf die Geschwindigkeitsantwort des Systems am Anregungspunkt, letztere bezieht sich auf die Geschwindigkeitsantwort an einem vom Anregungspunkt entfernten Ort im System.

Die Mobilitäten eines Reifens werden experimentell durch eine Modalanalyse bestimmt. Der freihängende Reifen wird am Profil mit einem Vibrationserreger (im Englischen "Shaker") angeregt und die resultierende Krafteinwirkung des Vibrationserreger, sowie die Beschleunigungen des Reifenprofils an verschiedenen Positionen werden aufgezeichnet. Durch Integration der gemessenen Beschleunigungen im Frequenzbereich können die Mobilitäten berechnet werden. Diese Resultate werden in einem Fitting-Prozess genutzt, um die Parameter für das OPM zu bestimmen.

8.6.2 Messtechnik für die Mobilitäten

Für die experimentelle Bestimmung der Mobilitäten für den SRTT Reifen wurde das in Tabelle 13 aufgeführte Equipment der Empa eingesetzt. Die Messungen wurden am SRTT Reifen mit Seriennummer WLA3U6 (Tabelle 15 im Anhang) durchgeführt. Die Messungen fanden im semi-anechoischen Raum der Empa statt. Die erhobenen Daten wurden mit Empa-internen Analysetools in Matlab ausgewertet. Die Beschleunigungssensoren wurden mit einem Schwingungskalibrator kalibriert. Die Kalibration des Kraftsensors erfolgte mithilfe eines bekannten Gewichts, dem Vibrationsanreger und einem kalibrierten Beschleunigungssensor.

Tabelle 13: *Equipment für die Mobilitätsmessungen.*

Gerät	Typ	Anzahl	Seriennummer
Vibrationserreger	Brüel & Kjaer LDS V201	1	12 ABT 28456
Schwingungskalibrator	Norsonic MMF Typ VC 10	1	090924
ICP Kraftsensor	PCB 208C04	1	LW 44982
Signalaufbereiter	PCB 441A42	1	65SHAAG
ICP Beschleunigungssensor	PCB M352C18	4	84200, 82461, 82453, 82455
ICP Beschleunigungssensor	PCB M352C68	2	26427, 26580
Audioverstärker	NAD C350 Stereo integrated Amplifier	1	H21C35018949
Audio-Interface	MOTU 896 mk3	1	Empa #3

8.6.3 Mobilitätsmessungen am SRTT Reifen

Die verwendete Methodik orientiert sich am Messaufbau zur Mobilitätsmessung eines Reifens aus der Dissertation von Carsten Hoever [Hoever 2012]. Der SRTT Reifen mit 2.1 bar Innendruck wurde im Labor an der Felge mit Federn horizontal aufgehängt. Die geschätzte Raum- und Reifentemperatur während den Messungen betrug 21°C. Eine 16 mm × 16 mm Aluminiumplatte wurde mit Siegelack mit dem Aussenprofil des Reifens verbunden. Der Kraftsensor ist auf der einen Seite über ein Schraubgewinde an der Aluminiumplatte befestigt und an der anderen Seite über einen Stinger mit dem Shaker verbunden (Abbildung 29).



Abbildung 29: Verbindung zwischen Shaker, Kraftsensor und Reifen.

Sechs Beschleunigungssensoren wurden über den Querschnitt des Reifens verteilt und mit Bienenwachs an den Messpositionen A-F am Reifen befestigt (Abbildung 30 und Abbildung 31). Diese Messanordnung wurde wiederholt für fünf Umfangswinkel-Stellungen (0°, 45°, 90°, 135° und 180°). Der Anregepunkt sowie die Position des Kraftsensors waren dabei immer an der 0° Stellung, an der Position C. Als Anregesignal für den Shaker wurden für jede Messanordnung jeweils einmal ein Gleitsinus von 50 Hz – 2000 Hz und einmal ein Gleitsinus von 50 Hz – 5000 Hz verwendet.

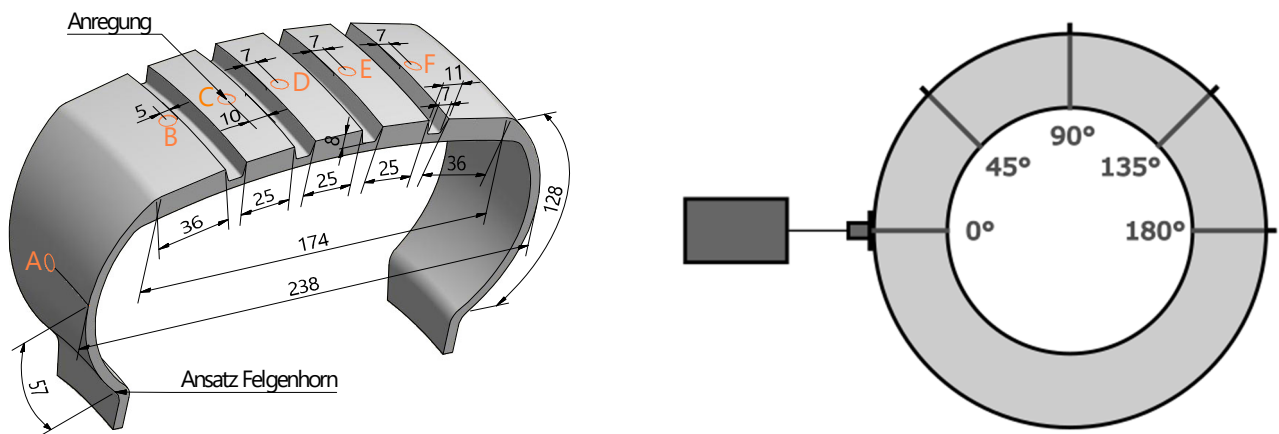


Abbildung 30: Messpositionen für die mechanischen Transfermobilitäten am Reifenquerschnitt (links) und Umfangswinkel (rechts).

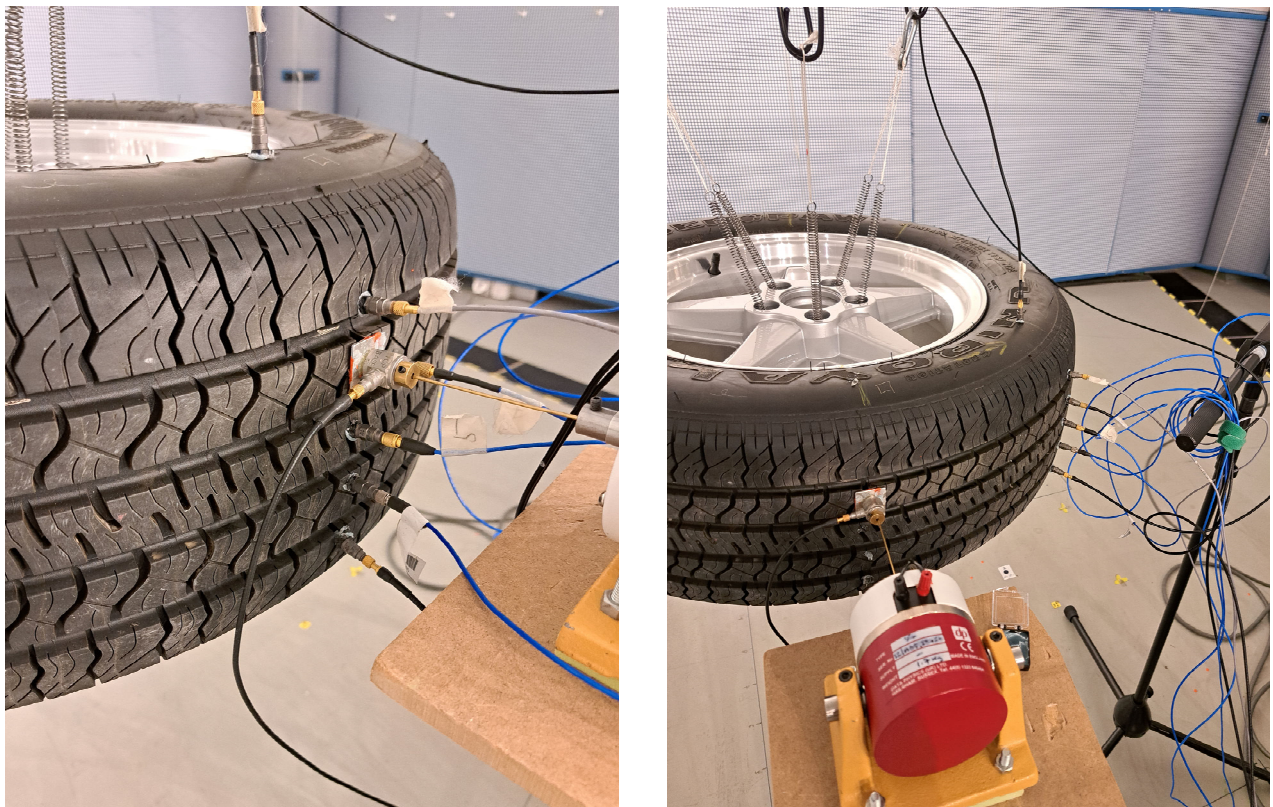


Abbildung 31: Messung der Transfermobilitäten an der 0° Stellung (links) und 45° Stellung (rechts).

Für die Messung der Eingangsmobilität (Mobilität am Anregungspunkt der Krafteinwirkung, Position C) wurden drei Beschleunigungssensoren in 120° Winkelschritten zueinander um den Krafteinwirkungspunkt herum mit Bienenwachs an der Aluminiumplatte befestigt, die drei gemessenen Signale wurden gemittelt (Abbildung 32). Diese Messung dient zur Untersuchung und Kompensation der möglichen Kippbewegungen der Aluminiumplatte.



Abbildung 32: Messung der Eingangsmobilität.

8.6.4 Resultate der Mobilitätsmessungen

Die aufgezeichneten Signale des Kraft- und der Beschleunigungssensoren wurden mit den Kalibrierfaktoren auf die Einheiten N und m/s^2 respektive umgerechnet. Per FFT (fast-fourier-transform) wurden alle Signale in den Frequenzbereich transformiert und die Beschleunigungssignale wurden integriert (resultierende Einheit: m/s). Die Mobilität Y hat die Einheit m/sN und der Mobilitätspegel L_Y in dB ist bezogen auf 1 m/Ns .

Eingangsmobilität

Die Messung der Eingangsmobilität weist nur sehr geringe Unterschiede zwischen den drei vermessenen Positionen auf (Abbildung 33), somit bietet diese Messmethode mit Mittelung der drei Signale eine repräsentative Grösse für die Eingangsmobilität. Ausserdem weist die Messung eine sehr gute Kohärenz zwischen Kraftanregung und Geschwindigkeitsantwort auf, sowie ein hervorragendes SNR (signal to noise ratio).

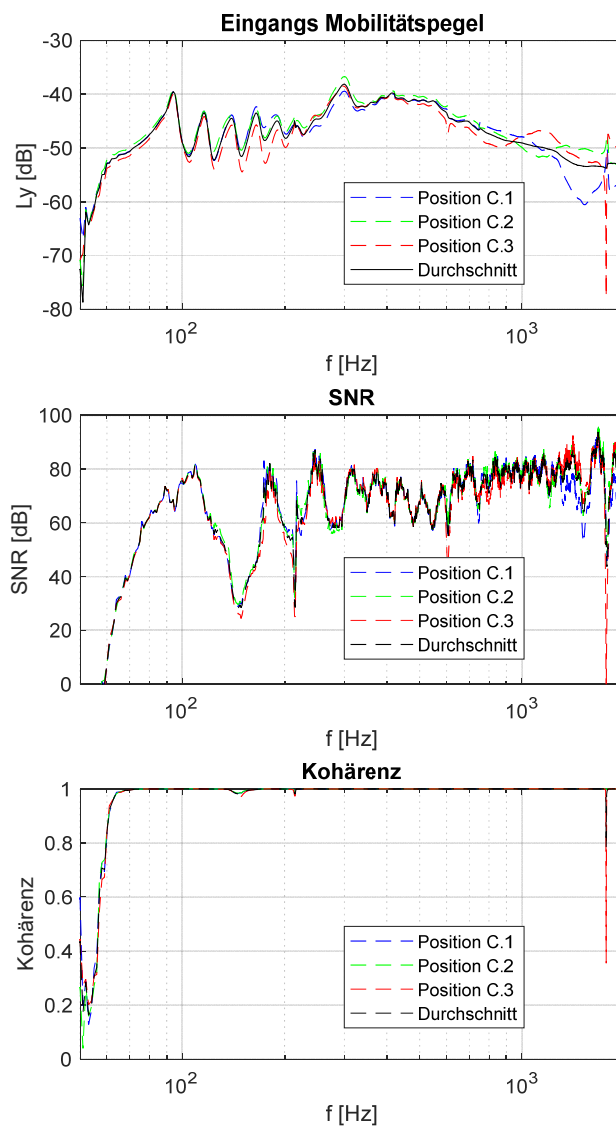


Abbildung 33: Gemessene Eingangsmobilität des SRTT.

Transfermobilität an 0° Stellung

Die gemessenen Transfermobilitäten für die 0° Stellung sind als Pegel in Abbildung 34 und Abbildung 35 dargestellt. Die Phase der Transfermobilitäten ist jeweils grösser, je weiter der Messpunkt vom Anregungspunkt entfernt ist.

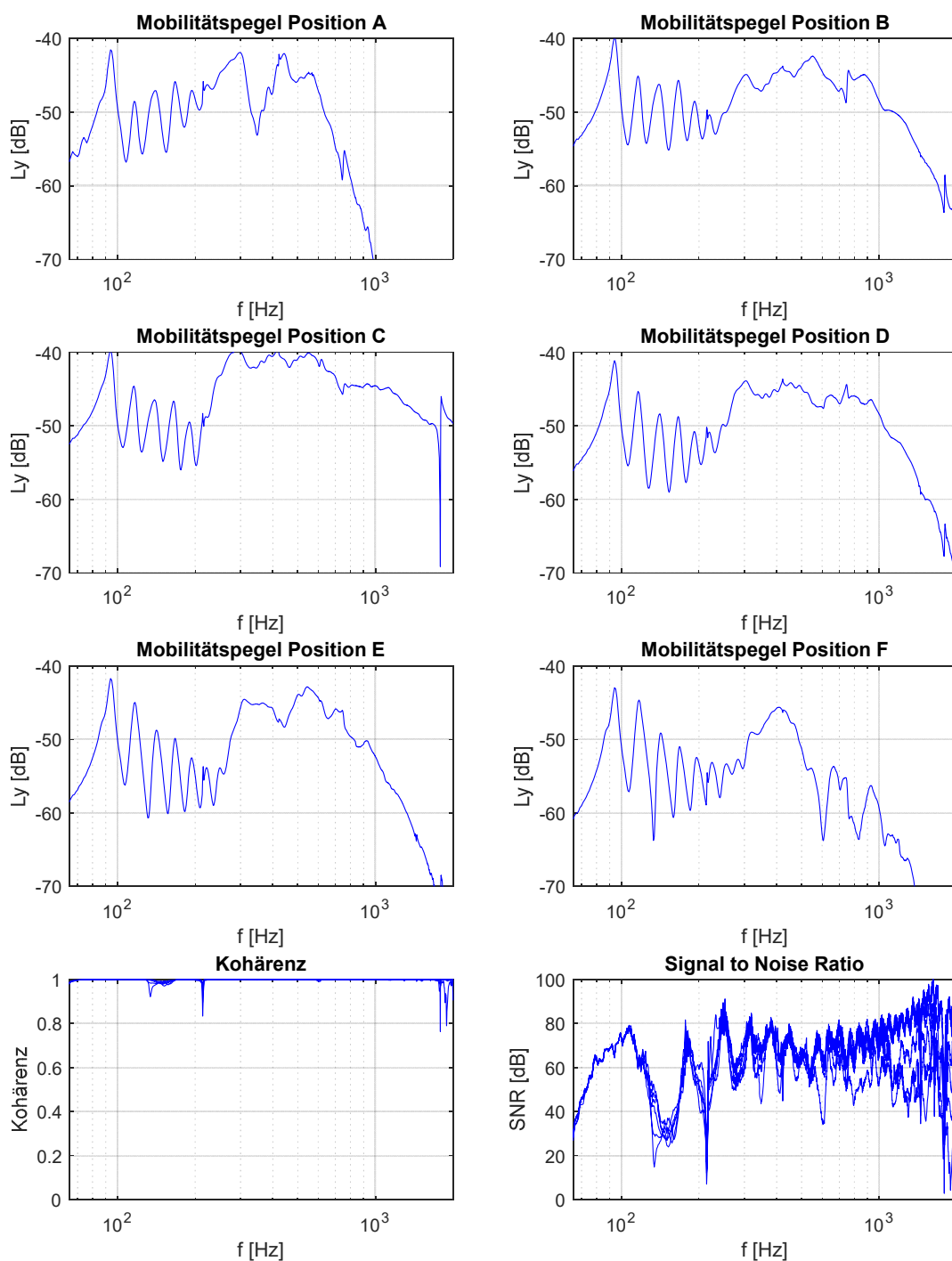


Abbildung 34: Gemessene Transfermobilitätspegel des SRTT an 0° Stellung.

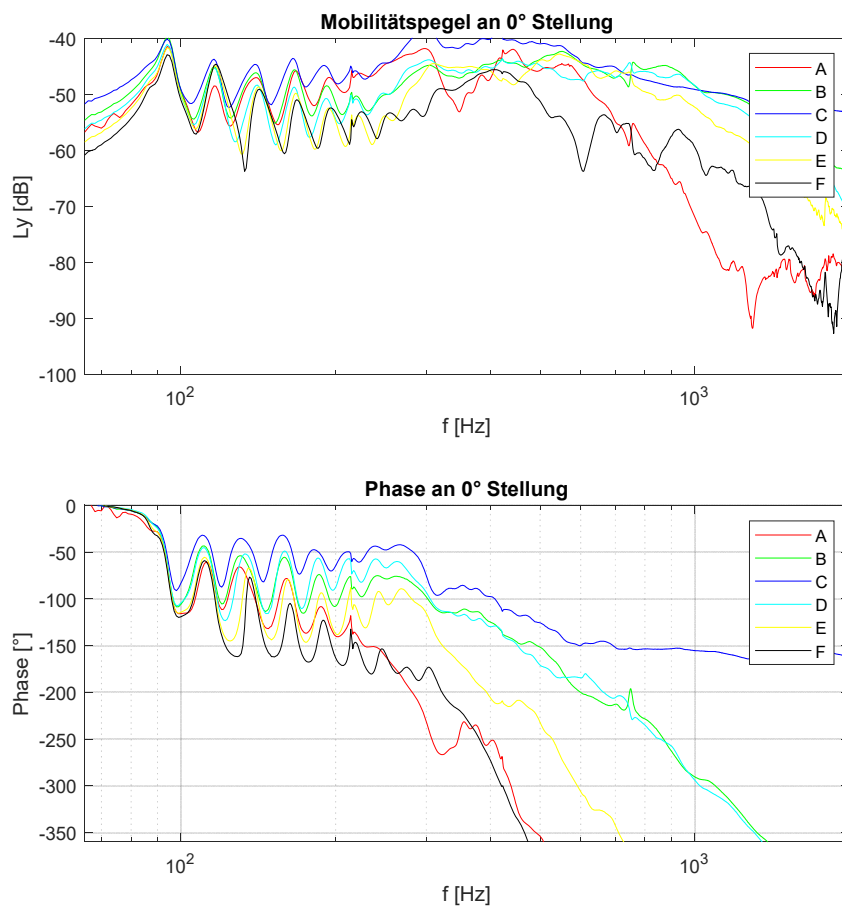


Abbildung 35: Transfermobilitätspegel und Phase des SRTT für 0° Stellung.

Transfermobilität an 180° Stellung

Die gemessenen Transfermobilitäten für die 180° Stellung sind als Pegel in Abbildung 36 und Abbildung 37 dargestellt. Die Phasen der Transfermobilitäten für diese Stellung sind, wie erwartet, um ein Vielfaches grösser als für die 0° Stellung.

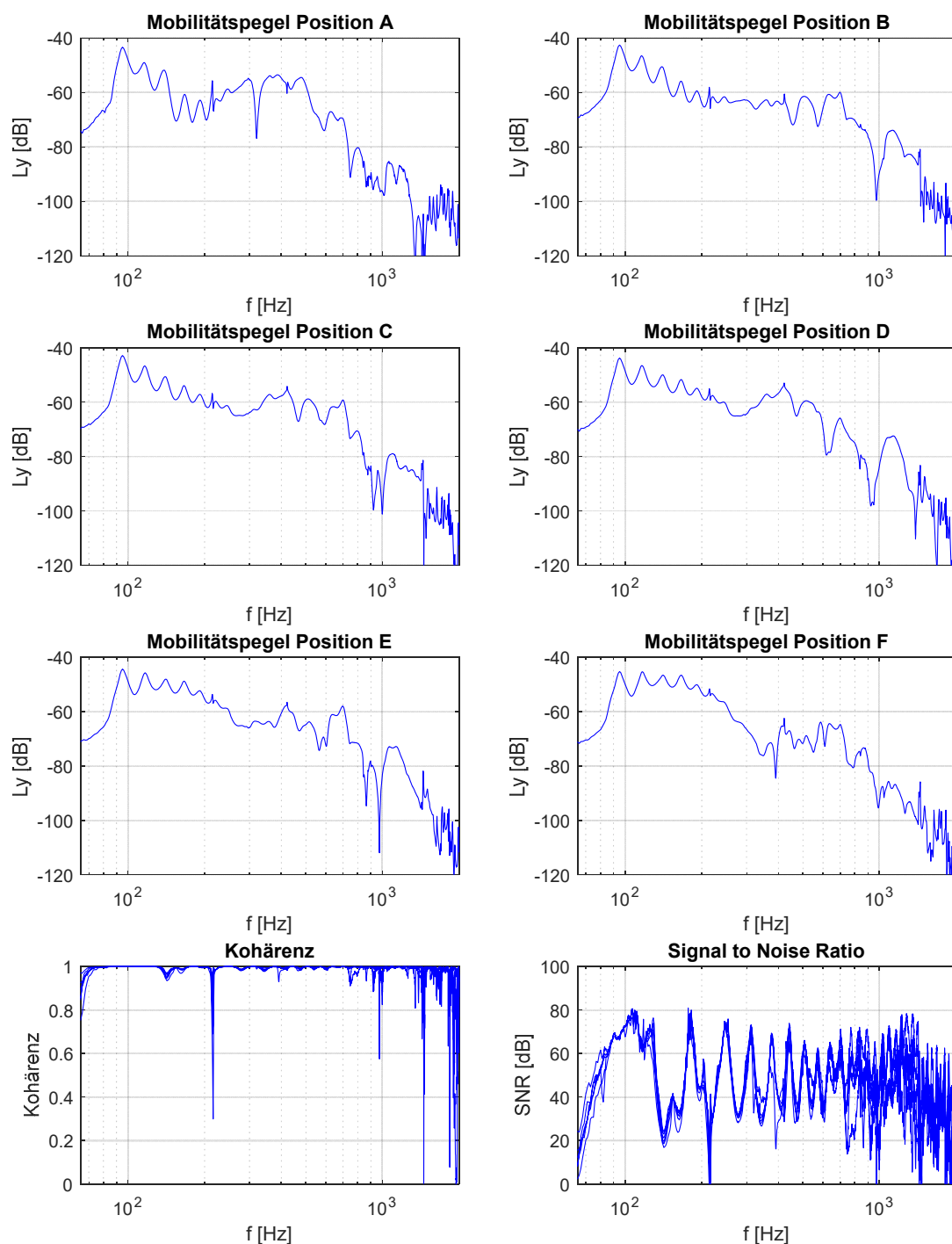


Abbildung 36: Transfermobilitätspegel des SRTT für 180° Stellung.

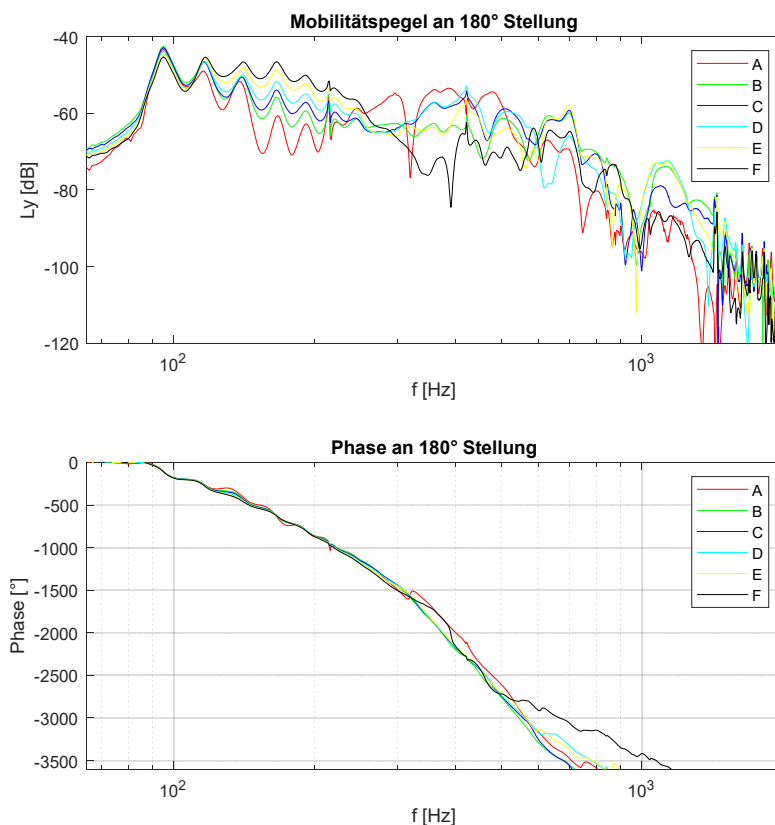


Abbildung 37: Transfermobilitätspegel und Phase des SRTT für 180° Stellung.

8.7 Anhängerkorrektur

8.7.1 Schallabsorption der Innenauskleidung

Die Innenwände des Anhängers sind mit einem porösen Material ausgekleidet. Dieses soll Reflexionen am Gehäuse reduzieren und beeinflusst somit die Anhängerkorrektur (siehe Kapitel 4.3). Der Hersteller M+P hat im Anhänger der Empa einen 51 mm dicken Schaumstoff eingesetzt. Das verwendete Produkt Tecnocell von Merford hat gemäss Datenblatt einen bewerteten Absorptionsgrad α_w von 0.7 und eine Dichte von 25 kg/m^3 . Materialproben dieser Innenauskleidung mit 100 und 29 mm Durchmesser wurden im Impedanzrohr der Empa nach ISO 10534-2 vermessen. Die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 38 gezeigt. Der maximale normale Absorptionsgrad liegt bei rund 1 kHz. Unterhalb von 1 kHz hin nimmt die Schallabsorption, wie für einen porösen Absorber erwartet, kontinuierlich ab.

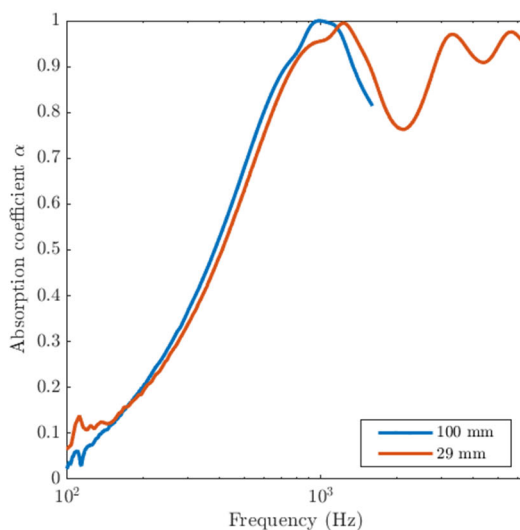


Abbildung 38: Gemessener normaler Schallabsorptionsgrad α_0 der Innenauskleidung des Anhängers (Mittelwerte aus je drei Materialproben mit Durchmessern 100 mm und 29 mm).

8.7.2 Einflüsse auf die Gehäusekorrektur

Zur Messung der Gehäusekorrektur wurde gemäss den Spezifikationen in der CPX-Norm eine Ersatzschallquelle in Reifenform gebaut. Mit dieser Ersatzschallquelle und einem speziell gefertigten Mikrofonhalterahmen wurden Messungen am Empa-Anhänger durchgeführt (siehe Abbildung 39). Es wurde der Einfluss der Spalthöhe zwischen Anhänger und Boden untersucht, sowie die Reflexionsbeiträge der Träger innerhalb des Anhängers, welche dafür temporär mit schallabsorbierendem Material eingekleidet wurden. Die Analysen der Messungen stehen noch aus.

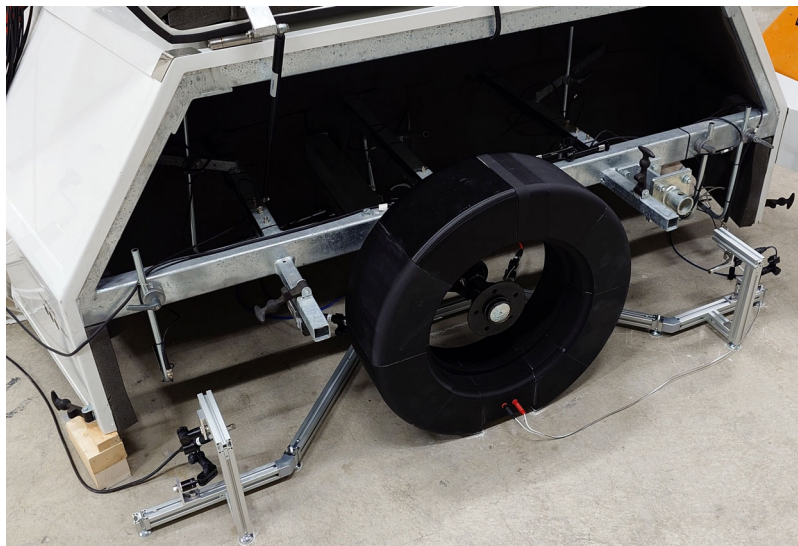


Abbildung 39: Messung der Anhängerkorrektur mit der Ersatzschallquelle und dem Mikrofonhalterahmen.

8.8 Messfahrten mit weiteren Reifen

Um die Schallentstehungsprozesse zu untersuchen und die Eigenschaften der Messreifen einordnen zu können, wurden weitere Reifensätze verwendet, die nicht der CPX-Norm entsprechen. Diese Reifen wurden so

ausgewählt, dass sie möglichst vergleichbare Dimensionen wie der SRTT haben. Mit diesen zusätzlichen Reifen wurden gezielte Messfahrten mit dem CPX-Anhänger durchgeführt. Die zusätzlichen Reifentypen sind in Tabelle 14 aufgeführt.

Um die Bedeutung des Reifenprofils untersuchen zu können, wurden profillose Reifen (Slicks) der Marke Yokohama beschafft und der Messanhänger per Sondergenehmigung für Messfahrten zugelassen. Diese Reifen sind eigentlich für Motorsportfahrzeuge ausgelegt und unterscheiden sich deshalb von den SRTT, welche einem durchschnittlichen PW-Reifen entsprechen, u.a. durch höhere Steifigkeit der Karkasse und eine 40% geringere Höhe der Seitenwand (vgl. Werte in Tabelle 10 und Tabelle 14). Weiter wurde ein Paar kommerzieller PW-Reifen in denselben Dimensionen wie der SRTT beschafft. Der aus der Reifenliste des BFE² ausgewählte Falken Ziex ZE310 hat den derzeit tiefsten Wert des EU-Reifenlabes von 67 dB unter allen gelisteten Reifen in diesen Dimensionen, was ihn als besonders lärmarmen Reifen ausweist.

Tabelle 14: Zusätzlich verwendete Reifen ausserhalb der CPX-Norm.

interne Kennzeichnung	SL	LN
Bezeichnung	Yokohama A005 N2221	Falken Ziex ZE310
Code	230/650 R18	225/60 R16
Durchmesser (unkomprimiert), mm	649	678
Laufflächenumfang (L_x), m	2.04	2.13
Laufflächenbreite + Seitenwände (L_y), m	0.367	0.424
Höhe der Seitenwände, m	0.079	0.127
max. Reifenbreite an den Seitenwänden, mm	249	236
Breite der aktiven Lauffläche (2.0 bar), mm	210	171
Felge (Empa-Anhänger)	9.0x18 ET30	7.0x16 ET33

² www.bfe.admin.ch/bfe/de/home/effizienz/mobilitaet/reifen/reifenliste.html

9 Aufbau eines neuen Rechenmodells

9.1 Ziel und Vorgehen

Ziel des Projektes ist die Herstellung eines digitalen Zwillings des CPX-Messanhängers. Dieser zu entwickelnde *CPX-Simulator* besteht aus einem Rechenmodell zur Prognose der beim CPX-Verfahren gemessenen Mikrofonpegel. Das Rechenmodell soll gezielte Untersuchungen zur Beantwortung offener Fragen rund um CPX-Messungen erlauben, wie z. B. in Kapitel 3 angesprochen, sowie die Auslotung der Methodengrenzen ermöglichen. Abbildung 40 zeigt konzeptionell den funktionalen Aufbau des CPX-Simulators.

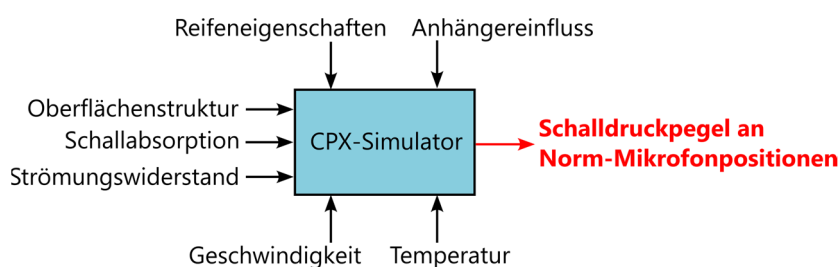


Abbildung 40: Konzept des funktionalen Aufbaus des CPX-Simulators.

Die Basis zur Entwicklung bildet die Auslegeordnung zur rechnerischen Modellierung des Reifen-Fahrbahngeräuschs in Kapitel 5, das die unterschiedlichen Schallentstehungsmechanismen, die Schallabstrahlung und die Schallausbreitung thematisiert. Für die Modellentwicklung sollen theoretische Überlegungen und Experimente Hand in Hand gehen, sodass funktionale Zusammenhänge durch experimentelle Untersuchungen an Teilsystemen (z.B. dem Reifenprofil) interagierend überprüft und gefunden werden. Zu diesem Zweck wurden unterschiedliche, umfangreiche Messungen durchgeführt, um daraus wichtige Erkenntnisse für die Modellentwicklung, aber auch gewisse Modellparameter gewinnen zu können. Diese Messungen sind in Kapitel 8 beschrieben.

9.2 Modelltyp

Das neue Rechenmodell ist ein hybrides Rechenmodell. Die Auslegeordnung zur rechnerischen Modellierung von Reifen-Fahrbahngeräuschen in Kapitel 5 hat ergeben, dass eine rein physikbasierte numerische Simulation aktuell noch ausser Reichweite und darum die Entwicklung eines hybriden Modells am vielversprechendsten ist. In einem hybriden Modell werden physikalisch genügend gut beschreibbare Aspekte oder Phänomene physiknah modelliert, wohingegen im Detail noch nicht ausreichend verstandene Aspekte empirisch, d.h. basierend auf Messungen, beschrieben werden.

9.3 Bedeutung mehrerer Schallentstehungsmechanismen

Das Modell muss in der Lage sein, unterschiedliche Schallentstehungsmechanismen so abzubilden, dass der Mikrofonpegel ausreichend gut prognostiziert werden kann. Welche der in Kapitel 5 genannten Mechanismen für eine Prognose einer CPX-Messung auf dem Schweizer Strassennetz relevant sind, ist nicht a priori klar.

Gemäss Literatur dominiert bei Frequenzen unterhalb von 1 kHz tendenziell Vibrationsschall und bei hohen Frequenzen Air pumping. Dementsprechend müssen beide Mechanismen im Modell repräsentiert werden.

Diese beiden Schallentstehungsmechanismen hängen in unterschiedlicher Weise vom Belag ab. Entsprechend lässt sich vermuten, dass CPX-Spektren bei gleicher Geschwindigkeit je nach Belag eine unterschiedliche Form haben. Diese Annahme wird durch die Daten der KB-CPX-Schnittstelle von sonROAD18 gestützt.

Um diesen Aspekt und somit die Bedeutung unterschiedlicher Schallentstehungsmechanismen detaillierter zu untersuchen, wurden empirische Daten herangezogen. Dafür wurden archivierte CPX-Messungen aus der Datensammlung für Strassenlärm ODeSSA³ statistisch analysiert. Die Korrelationskoeffizienten der Terzbandpegel von rund 80'000 CPX-Spektren des SRTT gemessen bei 50 km/h auf unterschiedlichen Belägen sind in Abbildung 41 gezeigt. Ein tiefer Korrelationskoeffizient zwischen zwei Terzbändern (z.B. 500 Hz und 1 kHz) bedeutet, dass es keinen linearen Zusammenhang zwischen den Bändern gibt. Zwei Aspekte sind auffällig: Erstens zeigt sich, dass die 500 Hz-Terz die geringste Korrelation mit den anderen Terzbändern aufweist, insbesondere auch mit den benachbarten Terzen. Dies ist ein Indiz dafür, dass sich der hauptsächliche Schallentstehungsprozess bei 500 Hz und 50 km/h von dem der anderen Frequenzbänder unterscheidet. Die physikalische Erklärung für diese Beobachtung ist, dass der in diesem Bereich oft dominierende Reifenprofil-angeregte Vibrationsschall dort ein spektrales Maximum aufweist (siehe Berechnungen in Abbildung 45). Zweitens sind in Abbildung 41 Grenzen zwischen den Bändern 1.25 und 1.6 kHz, sowie zwischen 800 Hz und 1 kHz erkennbar, die eine sich stark ändernde Korrelation bedeuten. Dies scheinen Hinweise für den Übergang zwischen der Dominanz von Vibrationsschall und Air pumping zu sein. Diese einfache statistische Analyse deutet an, dass mindestens drei unterschiedliche Schallentstehungs- resp. Anregungsmechanismen eine wichtige Rolle spielen und im Modell entsprechend zu berücksichtigen sind.

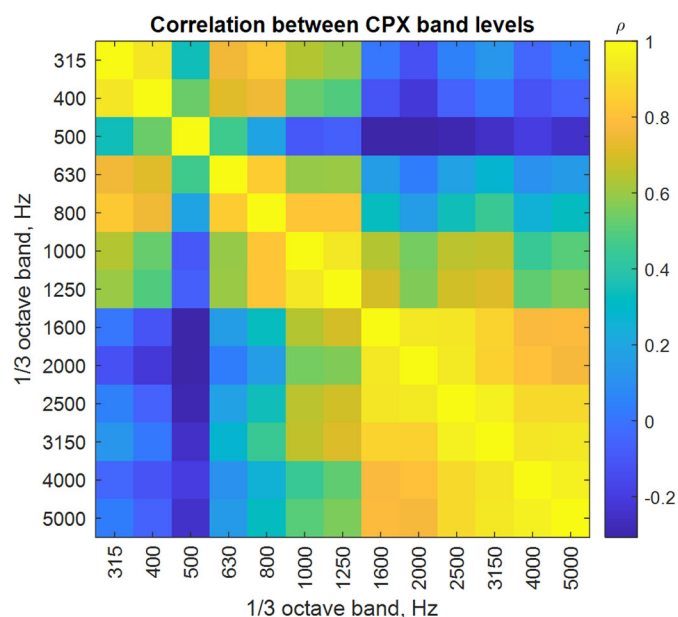


Abbildung 41: Korrelationskoeffizienten der CPX-Terzbandpegel des SRTT bei 50 km/h auf unterschiedlichen Belägen (N=79686 Strassensegmente aus ODeSSA).

9.4 Modellstruktur

Das Rechenmodell liefert als Ausgabe Schalldruckpegel an den CPX-Messpositionen in Terzbändern. Die Eingabeparameter betreffen den Strassenbelag, die Fahrgeschwindigkeit, sowie Eigenschaften des Reifens und

³ www.empa.ch/web/s509/odessa

des Anhängers. Die für eine zuverlässige Prognose erforderlichen Eingangsgrößen waren bei Projektbeginn nicht vollständig bekannt. Mit ein Ziel des Projekts war es herauszufinden, welche Parameter wichtig sind und ob es bisher kaum beachtete Einflussfaktoren gibt, die in der Praxis festgestellte unverstandene Messunterschiede erklären können. Die Kapitel 4 und 5 gaben wichtige erste Hinweise, welche Einflussgrößen eine Rolle spielen und im Modell zu berücksichtigen sind.

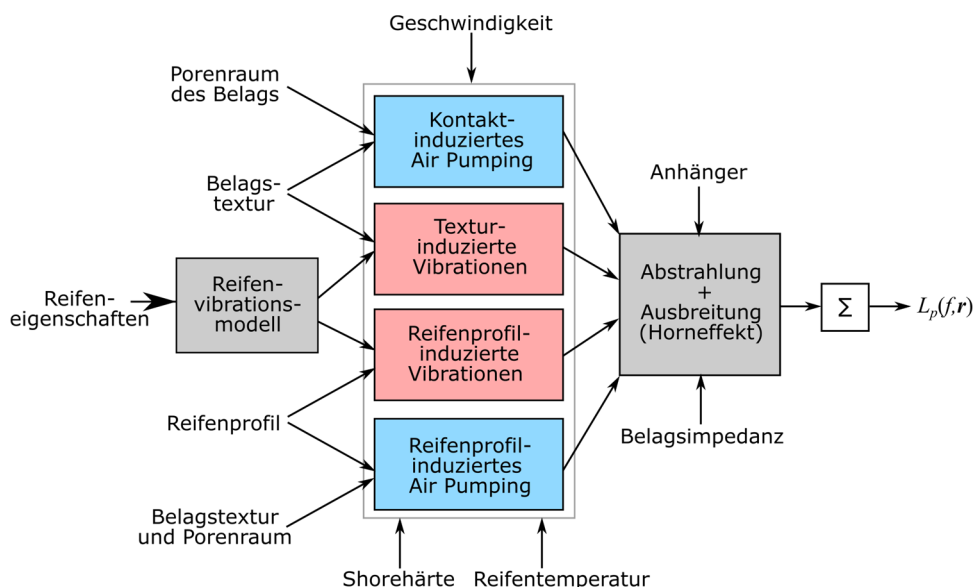


Abbildung 42: Modellstruktur des neuen Rechenmodells (Vibrationsschall in rot und Air pumping in blau).

Abbildung 42 illustriert die innere Struktur des entwickelten Rechenmodells. Inspiriert durch andere hybride Modellansätze wurde eine modulare Struktur gewählt. Dies bedingt Annahmen zur Unabhängigkeit der Teilmodelle. Die beiden Schallentstehungsmechanismen Reifenvibrationen und Air pumping sind für CPX-Messungen wichtige akustische Quellen (siehe Kapitel 5.1 und 5.3). Diese beiden Mechanismen werden im Modell getrennt voneinander behandelt. Es wird angenommen, dass keine Phasenbeziehung zwischen den Anteilen des Vibrationsschalls und des aerodynamisch erzeugten Schalls besteht und demnach eine energetische Superposition der beiden Anteile zulässig ist.

Weiter wird bei beiden Schallentstehungsmechanismen zwischen zwei Anregungsarten unterschieden. Die Reifenvibrationen können sowohl durch die Belagstextur als auch durch das Reifenprofil erzeugt werden. Es wird angenommen, dass die beiden Anregungsarten in einem statistischen Sinne unabhängig voneinander sind, d.h. sie sich nicht gegenseitig beeinflussen. Die in der Schweiz typischerweise eingesetzten Beläge haben eine stochastische Oberflächentextur. Unter dieser Bedingung haben die Anteile der beiden Anregungsarten keine Phasenbeziehung und können energetisch superponiert werden. In Realität existiert eine Interaktion dieser Anregungen, da die Verformung der Reifenprofilblöcke im Allgemeinen von der Belagstextur abhängt. Beispielsweise beim Stick-Slip-Prozess wird die Anregung innerhalb der gesamten Kontaktfläche in Form von tangentialen Kräften erzeugt. Dies spielt vor allem bei angetriebenen Rädern oder bei beschleunigter Fahrt eine Rolle. Beides trifft auf das CPX-Verfahren nicht zu, da der Anhänger nicht angetrieben ist und die Messung nur bei konstanter Geschwindigkeit erfolgt.

Air pumping seinerseits kann durch die Rillen im Reifenprofil erzeugt werden, aber auch durch die Belagstextur und den Kontakt der Reifenoberfläche mit der Fahrbahn per se. Auch hier wird angenommen, dass die

Anregungsarten in einem statistischen Sinne unabhängig voneinander sind. Inwiefern die getroffene Annahme der Unabhängigkeit der Quellen- und Anregungsarten zulässig ist, wird womöglich die Anwendung des Modells zeigen.

Der gesamte Schalldruckpegel L_p an der Mikrofonposition $\mathbf{r}$ setzt sich unter den getroffenen Annahmen aus der energetischen Summe von vier Anteilen zusammen:

$$L_p(f, \mathbf{r}) = L_{V,R}(f, \mathbf{r}) \oplus L_{V,T}(f, \mathbf{r}) \oplus L_{A,T}(f, \mathbf{r}) \oplus L_{A,R}(f, \mathbf{r}) \quad (24)$$

wobei in den Indices V für Vibrationsschall, A für Air pumping, R für Textur- resp. Kontaktanregung (engl. road), T für Reifenprofilanregung (engl. tread) steht.

Im CPX-Messverfahren kommen nur zwei Arten von Messreifen zum Einsatz. Die initiale Idee war es, den Reifen im Modell als Blackbox anzusetzen. Diese Herangehensweise hätte die Modellentwicklung stark vereinfacht, da die Eigenschaften des Reifens nicht explizit zu berücksichtigen sind. Entsprechend wäre das Modell per se nicht für andere Reifen anwendbar und könnte auch Änderungen der Eigenschaften des Messreifens nicht abbilden. Erste Untersuchungen haben aber gezeigt, dass der Messreifen selber einen grösseren Einfluss auf die Mikrofonpegel hat als ursprünglich angenommen und dass gewisse Eigenschaften des Reifens entsprechend in die Modellierung einfließen sollten. Darum wurden verschiedene Labormessungen zur Charakterisierung des Messreifens durchgeführt (siehe Kapitel 8.4 bis 8.6).

9.5 Reifenprofil-Anregung

Das Reifenprofil ist Ursache für unterschiedliche Schallentstehungsmechanismen, wie z.B. "tread impact noise" und "adhesion noise" in Kapitel 5.1. Für dessen Summe werden in der Literatur unterschiedlich Bezeichnungen verwendet, wie z.B. "pitch noise" oder "tire pattern noise". Die Berechnungen in Tabelle 4 in Kapitel 5.3.3 haben gezeigt, dass die Profilblock-Hauptanregungsfrequenz beider CPX-Messreifen bei 50 km/h um 500 Hz liegt. Eigene CPX-Messungen haben schliesslich den Verdacht erhärtet, dass insbesondere in den unteren Terzbändern die Reifenprofil-Anregung ein relevanter Mechanismus ist. Erstens zeigten Messfahrten bei 50 km/h und 500 Hz mit dem lärmarmen Reifen (siehe Kapitel 8.8) eine grössere Differenz zwischen unterschiedlichen Belägen als mit dem SRTT (3.8 dB gegenüber 2.4 dB). Und zweitens zeigte die Messfahrt mit dem SRTT mit der neuen Quellentrennungsmethodik aus Kapitel 8.2 bei 30, 40 und 50 km/h auf einem glatten Belag (ID100 in Tabelle 9) dominante deterministische Signalanteile in den untersten drei Terzbändern. Diese Signalanteile werden aufgrund ihrer Periodizität dem Reifenprofil zugeschrieben. Diese Beobachtungen motivieren die nachfolgende Modellierung.

Das Reifenprofil bewirkt bei der Interaktion mit einer glatten Fahrbahn eine lokale Variation der Kontaktkraft. Beim Abrollen des Reifens wirkt diese Anregungskraft zyklisch mit der Umdrehungsperiode. Entsprechend verschiebt sich der Frequenzinhalt mit der Drehzahl und der Geschwindigkeit. Während einer Umdrehung regt jeder Reifenblock den Reifen zu Schwingungen an. Infolgedessen treten die dynamischen Anregungskräfte als Harmonische der Drehzahl auf. Dabei führt die Randomisierung der Reifenblöcke zu einer spektralen Verschmierung.

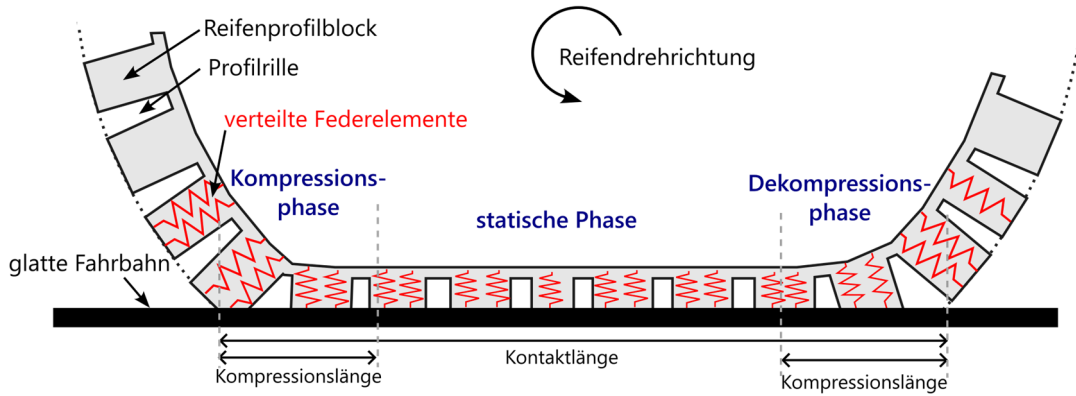


Abbildung 43: Modellierungsprinzip der Reifenprofil-Anregung.

Für diese Prozesse der Profilanregung wurde ein Zeitbereichsmodell entwickelt. Das Modellierungsprinzip ist in Abbildung 43 illustriert. Das Modell basiert auf einer Winklerschen Bettung [Winkler 1871], die die Elastizität des Gummis im Reifenprofil mit verteilten, idealen Federn abbildet.

Als erster Simulationsschritt wird die Geometrie der Reifen-Fahrbahn-Kontaktzone berechnet. Dabei wird angenommen, dass es beim Rollen des Reifens keinen Schlupf gibt und in der Kontaktzone nur vertikale Kräfte wirken. Aus einem Kräftegleichgewicht wird die Reifenaufstandsfläche A_c berechnet. Die Reifenaufstandslast F_g (3200 N $\pm$ 200 N gemäss [ISO 11819-2:2017]) sei im Gleichgewicht mit der durch den Reifeninnendruck erzeugten Kraft und der Zentrifugalkraft des Reifenstücks in der Kontaktzone:

$$F_g = A_c(P_i - P_0) + m \frac{U^2}{r_s} \quad (25)$$

mit dem Reifeninnendruck P_i in Pa, dem Aussenluftdruck P_0 in Pa, der rotierenden Reifenmasse in der Kontaktzone m , der Geschwindigkeit U und dem statischen Radius des Reifens r_s . In dieser Formulierung werden Kräfte in den Seitenwänden des Reifens wie in [van Vuuren 1974] vernachlässigt. Der Ausdruck in Klammern beschreibt den Reifen(über)druck ΔP in Pa. Durch Einsetzen von $m = m'' A_c$ mit der Flächenmasse m'' kann Gleichung (25) nach der Reifenaufstandsfläche aufgelöst werden:

$$A_c = \frac{F_g}{\Delta P + \frac{m'' U^2}{r_s}} \quad (26)$$

Gleichung (26) beschreibt, dass die Reifenaufstandsfläche kleiner wird, wenn der Reifendruck oder die Geschwindigkeit zunimmt (wie in [Anghelache 2017] experimentell gezeigt). Der Reifendruck hängt von der Temperatur des Gases im Reifen ab. Die Temperaturabhängigkeit des Reifeninnendrucks kann mit der thermischen Zustandsgleichung idealer Gase berücksichtigt werden. Dabei ergibt sich, dass für die Messreifen eine Temperaturerhöhung von 10°C eine Druckzunahme um 10 kPa bewirkt. In der nachfolgenden Modellierung wird die mittlere Länge l_x der Kontaktzone in Laufrichtung verwendet. Diese Grösse ist in Abbildung 43 als Kontaktlänge bezeichnet. Sie wird berechnet aus

$$l_x = \frac{A_c}{l_y} \quad (27)$$

mit der als fest angenommenen Breite der Kontaktzone l_y . Gemäss der Messungen in Kapitel 8.4.2 beträgt sie für den SRTT rund 16 cm.

Die flächenbezogene Kontaktkraft F' für ein Oberflächenelement in der Kontaktzone des Reifens wird modelliert durch

$$F'(x) = \int_0^{z_k(x)} k'(x, \tilde{z}) d\tilde{z} \approx k'(x) z_k(x) \quad (28)$$

mit der Ortskoordinate x in Laufrichtung, der flächenbezogenen Steifigkeit k' , und der Auslenkung z_k . Die Approximation (28) entspricht dabei dem Hook'schen Gesetz.

Für k' wurde initial ein konstanter Wert aus der Literatur angenommen. Eigene Untersuchungen haben aber motiviert, einen Bezug zu den Materialeigenschaften des Gummis herzustellen. Der in Kapitel 9.3 erwähnte Datenauszug aus der ODeSSA-Sammlung wurde hinsichtlich des Verhaltens in der 500 Hz-Terz explorativ untersucht. Die Daten deuten darauf hin, dass sehr tiefe CPX-Pegel von unter 75 dB tendenziell dann gemessen werden, wenn der eingesetzte SRTT eine sehr geringe Shore-Härte aufweist, also dann, wenn der Gummi sehr weich ist. Dies trat auf, obwohl die erforderliche Korrektur für die Shore-Härte gemäss CPX-Norm angewendet wurde.

Die lineare Steifigkeit k eines Elements der Fläche A und der Dicke z_0 ist gegeben durch

$$k = \frac{EA}{z_0} \quad (29)$$

mit dem Elastizitätsmodul E . Gleichung (29) eingesetzt in (28) ergibt für die lokale flächenbezogene Kontaktkraft

$$F'(x) = \frac{E}{z_0} z_T(x) z_k(x) \quad (30)$$

mit dem binären Reifenprofil z_T ($=1$ für Profilblock und $=0$ für Profiltrille). Mit Gleichung (31) resultiert in Profiltrillen wegen $z_T = 0$ lokal eine flächenbezogene Kontaktkraft von 0. Die Materialeigenschaften des Gummis werden mit Gleichung (30) im Modell explizit abgebildet. Der Elastizitätsmodul kann mit dem empirischen Modell von Gent [Gent 1958] aus der Shore-Härte H_A berechnet werden. Über die Shore-Härte erfolgt dann die Berücksichtigung der Reifentemperatur. Messungen an fünf SRTTs in einer Klimakammer im Temperaturbereich 5 – 40°C [Wehr 2018] zeigten eine Temperaturabhängigkeit des SRTTs von

$$H_A(\vartheta) \approx H_{A,20^\circ} - 0.25(\vartheta - 20^\circ) \quad (31)$$

mit der Reifentemperatur ϑ in °C. Der Elastizitätsmodul E des Gummis in Gleichung (30) wird damit aus der gemessenen Shore-Härte des Reifens bei 20°C, $H_{A,20^\circ}$, und der Reifentemperatur berechnet.

Für die Auslenkung z_k in Gleichung (30) wird in erster Näherung ein linearer Verlauf der Reifenkompression in den Randbereichen der Kontaktzone angenommen (siehe Kompressionslänge in Abbildung 43) und entsprechend beim Abrollen von symmetrischem Verhalten beim Eintritt eines Oberflächenelements in, resp. beim Austritt aus der Kontaktzone:

$$z_k(x) = \begin{cases} \frac{z_{\max}}{x_c} x, & 0 < x < x_c \\ z_{\max}, & x_c \leq x \leq l_x - x_c \\ \frac{z_{\max} l_x}{x_c} - \frac{z_{\max}}{x_c} x, & l_x - x_c < x < l_x \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (32)$$

mit der maximalen Auslenkung $z_{\max}$ und der Kompressionslänge x_c . Für den Ausdruck in Gleichung (32) ergibt sich für den Mittelwert der Auslenkung $\bar{z}_k$ innerhalb der Kontaktzone

$$\bar{z}_k = \frac{1}{l_x} \int_0^{l_x} z_k(x) dx = \frac{(l_x - x_c) z_{\max}}{l_x} \quad (33)$$

Diese Grösse wird aus dem Kräftegleichgewicht von Gewichts- und integraler Federkraft berechnet. Zur Berechnung der Federkraft wird Gleichungen (29) verwendet, wobei als Fläche A die Kontaktfläche des Reifenprofils mit Gleichung (22) eingesetzt wird:

$$\bar{z}_k = \frac{F_g}{k} = \frac{F_g z_0}{E(1 - \varphi) A_c} \quad (34)$$

mit dem Rillenflächenanteil φ (siehe Tabelle 10). Eine mit diesem Formelsatz berechnete Auslenkungsfunktion z_k in ist in Abbildung 44 beispielhaft gezeigt.

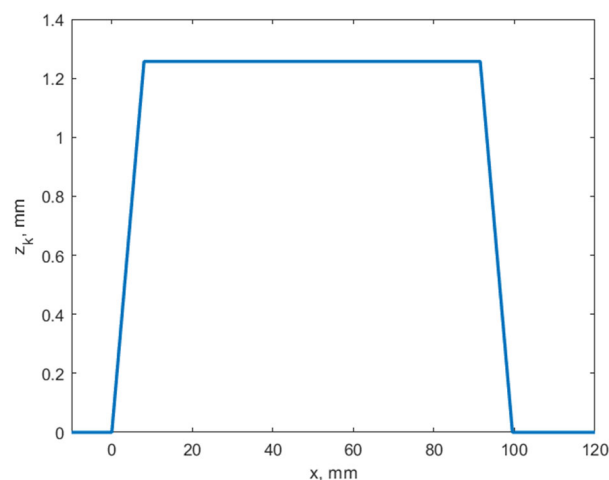


Abbildung 44: Beispiel einer berechneten Auslenkungsfunktion z_k mit einer Kontaktlänge von 100 mm, einer Kompressionslänge von 9 mm und einer maximalen Auslenkung von 1.3 mm.

Die gesamte Kontaktkraft F_T wird dann durch Integration von Gleichung (30) über die Kontaktzone berechnet:

$$F_T(x) = \iint F' d\tilde{x} d\tilde{y} = l_y \eta_y \int_0^{l_x} \frac{E}{z_0} z_T(\tilde{x} - x) z_k(\tilde{x}) d\tilde{x} \quad (35)$$

mit dem lateralen Profilanteil η_y . Hierbei wurde die Annahme einer rechteckigen Kontaktzone und eines konstanten Reifenprofils in lateraler Richtung abzüglich des Anteils der Profilrillen gemacht.

Durch die Variablensubstitution $x = Ut$ mit der Geschwindigkeit U wird die Kontaktkraft vom Orts- in den Zeitbereich transformiert

$$F_T(t) = l_y \eta_y U \frac{E}{z_0} \int_{-\infty}^{\infty} z_T(U(\tilde{t} - t)) z_k(U\tilde{t}) d\tilde{t} \quad (36)$$

Das mit Gleichung (36) erhaltene Zeitsignal der Kontaktkraft modelliert die summierte Anregung des Reifens in der Kontaktzone hervorgerufen durch das Reifenprofil und die Gewichtskraft. Es enthält entsprechend eine starke DC-Komponente der Reifenaufstandslast. F_T kann in dieser Zeitbereichsformulierung als Input für die Berechnung von Reifenschwingungen verwendet oder mit einer Filterbank in eine Frequenzbereichsdarstellung gebracht werden. Abbildung 45 zeigt mittels Gleichung (36) berechnete Kontaktkraftspektren bei Variation der Geschwindigkeit von 30 bis 80 km/h. Die Frequenzverschiebung des Peaks mit der Geschwindigkeit ist gut beobachtbar. Bei 50 km/h (gelbe Kurve) liegt der Peak bei der 500 Hz-Terz und fällt in den benachbarten Frequenzbändern deutlich ab. Dies korrespondiert mit der statistischen Beobachtungen in Abbildung 41.

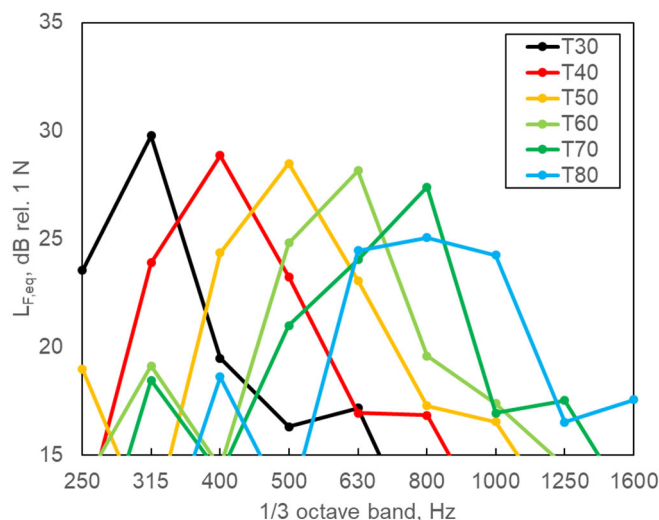


Abbildung 45: Berechnete mittlere Kontaktkraftspektren der Reifenprofil-Anregung für unterschiedliche Geschwindigkeiten von 30 bis 80 km/h.

9.6 Textur-Anregung

Ein ähnlicher Ansatz wie für die Reifenprofil-Anregung wird für die Vibrationsanregung des Reifens durch kleinskalige Unebenheiten der Fahrbahn verwendet. Die Anregung des Reifens durch die Belagstextur wird als eine dynamische Kontaktkraft beschrieben. Vereinfachend wird dabei von rein vertikaler Anregung ausgegangen. Laterale Kräfte und Momente werden ignoriert. Als weitere wichtige praktische Vereinfachung wird die Oberflächentextur des Belags nicht durch die echte 3D-Oberfläche, sondern nur durch ein einzelnes repräsentatives 2D-Texturprofil entlang der Fahrtrichtung beschrieben. Die Textur-Anregung in lateraler Richtung (quer zur Fahrtrichtung) ist aber ebenfalls wichtig und muss entsprechend ergänzt werden. Der Reifen wird initial als profillos angenommen. Die Reduktion der Kontaktfläche aufgrund des Reifenprofils wird dann in einem statistischen Sinne berücksichtigt.

Die Rohdaten eines mit einem Profilometer gemessenen Texturprofils müssen zuerst für die Berechnung aufbereitet werden. Als erstes wird der konstante DC-Anteil dieser eigentlichen Distanzmessung entfernt. Dann wird das Ortssignal hochpassgefiltert, um Höhenschwankungen denen der Reifen als Ganzes folgt, zu dämpfen. Die geschwindigkeitsabhängige Grenzfrequenz des Filters 4. Ordnung entspricht einer Strecke von 50 cm. Bei der Interaktion des elastischen Reifens mit der Fahrbahn folgt die Verformung des Reifens jedoch der Belagstextur nicht vollständig. Die Magnitude der Belagstextur wirkt dabei insbesondere nicht-linear: Konvexe Teile der Textur erzeugen grössere Kontaktkräfte als konkave gleicher (invertierter) Form. Aufgrund dieses nicht-linearen Verhaltens werden in der Literatur zur Charakterisierung von Belagsoberflächen Indikatoren wie die Skewness oder der Formfaktor verwendet. In Anlehnung an die Arbeiten von [Clapp 1988] wird aus dem Texturprofil ein modifiziertes *effektives Texturprofil* $z_R(x)$ berechnet, das die Wirkung der Belagstextur auf die Reifenoberfläche beschreibt. Dafür wird ein stark vereinfachtes Verfahren verwendet. Es besteht aus einem nicht-linearen Filter, das bewirkt, dass Täler im Profil in ihrer Tiefe reduziert werden, während Spitzen erhalten bleiben (siehe Beispiel in Abbildung 46). Die elastische Verformung des Gummis und die Kräfteverteilung wird dabei nicht korrekt abbildet.

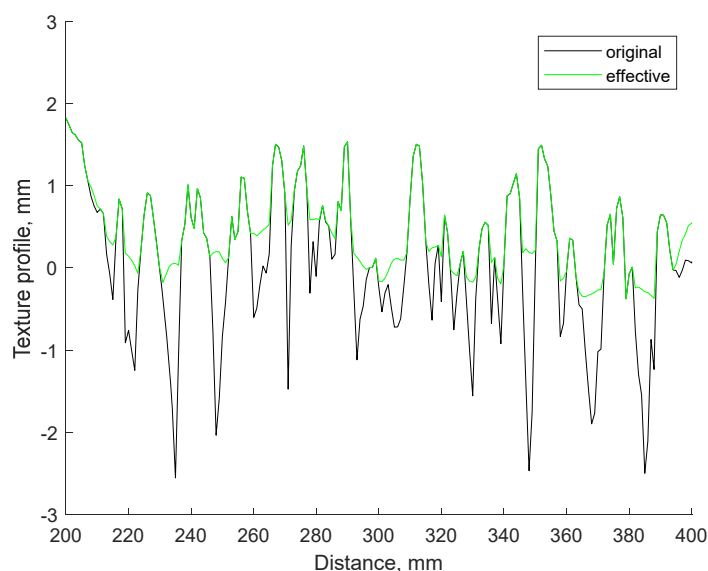


Abbildung 46: Ausschnitt der Länge 20 cm eines gemessenen Texturprofils (schwarz) und daraus berechnetes effektives Profil (grün) für den Belag ID101 aus Tabelle 9.

Die durch Textur-Anregung erzeugte, über die Kontaktfläche integrierte, dynamische Kraft wird modelliert als

$$F_R(x) = \int_0^{l_y} \int_x^{x+l_x} F'(\tilde{x}, \tilde{y}) d\tilde{x} d\tilde{y} \approx \xi_y \sqrt{\eta_y l_y / \xi_y} \int_x^{x+l_x} F'(\tilde{x}) d\tilde{x} \quad (37)$$

mit der lateralen Textur-Korrelationslänge ξ_y , die in einem statistischen Sinne den Übergang zwischen kohärenter und inkohärenter lateraler Textur beschreibt. Weiter wird ein Ansatz für die flächenbezogene Kraft aufgrund der effektiven Textur z_R eingesetzt und die Transformation in den Zeitbereich vorgenommen.

$$F_R(t) = \sqrt{\xi_y \eta_y l_y \eta_x} U \frac{E}{z_0} \int_{-\infty}^{\infty} z_R(U(\tilde{t} - t)) \frac{z_k(Ut)}{z_{\max}} d\tilde{t} \quad (38)$$

Dieses Zeitsignal der dynamischen Kontaktkraft modelliert die summierte Anregung des Reifens in der Kontaktzone durch die Belagstextur. Es kann in dieser Form als Input für die Prognose von Reifenschwingungen verwendet werden oder mit einer Filterbank in den Frequenzbereich transformiert werden.

9.7 Reifenschwingungen

In der Kontaktfläche wirken die zuvor beschriebenen Anregungskräfte auf den Reifenkörper. Die dynamischen Kräfte versetzen den Reifen in Schwingung. Diese Schwingungen breiten sich über die gesamte Reifenoberfläche aus und werden von dieser abgestrahlt. Diese Schalldruckanteile werden hier als Vibrationsschall bezeichnet.

Bei Punktanregung sei die normale Oberflächenschnelle v eines Reifenelements n bestimmt durch die Punktkraft und die entsprechende Transfermobilität. Unter Annahme eines linearen Systems ergibt sich die totale Oberflächenschnelle durch Integration der flächenbezogenen Kräfte über die Kontaktfläche A . Als Anbindung an die Ausdrücke für die totale Kontaktkraft wird eine gleichförmige Krafteinwirkung angenommen. Im Zeitbereich wird diese Approximation ausgedrückt durch

$$v_n(t) = \iint F' * Y_n dA \approx F(t) * Y_n(t) \quad (39)$$

Der Schalldruck bei einem Empfänger ist gegeben durch das Oberflächenintegral über die Reifenoberfläche und lässt sich durch die phasenrichtige Superposition der Anteile aller Reifenelemente n approximieren

$$p(t, \mathbf{r}) = \iint v_n(t) * G_n(t, \mathbf{r}) dS \approx \sum_n v_n(t) * G_n(t, \mathbf{r}) \Delta S_n \quad (40)$$

mit einer Green'schen Funktion G_n für die Schallabstrahlung und -ausbreitung vom Oberflächenelement zum Mikrofon. Gleichung (39) eingesetzt in (40) ergibt

$$p(t, \mathbf{r}) = F(t) * \sum_n Y_n(t) * G_n(t, \mathbf{r}) \Delta S_n \quad (41)$$

Die Auslegeordnung in Kapitel 5.3.1, die Modellvergleiche in [Pahlevani 2014] und Fachgespräche mit dem Modellerfinder Prof. Wolfgang Kropp ergaben, dass das Orthotropic Plate Model (OPM) ein vielversprechendes Modell ist, um die Transfermobilitäten Y zu berechnen. Deshalb wurde eine Zeitbereichslösung des OPM implementiert. Mit Reifenparametern aus der Literatur wurden erste Berechnungen mit dem OPM durchgeführt (siehe Beispiel in Abbildung 47). Die verwendeten Reifenparameter stammen jedoch nicht von einem Messreifen. Daher können die Berechnungsergebnisse nicht für die Simulation verwendet werden.

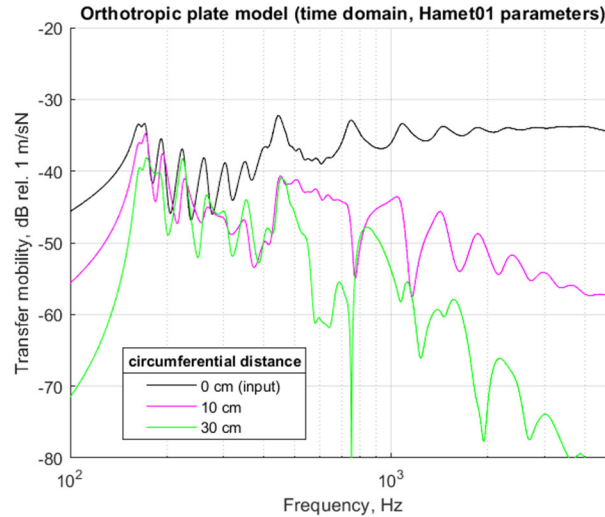


Abbildung 47: Berechnete Transfermobilitäten für den Eingang (schwarz) und für in Umfangrichtung entfernte Ausbreitungstrecken. Hinweis: Die Berechnungen erfolgten mit einer Zeitbereichsimplementierung des OPM und Reifenparametern aus [Hamet 2001] und nicht für einen Messreifen.

Aus diesem Grund wurden erste Labormessungen an einem SRTT zur mechanischen Mobilität durchgeführt (siehe Kapitel 8.6). Die berechneten sowie die gemessenen Transfermobilitäten zeigen Eingangsmobilitätsspiegel von ungefähr -40 dB und dass die Vibrationen mit der Entfernung zur Kontaktfläche in Tendenz abnehmen. Für den SRTT ergibt sich bezogen zur Anregungsschwingung eine Dämpfung von rund 20 dB an der zur Anregung gegenüberliegenden Seite (180° -Stellung), also oben beim rollenden Reifen. Die Vibrationen konzentrieren sich also im unteren Teil des Reifens. Weiter zeigt sich, dass unterhalb von 600 Hz auch die Seitenwand des Reifens massgeblich schwingt und entsprechend Schall abstrahlen kann.

Aus den gemessenen Mobilitäten liessen sich mit Anpassmethoden die Reifenparameter für das OPM schätzen sowie die Anwendbarkeit des OPM für die Messreifen überprüfen. Dies und weitere Untersuchungen zur Reifencharakterisierung scheinen vielversprechend, wurden jedoch bislang aus Zeitmangel nicht unternommen. Stattdessen wurde vorerst als Vereinfachung eine empirische Transferfunktionen Ψ verwendet:

$$\Psi(\mathbf{r}, t) = \sum_n Y_n(t) * G_n(t, \mathbf{r}) \Delta S_n \quad (42)$$

Die Transferfunktion Ψ beschreibt integral die Reifenvibrationen und deren Schallabstrahlung. Diesen Ausdruck eingesetzt in Gleichung (41) und in den Frequenzbereich transformiert ergibt

$$p(f, \mathbf{r}) = F(f)\Psi(f, \mathbf{r}) \quad (43)$$

Die Transferfunktion beschreibt damit das Verhältnis des Schalldrucks am Mikrofon zur integrierten Kontaktkraft. Aus Gleichung (43) folgt für den Schalldruckpegel

$$L_p(f, \mathbf{r}) = 20 \log \left(\frac{F_{\text{eff}}(f)}{1 \text{ N}} \right) + 20 \log \left(\frac{|\Psi(f, \mathbf{r})|}{\Psi_0} \right) - 20 \log \left(\frac{p_0}{1 \text{ Pa}} \right) \quad (44)$$

mit $\Psi_0 = 1 \text{ N/Pa}$ und dem Referenzschalldruck p_0 . Gleichung (44) wird in kompakter Schreibweise mit Pegelgrössen zu

$$L_p(f, \mathbf{r}) = L_F(f) + L_\Psi(f, \mathbf{r}) + 94 \quad (45)$$

Für die beiden Anteile Reifenprofil- und Texur-induzierter Vibrationsschall wird je eine separate Transferfunktion, $L_{\Psi,T}$ resp. $L_{\Psi,R}$, verwendet:

$$L_{V,T}(f, \mathbf{r}) = L_{F,T}(f) + L_{\Psi,T}(f, \mathbf{r}) + 94 \quad (46)$$

$$L_{V,R}(f, \mathbf{r}) = L_{F,R}(f) + L_{\Psi,R}(f, \mathbf{r}) + 94 \quad (47)$$

Für die in der Norm vorgeschriebene Standard-Mikrofonposition ($\mathbf{r}$) wurden diese Transferfunktionen empirisch geschätzt. Dazu wurden die CPX-Messungen mit dem SRTT aus Kapitel 8.2 mit Hilfe der neuen Quellenseparationsmethodik für die Terzbänder 315 Hz bis 1.25 kHz ausgewertet. In diesem Frequenzbereich und bei tiefen Geschwindigkeiten können die deterministischen Schalldruckanteile primär der Reifenprofil-Anregung und stochastische Schalldruckanteile der Textur-Anregung zugeschrieben werden. Für jede Messung wurde das Kontaktkraftspektrum für Reifenprofil-Anregung, $L_{F,R}$, mit den Modellen in Kapitel 9.5 berechnet, und das Kontaktkraftspektrum für Textur-Anregung, $L_{F,T}$, mit den Modellen in Kapitel 9.6. Durch manuelle Kurvenanpassung wurden dann die Transferfunktionen geschätzt. Für die Schätzung der Transferfunktion $L_{\Psi,R}$ wurden vor allem die Messungen des rauen Belags ID101 (Tabelle 9) verwendet. Für die Schätzung der Transferfunktion $L_{\Psi,T}$ wurden vor allem die Messungen bei tiefen Geschwindigkeiten auf dem glatten Belag ID100 (Tabelle 9) verwendet. Abbildung 48 zeigt die Schätzung der spektralen Transferfunktionen aus quellenseparierten Messungen bei 50 km/h auf diesen beiden Belägen. Die schwarzen Kurven zeigen die gemessenen Gesamtpegel und die hellblauen und magenta Kurven die stochastischen, resp. Reifenprofil-bezogenen Anteile. Die entsprechenden modellierten, angepassten Kurven sind gestrichelt in grün und rot gezeigt. Die blauen Kurven repräsentieren Air pumping, das nach dem Ansatz in Kapitel 9.9 modelliert wurde.

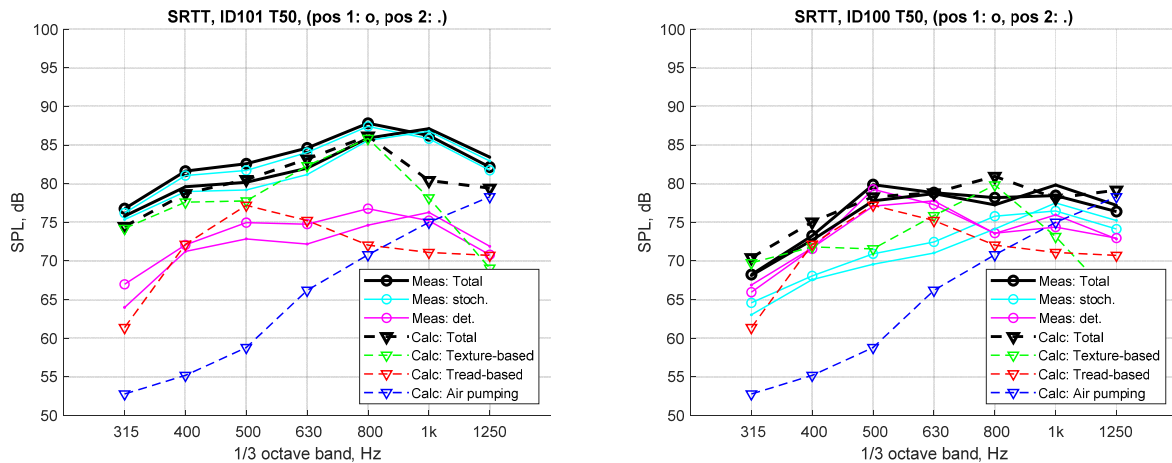


Abbildung 48: Schätzung der spektralen Transferfunktionen durch messtechnische Quellenseparation, Kontaktkraftberechnungen und Kurvenanpassung. Messungen mit dem SRTT mit 50 km/h auf einem rauen (links) und einem glatten (rechts) dichten Belag.

Um den Frequenzbereich gegen höhere Frequenzen hin zu erweitern, müsste eine messtechnische Quellenseparationsmethode gefunden werden, die es erlaubt, die relativen Anteile von Vibrationsschall und Air pumping zu quantifizieren. In Kapitel 8.3.2 ist ein solcher Ansatz im Sinne eines Ausblicks erwähnt.

9.8 Profil-induziertes Air pumping

Für Air pumping gibt es in der Literatur keinen vollständigen Erklärungs- oder Modellierungsansatz. Es wird von unterschiedlichen Arten von Air pumping ausgegangen.

Ein Teil des Air pumping wird durch die Kompression der Luft in den Profilrillen des Reifens erzeugt. Als Startpunkt für eine Modellierung wurde die Monopol-Theorie aus Kapitel 5.3.4 herangezogen. Auch wurden dafür Messungen der Profilverformung in Kapitel 8.5 durchgeführt. Erste Ansätze für eine Geometrie-unspezifische Formulierung führten zwar zu realistischen Schallleistungen aber zu unrealistischen Frequenzspektren. Diese wurden darum verworfen und im weiteren die Geometrie der Profilrillen berücksichtigt.

In einem ersten Schritt wird dazu Gleichung (10) um den Schalldruckbeitrag jeder lateralen Profilrille i erweitert und eine separate Betrachtung der Vorder- und Rückseite der Kontaktzone mit

$$p(t, r) = \frac{\rho_0}{4\pi r} \sum_{i=1}^N \frac{\partial^2}{\partial t^2} V_i \left(t - \frac{r - a}{c} \right) \quad (48)$$

durchgeführt. Weiter wurden Ausdrücke für die zweite Ableitung des Rillenvolumens entwickelt. Eine Profilrille erfährt beim Abrollen in der Kontaktzone drei Phasen: Beim Eintritt in die Kontaktzone wird sie auf der Vorderseite des Reifens komprimiert, dann folgt eine statische komprimierte Phase, und beim Austritt aus der Kontaktzone folgt die Dekompression auf der Rückseite des Reifens. Dieser Prozess ist zyklisch mit der Drehperiode des Reifens, die mit L_x/U abgeschätzt wird. Für die Dekompressionsphase wird in erster Näherung von einer linearen Volumenzunahme ausgegangen. Damit hat die Volumen-Zeitkurve beim Übergang aus der statischen Phase zur Dekompression eine positive Krümmung und am Ende der Dekompressionsphase eine negative Krümmung. Entsprechend verhält sich die zweifache zeitliche Ableitung des Volumens und es ergibt sich eine Folge von einem positiven und einem negativen Puls. Zur Beschreibung dieser Prozesse wird folgende Formel aufgestellt:

$$\frac{\partial^2 V_{i,dec}}{\partial t^2} = \frac{\Delta V_i}{\Delta T} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \left[\delta \left(t - \frac{x_i}{U} - k \frac{L_x}{U} \right) - \delta \left(t - \frac{x_i}{U} - \Delta T - k \frac{L_x}{U} \right) \right] \quad (49)$$

wobei ΔV_i die totale Volumenänderung und x_i die Position der Profilrille ist, ΔT die Dekompressionsdauer und δ die Dirac-Funktion. Durch Einführung der Kompressionslänge $l_k = U\Delta T$ wird Gleichung (49) zu

$$\frac{\partial^2 V_{i,dec}}{\partial t^2} = U \frac{\Delta V_i}{l_k} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \left[\delta \left(t - \frac{x_i}{U} - k \frac{L_x}{U} \right) - \delta \left(t - \frac{x_i}{U} - \frac{l_k}{U} - k \frac{L_x}{U} \right) \right] \quad (50)$$

Der Ausdruck in Gleichung (50) ist periodisch und hat ein breitbandiges Spektrum, was den Modellvorstellungen entspricht. Eine Vereinfachung von Gleichung (50) unter der Annahme von kohärenter Summation ergibt für den Schalldruckpegel einen Geschwindigkeitskoeffizienten von 40 dB. Dieser Wert ist konsistent mit der Literatur. Wenn aber die vollständige Gleichung (50) numerisch gelöst wird, resultiert ein von der Frequenz abhängiger Geschwindigkeitskoeffizient.

In einem nächsten Schritt wird ein sanfterer Übergang zwischen den drei genannten Phasen modelliert. Dazu wird die Volumenfunktion V_i mit einem Glättungskern g gefaltet. Es resultiert, dass die Dirac-Funktion in Gleichung (50) durch g zu ersetzen ist:

$$\frac{\partial^2 V_{i,dec}}{\partial t^2} = U \frac{\Delta V_i}{l_k} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \left[g \left(t - \frac{x_i}{U} - k \frac{L_x}{U} \right) - g \left(t - \frac{x_i}{U} - \frac{l_k}{U} - k \frac{L_x}{U} \right) \right] \quad (51)$$

Dabei ist g ein positiver, symmetrischer Puls mit Integral 1.

Verschiedene Weiterentwicklungen zum bisher gezeigten Modell für Profil-induziertes Air pumping betrafen theoretische Ansätze und Berechnungen zur Berücksichtigung unterschiedlicher Luftströme, die zur Entlüftung der Rillen führen, wie z.B. durch die Poren des Belags. Dazu wird die Volumenänderung durch eine Druckänderung in der Rille über einen adiabatischen Prozess beschrieben. Es zeigte sich, dass die Luftströme auf den Schalldruck wie ein Tiefpassfilter wirken.

Da die Relevanz dieses Mechanismus' bei CPX-Messungen aktuell noch unklar ist, wurden die Weiterentwicklungen vorerst pausiert.

9.9 Kontakt-induziertes Air pumping

In der Literatur wird zum Teil von Textur-basiertem Air pumping gesprochen, das mit Hilfe der dynamischen Kontaktgeometrie abgeschätzt wird [Kropp 1999]. Dieser Ansatz wurde vorerst nicht verfolgt, da bislang in den eigenen Messdaten keine Hinweise auf dieses Phänomen gefunden wurden. Namentlich zeigten die CPX-Messungen mit dem Slick-Reifen auf glattem Belag markante Schalldruckpegel im oberen Frequenzbereich, welche sich nicht durch Texturanregung erklären liessen. Aus diesem Grund wurde für das stochastische Air pumping vorerst ein rein empirischer Ansatz gewählt:

$$L_{A,C}(f) = L_{A,C,0}(f) + B \log \left(\frac{U}{U_0} \right) \quad (52)$$

mit einem festen Geschwindigkeitskoeffizienten B von 40 dB, der Geschwindigkeit U und einer Referenzgeschwindigkeit $U_0 = 50$ km/h. Das konstante Spektrum $L_{A,C,0}$ wurde empirisch geschätzt. Dafür wurden die CPX-Messungen mit dem SRTT aus Kapitel 8.2 mit der neuen Quellenseparationsmethodik verwendet. Die gemessenen stochastischen Schalldruckanteile wurden entweder dem Textur-angeregten Vibrationsschall oder dem Kontakt-induzierten Air Pumping zugeschrieben. Bei der durchgeführten Kurvenanpassung wurde zudem ein sanfter Frequenzverlauf von $L_{A,C,0}$ angenommen.

Dieser einfache Ansatz enthält keine belagsspezifische Einflussfaktoren wie die Porosität oder Textur des Belags und kann damit die vermutete Wirkung des Belags auf diese Form des Air Pumpings nicht abbilden. Das Modell sollte in einem weiteren Schritt um diese Aspekte ergänzt werden.

9.10 Schallabstrahlung und Schallausbreitung im Anhänger

9.10.1 Schallabstrahlung und Richtwirkung

Bei der CPX-Messung befinden sich die Mikrofone in ungefähr 20 cm Distanz zum Reifen. Für einen grossen Frequenzbereich wird also das akustische Nahfeld abgetastet. Eine Simulation des abgestrahlten Vibrationsschalls muss den Reifen daher als ausgedehnte Quelle sowie die örtlichen Phasenbeziehungen berücksichtigen. Dafür muss die komplexwertige Schnelleverteilung auf der Reifenoberfläche bekannt sein. Dies kann das OPM liefern.

Durch Nutzung aller Mikrofone rund um den SRTT-Reifen aus einer Messfahrt konnte der Horneffekt im Frequenzbereich oberhalb 800 Hz messtechnisch nachgewiesen werden. Im Vergleich zu den Norm-Messpositionen 1 und 2 beträgt die Verstärkung in Fahrtrichtung im Bereich 1-2 kHz über 5 dB.

Die Schallabstrahlung und der Horneffekt werden im aktuellen Modell nicht explizit abgebildet. Sie sind aber implizit in den empirischen Modellteilen enthalten.

9.10.2 Schallreflexionen

Das Material der Innenauskleidung des Anhängers wurde im Impedanzrohr unter senkrechtem Schalleinfall vermessen (siehe Kapitel 8.7.1). Aus dem gemessenen normalen Schallabsorptionsgrad α_0 wurden dann durch Kurvenanpassung die Parameter eines Materialmodells für den Schaumstoff geschätzt. Mit dem Kapillarmodell von Allard [Allard 2009] und einer Porosität von 99 %, einem Strömungswiderstand von 7 kPa·s/m² und einer Tortuosität von 2 wurde die charakteristische Impedanz und Wellenzahl modelliert. Mit den Formeln (14) und (15) aus Kapitel 5.3.7 wurden dann verschiedene Absorptionsgradkurven berechnet.

Abbildung 49 zeigt berechnete Absorptionsgradkurven für normalen ($\theta = 0$) sowie für schrägen Schalleinfall unter 60°. Es zeigt sich, dass der Absorptionsgrad der Innenauskleidung nicht nur frequenz-, sondern auch richtungsabhängig ist. Der Absorptionsgrad unter schrägem Schalleinfall liegt je nach Frequenzbereich über oder unter dem des senkrechten Schalleinfalls. Bei schrägem Schalleinfall sinkt der Absorptionsgrad bei 1 kHz um rund 20 % verglichen mit senkrechtem Einfall. Im Mittel über den Winkelbereich 0–60° liegt der Absorptionsgrad bei 500 Hz bei rund 0.6, und bei 300 Hz noch bei 0.4. Bei 500 Hz wird eine am Anhängergehäuse reflektierte Schallwelle demnach nur um rund 4 dB gedämpft. In den untersten drei Terzbändern der CPX-Messung beträgt die Dämpfung einer Reflexion also nur 2 bis 4 dB.

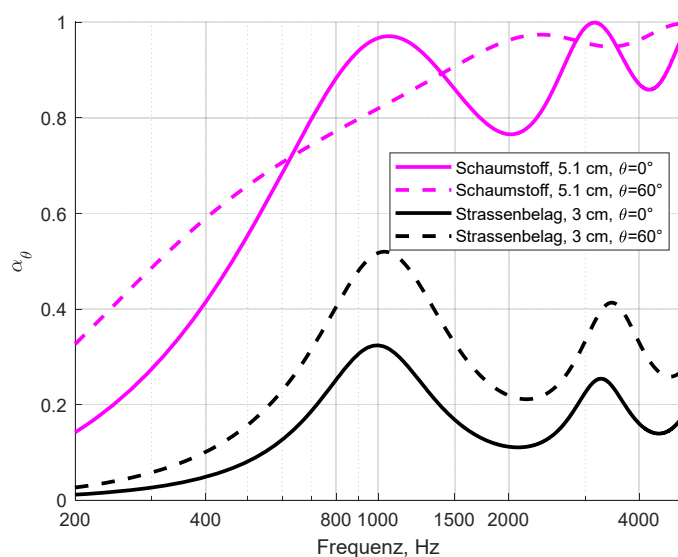


Abbildung 49: Berechnete Absorptionsgrade für die Innenauskleidung des Anhängers (pink) und ein beispielhafter Strassenbelag (schwarz) bei unterschiedlichen Schalleinfallswinkeln einer ebenen Welle.

In Abbildung 4 wurden die Anhängerkorrekturen von in der Schweiz eingesetzten CPX-Anhängern verglichen. Die untersten drei Terzen zeigen mehrheitlich positive Werte bis zu 2 dB. Das bedeutet, dass die Präsenz des Anhängers zu einer Senkung des Mikrofonpegels um ca. 2 dB führt. Aus Sicht der geometrischen Akustik ist das nicht erklärbar, da die zusätzlichen Reflexionsanteile zu einer Erhöhung des Schalldruckpegels führen müssten. Umso weniger greift die zum Teil verbreitete Argumentation, dass dafür die Absorption verantwortlich sei. Obige Berechnungen zeigen, dass das eingesetzte Absorptionsmaterial in den untersten drei Terzen keine nennenswerte Dämpfung der Reflexion bewirkt. Entsprechend ist in den untersten drei Terzen von nennenswerten Reflexionsbeiträgen durch das Anhängergehäuse auszugehen. Die Erklärung für die festgestellten Pegelsenkungen liegt demnach in destruktiven Interferenzen. Welche Innenflächen und Schallpfade dabei eine Rolle spielen, ist noch unklar.

Abbildung 49 zeigt ausserdem beispielhaft eine Simulation für einen porösen Strassendeckbelag der Dicke 3 cm mit einer Porosität von 14 %, einem Strömungswiderstand von 200 kPa·s/m² und einer Tortuosität von 5. Im Gegensatz zum Schaumstoff liegt hier der Absorptionsgrad für schrägen Schalleinfall im ganzen Frequenzbereich über demjenigen des senkrechten Einfalls. Der Absorptionspeak liegt bei 1 kHz und hat eine Magnitude von 0.3. Dies korrespondiert mit den gemessenen Daten in Abbildung 12, die für gewisse Beläge ebenfalls einen Peak bei 1 kHz zeigen.

9.10.3 Schallfeldsimulation

Die Ausführungen in Kapitel 9.10.2 zeigen, dass das Schallfeld im Innern des Anhängers zumindest unterhalb von 600 Hz durch Interferenzen geprägt ist. Eine Simulation des Schallfelds erfordert darum einen wellentheoretischen Ansatz. Die Anhängergeometrie kann nicht durch zwei Dimensionen abstrahiert werden und erfordert eine volle dreidimensionale Simulation. Für den Schallaustritt durch den Luftspalt zwischen Gehäuse und Fahrbahn müssen ausserhalb des Gehäuses Freifeld-Randbedingungen simuliert werden.

Als Methode für diese Problemstellung bietet sich 3D-FDTD an, da das zu berücksichtigende Simulationsvolumen genügend klein ist und die Methode gut mit Freifeld-Randbedingungen umgehen kann. Die Empa hat in den letzten Jahren einen 3D-FDTD Solver im internen Projekt OaSIS aufgebaut. Dank Parallelisierung auf einer GPU resultieren massiv reduzierte und damit handhabbare Rechenzeiten im Bereich von Stunden. Erste

Schritte zur Diskretisierung der Reifengeometrie wurden unternommen, mit dem Ziel das Schallfeld im Anhänger mit dieser numerischen Methode zu simulieren. Jedoch hat sich in Kapitel 9.10.2 gezeigt, dass die Reflexionseigenschaften der relevanten Materialien nicht nur frequenz-, sondern auch winkelabhängig sind. Der aktuelle FDTD-Solver hat diese Fähigkeit aber noch nicht.

10 Validierung

10.1 Einleitung

Dieses Kapitel beschreibt die Validierung des aktuellen Entwicklungsstands des neuen Rechenmodells gemäss Kapitel 9. Als Basis für die Validierung dient der im Projekt erhobene, unabhängige Testdatensatz, der in Kapitel 6 beschrieben ist. Der Testdatensatz enthält mit dem P1-Reifen (SRTT) gemessene CPX-Spektren gemäss [ISO 11819-2:2017] auf neun unterschiedlichen Strassensegmenten und bei den zwei Referenzgeschwindigkeiten 50 und 80 km/h. Die spektralen CPX-Pegel des linken und des rechten Messreifens werden als Referenz genommen. Diese werden den Berechnungen mit dem neuen Modell gegenübergestellt.

10.2 Simulationen

Mit dem CPX-Simulator werden Schalldruckpegelspektren berechnet. Die Simulationen werden für die während den Messungen angetroffenen Bedingungen durchgeführt. Der Testdatensatz enthält einige für die Simulation notwendige Eingangsdaten, wie das Texturprofil, die effektive Fahrgeschwindigkeit und die Reifentemperatur. In den Simulationen werden diese Messdaten als Eingangsdaten verwendet. Unbekannte, nicht im Testdatensatz enthaltene Modellparameter (wie z.B. die Grösse der Kontaktfläche) bleiben bei den Simulationen unverändert.

Die Simulationen beinhalten die in den Kapiteln 9.5, 9.6, 9.7 und 9.9 beschriebenen Rechenmodelle für Profil- und Texturanregung von Vibrationsschall sowie Kontakt-induziertes Air Pumping. Profil-induziertes Air Pumping gemäss Kapitel 9.8 wird nicht berücksichtigt, da die dafür benötigten Modellparameter noch fehlen.

Zur direkten Vergleichbarkeit mit den (normalisierten) CPX-Pegeln werden die simulierten Schalldruckpegel ebenfalls auf Referenzbedingungen normalisiert. Dazu werden sie wie virtuelle Messdaten behandelt und gemäss der Vorschrift in der CPX-Norm [ISO 11819-2:2017] in CPX-Pegel umgerechnet. Dafür werden die vier Korrekturen für Geschwindigkeit, Lufttemperatur, Shore-Härte und den Anhänger angewendet, sowie die A-Bewertung auf Terzbandniveau durchgeführt. Damit resultieren simulierte CPX-Spektren. Die simulierten CPX-Spektren werden mit den gemessenen CPX-Spektren verglichen.

Da das aktuelle Rechenmodell noch kein physikbasiertes Modell für Air pumping enthält, ist es auf den Frequenzbereich 315 Hz bis 1.25 kHz beschränkt. Entsprechend sind Berechnungsergebnisse nur für die untersten sieben Terzbänder der CPX-Norm gezeigt.

10.3 Vergleiche von Simulation und Messung

Auf drei Strassensegmenten des Testdatensatzes (ID1, ID2 und ID8/9) wurde sowohl mit 50 als auch mit 80 km/h gemessen. Abbildung 50 vergleicht die spektralen CPX-Pegel der Simulationen mit den auf diesen Segmenten durchgeführten Messungen bei 50 km/h und bei 80 km/h.

In allen sechs Fällen bildet die Simulation den spektralen Verlauf gut ab und zeigt keine konstante Abweichung. Durch paarweisen Vergleich der linken und rechten Spalte ist ersichtlich, dass das Modell den Geschwindigkeitseinfluss gut abzubilden vermag. Die Beläge ID1 und ID8/9 unterscheiden sich massgeblich bezüglich deren Oberflächentextur – deren Texturspektren (in Abbildung 11) zeigen Unterschiede von rund 15 dB. Der Vergleich zwischen der obersten und untersten Reihe in Abbildung 50 zeigt, dass das Modell sowohl einen rauen als auch einen glatten Belag adäquat abbilden kann. Die grössten Abweichungen treten bei 80 km/h in den Terzbändern 800 Hz und 1 kHz auf, wo das Modell die Pegel unterschätzt. Dies könnte ein Hinweis auf einen im Modell noch unberücksichtigten Schallentstehungsmechanismus sein.

In Abbildung 50 sind zusätzlich zum Gesamtpegel die drei bei der Simulation berücksichtigten Quellenanteile dargestellt. Diese wertvolle Information aus dem Simulationsmodell erlaubt es, die Zusammensetzung der CPX-Spektren quantitativ zu interpretieren und die physikalischen Ursachen für den Gesamtpegel zu erklären. Über die sechs Fälle in Abbildung 50 dominiert jeder der drei Quellenanteile in mindestens einem Terzband. Dies zeigt bereits an diesem relativ kleinen Datensatz von sechs normgerechten CPX-Messungen, dass alle drei Quellenanteile in der Praxis relevant sind und unterstreichen die Wichtigkeit deren Berücksichtigung in der Modellierung.

Noch nicht erfolgreich war die Prognose von poröseren Belägen. Der relativ junge SDA 4-Belag ID5 mit einem geplanten Hohlraumgehalt von 16% zeigte bei den Messungen oberhalb von 630 Hz die tiefsten CPX-Pegel (siehe Abbildung 10). Abbildung 51 zeigt den Vergleich von Simulation und Messung dieses Belags bei 50 km/h. Bei 1 und 1.25 kHz überschätzt die Simulation den Pegel. In diesen Terzbändern werden die CPX-Pegel in der Simulation durch Air pumping dominiert. Die Überschätzung der Simulation erstaunt nicht, da Effekte der Porosität des Belags noch nicht im Modell realisiert sind.

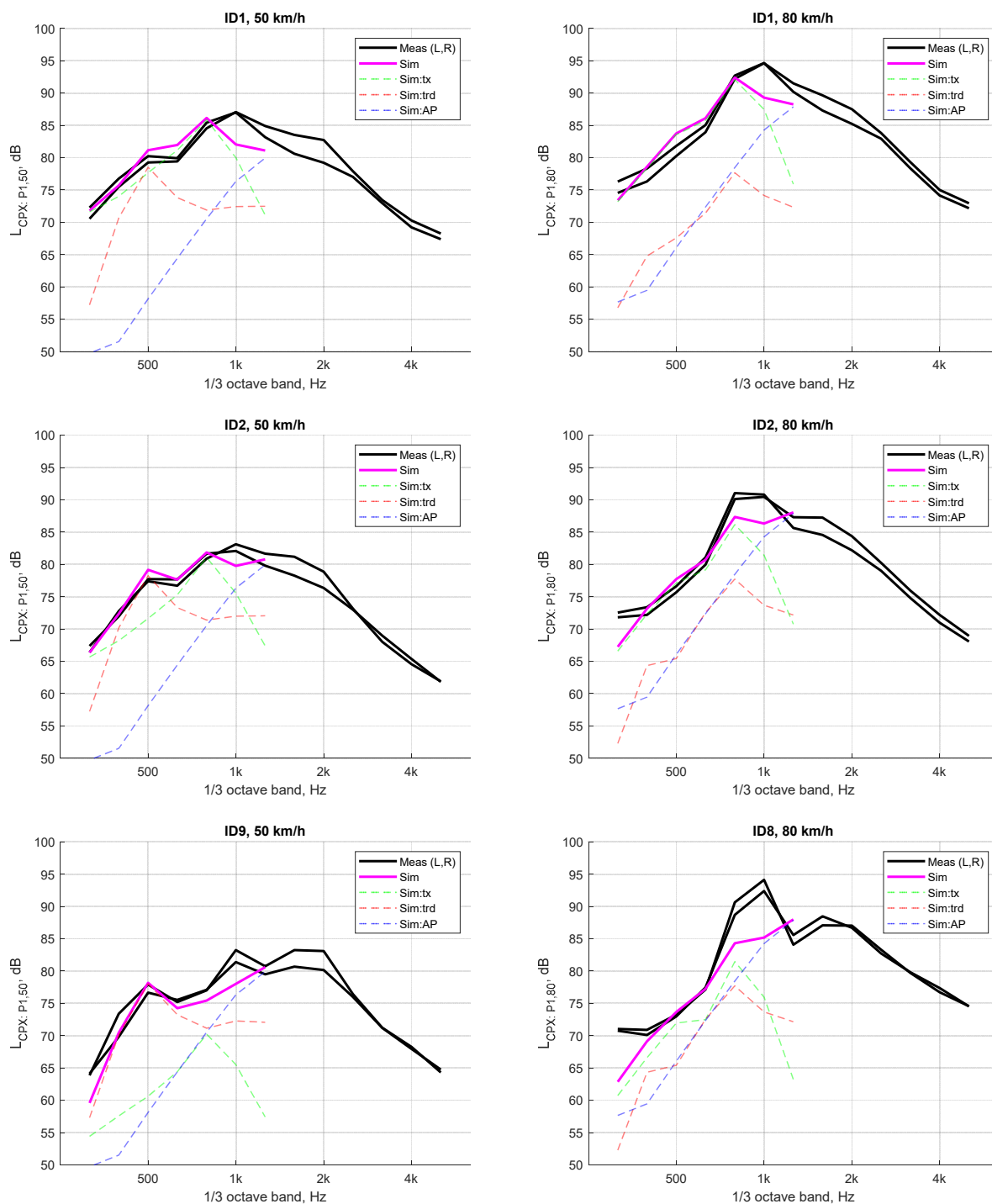


Abbildung 50: Vergleiche von simulierten (magenta) und gemessenen (schwarz) spektralen CPX-Pegeln für 50 km/h (links) und 80 km/h (rechts) auf den drei Belägen ID1 (oben), ID2 (mittig) ID8/9 (unten). Die gestrichelten Linien zeigen die simulierten Anteile von Textur-angeregten Vibrationsschall (grün), Reifenprofil-angeregten Vibrationsschall (rot) und Air pumping (blau).

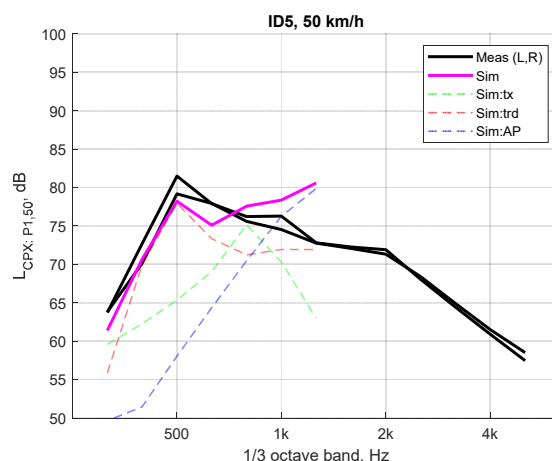


Abbildung 51: Vergleiche des simulierten und gemessenen spektralen CPX-Pegels bei 50 km/h für den Belag ID5 mit 16% Hohlraumgehalt und einem tiefen Strömungswiderstand.

10.4 Modellabweichungen

Die in Kapitel 10.3 gezeigten Spektren wurden im Frequenzbereich 315 Hz bis 1.25 kHz weiter analysiert. Dafür wurden die gemessenen CPX-Pegel des linken und des rechten Reifens gemäss Norm arithmetisch gemittelt. Abbildung 52 zeigt die spektralen Differenzen von Simulationen und Messungen. Alle Abweichungen in allen Terzbändern liegen deutlich unter 10 dB. Die Abweichungen schwanken von Terzband zu Terzband und zeigen keine offensichtliche Systematik. Dass die gleichfarbigen Kurven (gleicher Belag) nahe beieinander liegen, zeigt auf, dass der Geschwindigkeitseffekt gut abgebildet wird. Die grössten Abweichungen treten in den wichtigen Terzbändern 1 und 1.25 kHz auf. Abbildung 53 zeigt die aus den in Abbildung 52 gezeigten Differenzen berechneten Standardabweichungen. Diese sollten sich durch Modellerweiterungen reduzieren lassen.

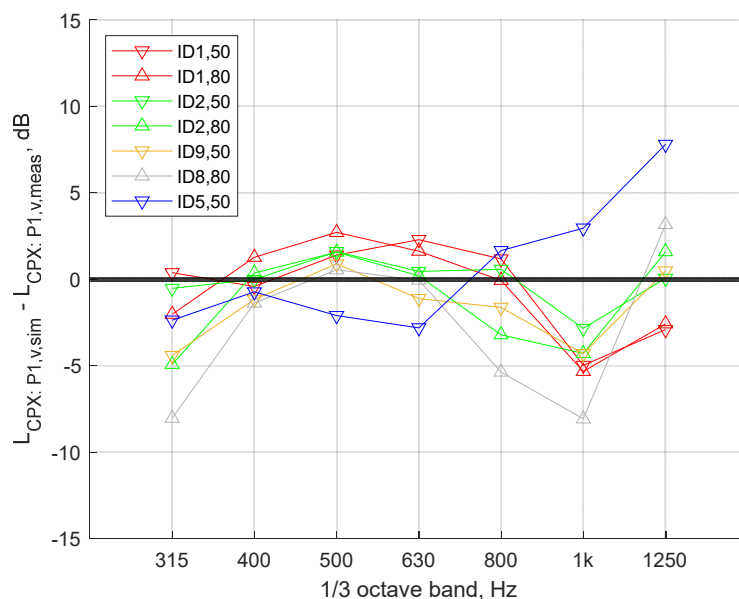


Abbildung 52: Spektrale Abweichungen der Simulationen zu den entsprechenden Messungen für sieben Testfälle auf den Belägen mit IDs gemäss

Tabelle 6 und die Geschwindigkeiten 50 und 80 km/h.

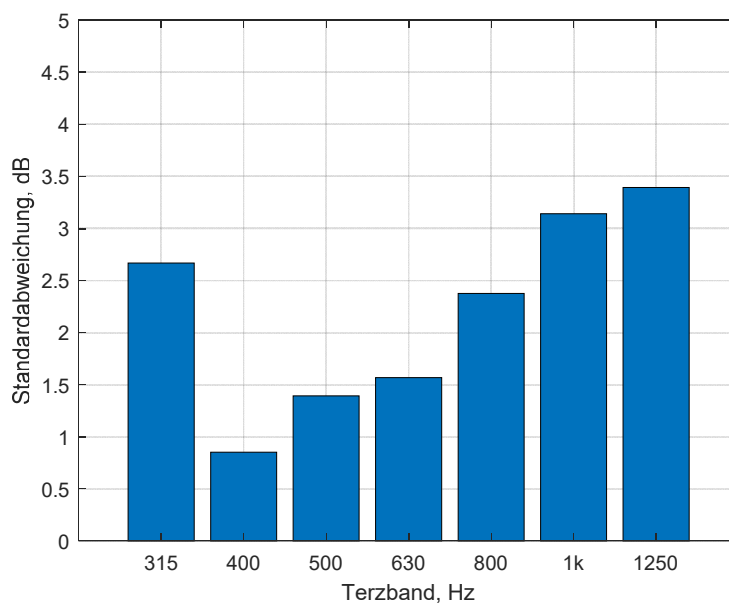


Abbildung 53: Standardabweichung der Abweichungen des neuen Rechenmodells für die untersten sieben Terzbänder.

10.5 Diskussion der Resultate

Die in Kapitel 7 evaluierten Modelle aus der Literatur bilden den Geschwindigkeitseinfluss strukturell bedingt nicht ab. Eine Stärke des neuen CPX-Simulator-Modells ist, dass die Geschwindigkeit ein expliziter Inputparameter ist. Das Modell kann zwischen Belägen mit grosser und geringer Rauheit gut unterscheiden (ID1 vs. ID8/9). Hingegen können die Effekte von porösen Belägen nicht abgebildet werden, da die dabei relevanten physikalischen Mechanismen im Modell noch nicht vorhanden sind. Dies scheint auch der Grund für die ansteigenden Modellabweichungen oberhalb von 630 Hz zu sein.

11 Ausblick

11.1 Ziel

In der Fortführung der Arbeiten soll das CPX-Simulator-Modell weiterentwickelt werden. Ziel der Weiterentwicklung ist eine physiknähere Beschreibung der Schallentstehungsprozesse wie dem Air pumping und damit eine Erweiterung des Anwendungsbereichs. Der Frequenzbereich soll bis 5 kHz ausgedehnt werden und das Modell soll poröse Beläge berücksichtigen können. Schliesslich soll wiederum eine Validierung durch Vergleich mit Messdaten erfolgen.

11.2 Vorgehen

Zur Erreichung dieser Ziele sollen spezifische Untersuchungen zu unterschiedlichen Einflussfaktoren unternommen werden, wie z.B.

- Porosität des Belags (charakterisiert durch Schallabsorptionsgrad, bzw. Strömungswiderstand)
- Reifeneigenschaften (Reifenprofil, evt. Reifendruck, Temperatur)
- Anhängerschwingungen (evt. Reifenlast)
- Anhängergehäuse

In Kapitel 8 und 9 wurden die vielversprechenden Ansätze zur Weiterentwicklung aufgeführt. Diese beinhalten sowohl weitere Messungen als auch Modellierungen. Die Arbeiten beinhalten:

- Weiterentwicklung der Modelle zu Air Pumping: Integration von Profil-induziertem Air pumping und Kontakt-induziertem Air pumping ins Gesamtmodell. Das Modell in Kapitel 9.8 soll mit Messdaten zu Reifenprofil und Rillenkompression sowie um Einflüsse von Belageigenschaften ergänzt und anwendbar gemacht werden. Für Kontakt-induziertes Air pumping wird ein neues Modell entwickelt, welches die Entlüftung durch die Belageigenschaften Strömungswiderstand und Mikrotextur beschreibt. Diese neuen Module erlauben die Ausdehnung des Frequenzbereichs zu hohen Frequenzen und die Berücksichtigung von porösen Belägen.
- Erweiterung der in-situ Quellentrennung durch Einsatz der neu beschafften Schallschnellesonden im Anhänger zur Untersuchung der Bedeutung von Profil-induziertem Air pumping und zur anteilmässigen Trennung von Vibrationsschall und Air pumping. Mit dieser Methode gemessene Daten sind wichtig für die Weiterentwicklung der Air pumping-Modelle.
- Sammlung von Trainingsdaten und Erweiterung des Testdatensatzes: Feldmessungen an semi-dichten und porösen Belägen (CPX, Textur, Strömungswiderstand, Absorptionsgrad)
- Charakterisierung weiterer Reifen durch Labormessungen, Auswertung gemessener Mobilitäten, Modellierung der Reifenschwingungen mit dem OPM-Modell
- Labormessungen am CPX-Anhänger in Hinblick auf die Simulation der Anhängerkorrektur und zur Untersuchung der Eigenschwingungen
- Verbesserte Berechnung des effektiven Texturprofils (siehe Abbildung 44).
- Modellierung der Schallausbreitung im Anhänger, Abstrahlungssimulation oder ein empirisches Modell für den Horneffekt

- Untersuchungen, ob die bisher über die Kontaktfläche integrierte Kraft, die Einprägung der spektralen Anteile des Belags auf den Reifen genügend gut abbildet, da so eine gezielte Anregung einzelner Moden des Reifens nicht erfolgt.
- Ausloten der Möglichkeit, MEMS-Mikrofone in das Reifenprofil zu integrieren und mit einem Mikrocontroller am Rad aufzuzeichnen, um Hinweise für eine weitere Quellentrennung zu erhalten.

12 Referenzen

- [Allard 2009] J.F. Allard & N. Atalla. Propagation of Sound in Porous Media: Modelling of Sound Absorbing Materials, Second Edition. Wiley, 2009.
- [Andersson 2008] P. Andersson, W. Kropp, Time domain contact model for tyre/road interaction including nonlinear contact stiffness due to small-scale roughness, *Journal of Sound and Vibration* 318 (2008) 296–312.
- [Anghelache 2017] G. Anghelache & R. Moisescu. The measurement of dynamic radii for passenger car tyre. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 252, 2017.
- [ASTM F2493-20] ASTM F2493 2020. Standard Specification for P225/60R16 97S Radial Standard Reference Test Tire. ASTM International, US.
- [ASTM F870-23] ASTM F870 2023. Standard Practice for Tread Footprints of Passenger Car Tires Groove Area Fraction and Dimensional Measurements. ASTM International, US.
- [ASTRA 2011/007] T. Beckenbauer, D. Belcher, G. Kneib, Lärmschutzprojekte ASTRA Filialen – Projektbegleitende Forschung Akustik, Forschungsprojekt ASTRA 2011/007 OBF auf Antrag des Bundesamtes für Strassen (ASTRA), 1576, Oktober 2016.
- [Bassil 2020] M.B.L. Bassil, J. Cesbron & P. Klein. Tyre/road noise: A piston approach for CFD modeling of air volume variation in cylindrical road cavity. *Journal of Sound and Vibration*, 469, 115140, 2020.
- [Beckenbauer 2008] T. Beckenbauer, P. Klein, J.F. Hamet & W. Kropp. Tyre/road noise prediction: A comparison between the SPERoN and HyRoNE models – Part 1. Proceedings of EuroNoise 2008, Paris, 2008.
- [Beckenbauer 2012] T. Beckenbauer, C. Angst & P. Buergisser. Simulation of tyre/road noise as a tool for the evaluation of the acoustic behavior of road surfaces. Proceedings of 5th Euroasphalt & Eurobitume Congress, Istanbul, 2012.
- [Bérenghier, 1997] M.C. Bérenghier, M.R. Stinson, G.A. Daigle & J.F. Hamet. Porous road pavements: Acoustical characterization and propagation effects. *Journal of the Acoustical Society of America* 101(1), 1997.
- [Brinkmeier 2008] M. Brinkmeier, U. Nackenhorst, S. Petersen & O. von Estorff. A finite element approach for the simulation of tire rolling noise. *Journal of sound and vibration*, 309, 20-39, 2008.
- [Clapp 1988] T.G. Clapp, A.C. Eberhardt & C.T. Kelly. Development and Validation of a Method for Approximating Road Surface Texture-Induced Contact Pressure in Tire-Pavement Interaction. *Tire Science and Technology*, 16 (1), 2-17, 1988.
- [Conte 2014] F. Conte, P. Klein & M. Berengier. Investigating lateral porosity effect on air pumping noise from connected road cavities with CFD simulations. Proceedings of InterNoise 2014, Melbourne, Australia, 2014.
- [Dai 2008] L.M. Dai & Z. Lou. An Experimental and Numerical Study of Tire/Pavement Noise on Porous and Nonporous Pavements, *Journal of Environmental Informatics*, 11(2), 62-73, 2008.
- [De Roo 2000] F. De Roo & E. Gerretsen. TRIAS – Tyre road interaction acoustic simulation model. Proceedings of InterNoise 2000, Nice, France, 2000.
- [Dreier 2022] C. Dreier & M. Vorländer. Vehicle pass-by noise auralization in a virtual environment. Proceedings of InterNoise 2022, Glasgow, Scotland, 2022.
- [Ejsmont 2016] J.A. Ejsmont, L. Goubert, G. Ronowski & B. Swieczko-Zurek. Ultra Low Noise Poroelastic Road Surfaces. *Coatings*, 2016.
- [Forssen 2018] J. Forssén, A. Hoffmann & W. Kropp. Auralization model for the perceptual evaluation of tyre-road noise. *Applied Acoustics*, 132, 232-240, 2018.
- [Gent 1958] A. N. Gent. On the Relation between Indentation Hardness and Young's Modulus, *Rubber Chemistry and Technology*, 31 (4): 896–906, 1958.

- [Guan 2023] L. Guan, M. Gao, Z. Ma & C. Yu. Research of the effect of tire pattern design on noise and its reduction. *Journal of the Acoustical Society of America*, 154, 2265-2277, 2023.
- [Guatam 2016a] P. Guatam & A.J. Chandy. Numerical investigation of the air pumping noise generation mechanism in tire grooves. *Journal of Vibration and Acoustics*, 138, 2016.
- [Guatam 2016b] P. Guatam & A.J. Chandy. A three-dimensional numerical investigation of air pumping noise generation in tires. *Journal of Vibration and Acoustics*, 138, 2016.
- [Hamet 2001] J.F. Hamet. Tire/road noise: Time domain Green's function for the orthotropic plate model. *Acta Acustica united with Acustica*, 87(4), 470-474, 2001.
- [Hayden 1971] R.E. Hayden. Roadside noise from the interaction of a rolling tire with the road surface. *Proceedings of the Perdue Noise Control Conference*, Perdue University, Indiana, USA, 1971.
- [Heutschi 2018] Heutschi, K., Locher, B. & Gerber, M. sonROAD18: Swiss Implementation of the CNOSSOS-EU Road Traffic Noise Emission Model, *Acta Acustica united with Acustica*, 104, 697-706, 2018.
- [Heutschi 2020] Heutschi K. sonROAD18 - Berechnungsmodell für Strassenlärm - Weiterentwicklungen und Ergänzungen, 2020.
- [Hoever 2012] The influence of modelling parameters on the simulation of car tyre rolling losses and rolling noise. Dissertation. Chalmers University, Sweden.
- [ISO 10844:2014] Acoustics — Specification of test tracks for measuring noise emitted by road vehicles and their tyres.
- [ISO 10844:2021] Acoustics — Specification of test tracks for measuring noise emitted by road vehicles and their tyres.
- [ISO 11819-2:2000] Method for measuring the influence of road surfacings on traffic noise – Part 2: The close proximity method.
- [ISO 11819-2:2017] Akustik – Messung des Einflusses von Strassenoberflächen auf Verkehrsrgeräusche – Teil 2: Nahfeldmessverfahren.
- [ISO/TS 11819-3:2021] Acoustics – Measurement of the influence of road surfaces on traffic noise – Part 3: Reference tyres.
- [ISO/TS 13471-1:2017] Acoustics – Temperature influence on tyre/road noise measurements – Part 1: Correction for temperature when testing with the CPX method.
- [ISO 13473-1:2019] Characterization of pavement texture by use of surface profiles — Part 1: Determination of mean profile depth.
- [Jennewein 1985] Jennewein, M. & Bergmann, M. Investigations concerning tyre/road noise sources and possibilities of noise reduction. *Proc Instn Mech Engrs*, 199, D3, 1985.
- [Jonasson 2007] Jonasson, H.G. Acoustical Source Modelling of Road Vehicles. *Acta Acust. United Acust.* 2007, 93, 173–184.
- [Kim 2006] S. Kim, W. Jeong, Y. Park & S. Lee. Prediction method for tire air-pumping noise using a hybrid technique. *Journal of the Acoustical Society of America*, 119(5), 3799-3812, 2006.
- [Kim 2012] E.-Y. Kim, S.-W. Hwang & S.-K. Lee. Image-based approach to optimize the tyre pitch sequence for a reduction in the air-pumping noise based on a genetic algorithm. *Proc IMechE Part D:J Automobile Engineering*, 226(9), 1171–1184, 2012.
- [Klein 2007] P. Klein & J.F. Hamet. Tyre/road noise prediction with the HyRoNE model. *Proceedings of Inter-Noise 2007*, Istanbul, Turkey, 2007.
- [Kropp 1989] W. Kropp. Structure-borne sound on a smooth tyre. *Applied Acoustics*, 26, 181-192, 1989.
- [Kropp 1990] W. Kropp. Schallabstrahlung eines Zylinders vor einer Wand. *Acta Acustica united with Acustica*, 72 (1), 28-32, 1990.

- [Kropp 1999] W. Kropp. A mathematical model of tyre noise generation. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 6 (1-4), 310-329, 1999.
- [Kropp 2000] W. Kropp, F.X. Bécot & S. Barrelet. On the sound radiation from tyres. *Acustica Acta Acustica*, 86, 769-779, 2000.
- [Kropp 2001] W. Kropp, K. Larsson, F. Wullens, P. Andersson, F.X. Bécot & T. Beckenbauer. The modelling of tyre/road noise – a quasi three-dimensional model. *Proceedings of InterNoise 2001*, The Hague, The Netherlands, 2001.
- [Kuijpers 2001] A. Kuijpers & G. van Blokland. Tyre/road noise models in the last two decades: a critical evaluation. *Proceedings of InterNoise 2001*, The Hague, The Netherlands, 2001.
- [Kuijpers 2003] A. Kuijpers & G. van Blokland. Tyre/road noise modelling: the road from a tyre's point-of-view. *Proceedings of InterNoise 2003*, Korea, 2003.
- [Larsson 2002] K. Larsson, S. Barrelet & W. Kropp. The modelling of the dynamic behaviour of tyre tread blocks. *Applied Acoustics*, 63, 2002.
- [Leitfaden Strassenlärm] Leitfaden Strassenlärm, Technisches Merkblatt für akustische Belagsgütemessungen an Strassen, Version: 11.12.2013.
- [Li 1998] K.M. Li, T. Waters-Fuller & K. Attenborough. Sound propagation from a point source over extended-reaction ground. *Journal of the Acoustical Society of America*, 104, 679, 1998.
- [Li 2013] M. Li, W. van Keulen, C. Ceylan, M. van de Ven & A. Molenaar. Influence of changes in surface layer properties on tire/pavement noise. *Noise Control Engr. J.* 61, 2023.
- [Li 2015] M. Li, W. van Keulen, H. Ceylan, G. Tang, M. van de Ven & A. Molenaar. Influence of road surface characteristics on tire-road noise for thin-layer surfacings. *J. Transp. Eng.* 141(11), 2015.
- [Li 2016] T. Li, J. Feng, R. Burdisso & C. Sandu. The Effects of Tread Pattern on Tire Pavement Interaction Noise, *Proceedings of InterNoise 2016*, Hamburg.
- [Li 2017] J. Li. Assessing the accuracy of predictive models for numerical data: Not r nor r^2 , why not? Then what? *PLoS ONE*, 12(8), 2017.
- [Li 2018] T. Li, R. Burdisso, C. Sandu. Literature review of models on tire-pavement interaction noise, *J. Sound. Vib.* 420 (2018) 357-445.
- [Li 2021] Q. Li, F. Ripamonti, R. Corradi & M. Caccialanza. Simulation of deterministic tyre noise based on a monopole substitution model. *Applied Acoustics* 178, 2021.
- [Mohammadi 2022] S. Mohammadi & A. Ohadi. Introducing a procedure for predicting and reducing tire/road noise using a fast-computing hybrid model. *Journal of the Acoustical Society of America*, 151(3), 2022.
- [Muggleton 2003] J.M. Muggleton, B.R. Mace & M.J. Brennan. Vibrational response prediction of a pneumatic tyre using an orthotropic two-plate wave model. *Journal of Sound and Vibration*, 264, 929-950, 2003.
- [Nakajima 2003] Y. Nakajima. Theory on pitch noise and its application. *Journal of Vibration and Acoustics*, 125(3), 252-256, 2003.
- [O'Boy 2009] D.J. O'Boy & A.P. Dowling. Tyre/road interaction noise – A 3D viscoelastic multilayer model of a tyre belt. *Journal of Sound and Vibration*, 322, 829-850, 2009.
- [Palanivelu 2015] S. Palanivelu, N. Rao K.V. & K.K. Ramarathnam. Determination of rolling tyre modal parameters using Finite Element techniques and Operational Modal Analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 64-65 (2015), 385-402, 2015.
- [Peeters 2008] B. Peeters & A. Kuijpers. The effect of porous road surfaces on radiation and propagation of tyre noise. *Proceedings of EuroNoise 2008*, Paris, 2008.

- [Pieren 2016] Pieren, R., Büttler, T. & Heutschi, K. Auralization of Accelerating Passenger Cars Using Spectral Modeling Synthesis, *Applied Sciences*, 2016, 6, 5, 2016.
- [ROSANNE 2015] J. Kragh et al., ROSANNE Deliverable D2.3: Report on the analysis and comparison of existing noise measurement methods for noise properties of road surfaces, Final report 2015.
- [Sandberg 2002] U. Sandberg, J.A. Ejsmont, Tyre/road Noise Reference Book, INFORMEX, Kisa, Sweden; Harg, Sweden, 2002.
- [Sandberg 2004] U. Sandberg. A Closer Look at the Tread Groove Resonance in Tyre/Road Noise. Proceedings of the 18th International Congress on Acoustics (ICA), Kyoto, 2004. [Schutte 2015] J.H. Schutte, Y.H. Wijnant & A. de Boer. The Influence of the Horn Effect in Tyre/Road Noise. *Acta Acustica united with Acustica*, 101, 2015.
- [Schlatter 2020] F. Schlatter. Untersuchung zur Entwicklung einer Methodik zur Auswertung von CPX-Messungen bei Tempo 30 und 40 – Ergebnisbericht. Bericht Grolimund + Partner AG, Bern, 2020.
- [Van Blokland 2007] G. Van Blokland & R.S.H. Skov. Uncertainty in the CPX method (ISO 11819-2/3) and its applications for pavement evaluation. Proceedings of InterNoise 2016, Hamburg, Germany, 2016.
- [Van Vuuren 1974] D.J. Van Vuuren. Relationship between tire inflation pressure and mean tire contact pressure. 53rd Annual Meeting of the Highway Research Board, Washington, 1974.
- [Vieira 2020] T. Vieira, J. Lundberg & O. Eriksson. Evaluation of uncertainty on Shore hardness measurements of tyre treads and implications to tyre/road noise measurements with the Close Proximity method. *Measurement*, 162 (2020), 107882, 2020.
- [Wehr 2018] R. Wehr, A. Fuchs & C. Aichinger. A combined approach for correcting tyre hardness and temperature influence on tyre/road noise. *Applied Acoustics*, 134, 110-118.
- [Winkler 1871] Winkler. E. Der Eisenbahn-Oberbau, H. Dominicus, Prag, 1871.
- [Winroth 2017] Winroth, J., Kropp, W., Hoever, C., Beckenbauer, T. & Männel, M. Investigating generation mechanisms of tyre/road noise by speed exponent analysis. *Applied Acoustics*, 115, 101-108, 2017.
- [Wullens 2004] F. Wullens & W. Kropp. A Three-Dimensional Contact Model for Tyre/Road Interaction in Rolling Conditions. *Acta Acustica united with Acustica*, 90, 702-711, 2004.
- [Wheeler 2005] R.L. Wheeler, H.R. Dorfi & B.B. Keum. Vibration modes of radial tires: Measurement, prediction, and categorization under different boundary and operating conditions. *SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems*, 114, 2823-2837, 2005.

A Messequipment: Exemplare und Details

Tabelle 15: Seriennummern des von M+P gelieferten Equipments

Messsystem	Komponente	Hersteller	Modell	Seriennummer	
CPX	Anhänger	M+P			
		Comas van Berne	CPX750 XXL	XL9CPX75022095607	
Temperatur- sensoren	Reifen	optris	CSmikro LT15HS	OPTCSMVL15SF0505- 22030263	
	Asphalt	optris	CSmikro LT15HS	OPTCSMVL15SF0505- 22030265	
	Luft	E+E Elektronik	EE08	22081600225715	
Reifen	SRTT (PW)	Uniroyal (Michelin)	TigerPaw P225/60 R16	links	WLA3U6
				rechts	WLA3TY
	LKW	AVON	AV4 Supervan 195 R14 C	links	01425M
				rechts	01561M
2D- Profilometer	Bewegungssensor	Kistler	Correxit L-Motion L	5335A -6026295	
	1D-Entfernungssensor	LMI	Gocator 1340		
	Kombination	M+P	Flash M		

Tabelle 16: Komponenten der Eigenbauten im Einsatz während der Testdatensammlung.

Messsystem	Komponente	Hersteller	Modell	Seriennummer	
Absorptionsgrad	Lautsprecher	Visaton	SC 8 N		
		Brüel & Kjær	4165	1002953	1003545
	Impedanzwandler	G.R.A.S.	26AA	61891	61892
				84739	52429
	Intensitätssonde	G.R.A.S.	50VI		
	Speisung	G.R.A.S.	12AC		
	Audiointerface	Sound Devices	USBPre2	Empa Nr. 4	
Strömungswiderstand	Stellventil	Bronkhorst	F-201CV	M15213729A	
	Differentialdrucksensor	Rotronic	PF542-144DXXX	72103465	

Tabelle 17: Liste der Mikrofone im CPX-Anhänger während der Testdatensammlung

Rad L/R	Position	Membran- durchmesser	Typ	Empa-Nr.	Serien-Nr.		
L	1	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	20	3171940		
L	2	½"	G.R.A.S. 46AE		512155 536160	Wandler Kapsel	
L	3	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	24	3316701		
L	4	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	26	3290781		
L	5	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	27	3290736		
L	6	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	28	3282622		
R	1	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	22	3301867		
R	2	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	23	3278169		
R	3	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	25	3290749		
R	4	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	29	3289151		
R	5	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	30	3288386		
R	6	¼"	Brüel & Kjær 4958-A	31	3278653		

alle auf 93.85 dB kalibriert mit Mikrofonkalibrator Brüel & Kjær 4231 bei 94 dB

Tabelle 18: Gemessene Dimensionen der Normreifen in Tabelle 15.

Reifen	SRTT	H1
Durchmesser (unkomprimiert)	676 mm	661 mm
Breite an den Seitenwänden (unkomprimiert)	238 mm	195 mm
Breite der aktiven Lauffläche (abgenutzte Lauffläche)	17 cm	14 cm
Felge	7.0x16 ET23	5.5x14 ET30