

**Berechnung der Strukturintensität
von Fahrzeugstrukturen**

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Torsten Stoewer
aus
Leiden (Niederlande)

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz
Mitberichterstatter:	Prof. Dr. rer. nat. Michael Schäfer
Tag der Einreichung:	15.01.2015
Tag der mündlichen Prüfung:	06.05.2015

Darmstadt 2016

D17

KURZFASSUNG/ABSTRACT

Zur weiteren Verbesserung des Schwingungs- und Akustikverhaltens in modernen Fahrzeugen ist es wichtig, die Wirkkette von der Strukturanregung bis zum Schalldruck an den Ohren der Insassen genau zu verstehen. Während in der Luftschallakustik mit der Schallintensität eine Mess- und Simulationsgröße besteht, durch die der Schallenergiefluss grafisch dargestellt werden kann, sind Messungen der Körperschallausbreitung mit hohem Aufwand verbunden. Die Größe der Strukturintensität ermöglicht eine detaillierte, simulationsbasierte Analyse der Dynamik von Strukturen. Basierend auf einer Erweiterung bestehender Finite-Elemente-Programme lässt sich mit dieser Methode der Körperschallenergiefluss in dünnwandigen Strukturen lokalisieren und in seinen Anteilen visualisieren. Die Unterscheidung zwischen In-Plane- und Out-of-Plane-Wellen sowie aktivem und reaktivem Anteil des Energieflusses erlaubt einen gezielten konstruktiven Eingriff mit dem Ziel der Strukturverbesserung.

In dieser Arbeit werden die Möglichkeiten zur Beeinflussung des Energieflusses systematisch von einfachen Plattenstrukturen im Frequenz- wie auch für transiente Anregungen im Zeitbereich hergeleitet und messtechnisch verifiziert. Im Frequenzbereich werden die Beeinflussungsmöglichkeiten sowohl für eine Einzelfrequenz als auch für ein Frequenzband dargestellt. Zusätzlich wird die Berechnung um die äquivalente abgestrahlte Schalleistung und die Schwinggeschwindigkeiten erweitert, um die Wirkkette für den Körperschall durchgängig zu beschreiben und eine Korrelation der beiden Größen mit der Strukturintensität zu untersuchen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wird die Strukturintensität für reale Fahrzeugstrukturen berechnet, und Strukturverbesserungen werden für verschiedene Einsatzzwecke ausgewählt und anhand numerischer Simulationen bewertet. Es wird gezeigt, dass die aus der Berechnung der Strukturintensität gewonnenen Erkenntnisse wertvoll für eine effizientere Strukturauslegung sind. Die Berechnung der Strukturintensität für eine gesamte Rohkarosserie und für Strukturen aus faserverstärkten Kunststoffen zeigt, dass die Methode auch zur Analyse sehr umfangreicher, komplexer sowie anisotroper Strukturen genutzt werden kann. In der Arbeit wird somit nachgewiesen, dass sich die Strukturintensität für den zukünftigen serienmäßigen Einsatz in der Fahrzeugstrukturberechnung eignet und dabei hilft, deutlich verbessertes Schwingungs- und Akustikverhalten in zukünftigen Fahrzeugen zu realisieren.

ERKLÄRUNG

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit, abgesehen von den in ihr ausdrücklich genannten Hilfen, selbstständig verfasst habe.

Datum, Unterschrift

VORWORT

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen meiner Zeit als Doktorand in der Gruppe Strukturdynamik und -analyse des Bereichs Gesamtfahrzeugentwicklung der BMW Group entstanden.

Es gibt zahlreiche Personen, die zum Gelingen dieser Arbeit, aber auch zu meiner persönlichen Entwicklung beigetragen haben.

Zuerst gilt mein Dank Professor Tobias Melz für die Übernahme des Referats sowie Professor Michael Schäfer für die Übernahme des Ko-Referats.

Insbesondere danken möchte ich Joachim Bös für die hervorragende Betreuung von Seiten des Fachgebietes und Thorsten Hering für die vertrauensvolle Zusammenarbeit und viele wertvolle Hinweise im Verlauf der Arbeit.

Seitens BMW gilt mein besonderer Dank Helmut Schneeweiß für die Aufnahme in seine Gruppe und die fachliche Betreuung mit vielen Jahren Erfahrung in der Strukturdynamikentwicklung von Fahrzeugen. Weiterhin danken möchte ich Ernst Fricke, der mir stets mit Rat und Tat zur Seite stand, und allen Kollegen in der Abteilung, die für ein stets hervorragendes Betriebsklima gesorgt haben.

Ohne die überaus engagierte Leitung des Doktorandenprogramms durch Andrea Neumüller, das Wirken im Hintergrund durch den Mentor der Doktoranden, Friedrich Nitzschke, und alle engagierten Doktoranden, die das Arbeitsumfeld für die Doktoranden der BMW Group im entscheidenden Maße positiv geprägt haben, hätte ich nie so viel aus der Doktorandenzeit mitnehmen können.

Diese Arbeit wäre nicht denkbar gewesen ohne die Unterstützung durch gute Studenten. An dieser Stelle geht der Dank an Oliver Salewski, Anna Schell sowie Johannes Ebert.

Der letzte und wichtigste Dank geht aber zweifellos an meine Eltern Ingrid und Heinz sowie meine Frau Myriam, deren Unterstützung entscheidend zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen hat: Ihr seid die Besten!

INHALTSVERZEICHNIS

Abbildungsverzeichnis	III
Abkürzungsverzeichnis	VII
Formelzeichenverzeichnis	VIII
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Technik	4
2.1 Der Fahrzeugentwicklungsprozess in Bezug auf Akustik und Schwingungen	4
2.2 Fahrbahnerregte Schwingungen	7
2.2.1 Berücksichtigte Phänomene	8
2.2.2 Schwingungs- und Geräuscentstehung: Reifen und Fahrbahn	9
2.2.3 Transferpfadanalysen	10
2.3 Methode der Strukturintensität	11
2.3.1 Stand der Technik	12
2.3.2 Herleitung der Berechnung für dünne Platten	13
2.3.3 Betrachtung der Strukturintensität im Frequenzbereich	16
2.3.4 Betrachtung der Strukturintensität im Zeitbereich	18
2.4 Äquivalente abgestrahlte Schalleistung	20
2.5 Ziele der Arbeit	23
3 Die Strukturintensität als Bindeglied zwischen Anregung und Abstrahlung	26
3.1 Berechnung der Strukturintensität im Frequenzbereich	27
3.1.1 Berechnung der Strukturintensität am Beispiel einer Rechteckplatte	27
3.1.2 Einfluss konstruktiver Änderungen auf den Intensitätsverlauf	33
3.1.3 Messtechnische Erfassung der Strukturintensität	40
3.2 Berechnung der Strukturintensität im Zeitbereich	43
3.2.1 Berechnung der Strukturintensität am Beispiel einer Rechteckplatte	44
3.2.2 Einfluss konstruktiver Änderungen auf den Intensitätsverlauf	46

3.2.3	Messung und Berechnung einer Karosserieersatzstruktur	48
3.3	Quantifizierung des Einflusses auf den Luftschall	53
3.3.1	Analytische und numerische Bestimmung des ERP-Pegels einer Rechteckplatte	53
3.3.2	Korrelation von Messung und Berechnung	54
3.3.3	Einfluss konstruktiver Änderungen auf die äquivalente abgestrahlte Schalleistung (ERP)	56
3.4	Fazit	58
4	Strukturintensitätsberechnung von Fahrzeugstrukturen	59
4.1	Strukturverbesserung mit Hilfe der STI am Beispiel eines Wagenbodenblechs	59
4.1.1	Ausgangszustand	60
4.1.2	Modifikationen der Struktur	64
4.1.3	Fazit	72
4.2	Aufbau und Simulation eines erweiterten Referenzmodells eines Wagenbodens	72
4.2.1	Aufbau des Wagenbodens	73
4.2.2	Möglichkeiten der konstruktiven Einflussnahme auf den Energiefluss	74
4.2.3	Fazit	81
4.3	Strukturintensität in der Rohkarosserie	81
4.3.1	Betrachtung am Konzeptmodell im Frequenzbereich	82
4.3.2	Betrachtung am Feinmodell im Zeitbereich	87
4.3.3	Fazit	90
5	Berechnung der Strukturintensität bei anisotropen Werkstoffen	91
6	Zusammenfassung und Ausblick	98
6.1	Zusammenfassung	98
6.2	Ausblick	100
	Literaturverzeichnis	X

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Bild 1-1: Wirkkette Körperschall - Luftschall nach HERING [1]	2
Bild 2-1: Akustik- und Schwingungsphänomene im Fahrzeug	5
Bild 2-2: Prinzipvergleich zwischen herkömmlicher und funktionsorientierter Entwicklung (nach [13])	6
Bild 2-3: V-Modell inklusive bidirektionaler Rückkopplung zwischen Entwurf und Integration (nach [17])	7
Bild 2-4: Anteile am Rollgeräusch (nach [23])	8
Bild 2-5: Koordinaten, Verschiebungen und Spannungen an einer dünnen Platte	14
Bild 2-6: Grundlegende Wellenarten in einer Platte der Dicke h	17
Bild 2-7: Abstrahlgrad einer Rechteckplatte über die Frequenz	21
Bild 2-8: Übersicht über untersuchte Modelle	25
Bild 3-1: Frequenzbereich, Zeitbereich und ERP-Rechnung in der Wirkkette	26
Bild 3-2: Untersuchte Rechteckplatte inkl. Anregungspunkt (rot)	28
Bild 3-3: Aufsummierte STI-Verläufe 25 – 100 Hz (I), 100 – 300 Hz (II), 300 – 500 Hz (III) und 1 – 1000 Hz (IV)	32
Bild 3-4: Vergleich der STI bei gesenktem E-Modul (links) oder erhöhtem E-Modul (rechts)	34
Bild 3-5: Vergleich der STI bei Aussparung quer (links) oder Aussparung längs (rechts)	34
Bild 3-6: Vergleich der STI bei Quersicke (links) oder Längssicke (rechts)	35
Bild 3-7: Untersuchte Rechteckplatte inkl. aufgeschweißtem Verstärkungsblech (Rückansicht)	36
Bild 3-8: STI der Rechteckplatte inkl. angeschweißter Verstärkung (Vorder- und Rückansicht)	37
Bild 3-9: Vergleich der STI (rechts) in Abhängigkeit von der Dämpfungsverteilung (links)	38
Bild 3-10: STI bei zwei anregenden Kräften: gleichphasig (links) und gegenphasig (rechts)	39
Bild 3-11: Versuchsaufbau zur messtechnischen Erfassung der STI	41
Bild 3-12: Versuchsergebnisse (oben) und Simulation (unten), Festlagerung (links) und Mischlagerung (rechts)	42

Bild 3-13: Vergleich der gemessenen STI mit einem (links) und zwei (rechts) aufgetragenen Dämpfungsbelägen	43
Bild 3-14: STI-Ausbreitung im Zeitbereich bei aufgeschweißter Verstärkungsplatte	48
Bild 3-15: KES im Versuch (Vorderseite, links) und im FE-Modell (Rückseite, rechts)	49
Bild 3-16: Schematische Darstellung eines ESPI-Doppelpulslasers [64]	50
Bild 3-17: Gemessene Out-of-Plane-Wellenausbreitung an der Karosserieersatzstruktur in 0,1 ms-Schritten	51
Bild 3-18: Simulation der Out-of-Plane-Verschiebung (Farbskala) und der STI in 0,1 ms-Schritten	52
Bild 3-19: Detailansicht Simulation, Zeitpunkt 2 (linke Seite) und Messung, Zeitpunkt 3 (rechte Seite)	52
Bild 3-20: Vergleich von numerischer und analytischer Berechnung des ERP-Pegels der Rechteckplatte aus Abschnitt 3.1.1	54
Bild 3-21: Versuchsaufbau Messung quadratische Stahlplatte	55
Bild 3-22: Messung (oben) und Simulation (unten) der Schwingschnellen in mm/s einer quadratischen Platte von 25 bis 100 Hz (links) und 100 bis 200 Hz (rechts)	55
Bild 3-23: Vergleich der SSP in dB verschiedener Variationen der Rechteckplatte im Frequenzband 1 – 1000 Hz	57
Bild 4-1: Wagenbodenblech zur Untersuchung der STI im Frequenzbereich mit Anregungsstelle (rot)	60
Bild 4-2: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs im Ausgangszustand und Anregungsstelle (rot)	61
Bild 4-3: STI-Verlauf des Wagenbodenblechs im Ausgangszustand und Anregungsstelle (rot)	62
Bild 4-4: STI-Verlauf des Wagenbodenblechs im Ausgangszustand: Out-of-Plane- (a) und In-Plane-Anteil (b)	63
Bild 4-5: STI des Wagenbodens im Ausgangszustand	64
Bild 4-6: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs bei fixierten Knoten am Mitteltunnel (rote Linie)	65
Bild 4-7: STI-Verlauf des Wagenbodenblechs bei fixierten Knoten am Mitteltunnel (pink) und Anregungsstelle (rot)	66
Bild 4-8: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs bei in der x-y-Ebene fixierten Knoten an der rechten Seite des Mitteltunnels	67
Bild 4-9: STI-Verlauf des Wagenbodenblechs bei in der x-y-Ebene fixierten Knoten (pink) an der rechten Seite des Mitteltunnels und Anregungsstelle (rot)	67

Bild 4-10: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs mit Verstärkungsblech (siehe blaue Markierung) an der rechten Seite des Mitteltunnels mit Anregungsstelle (rot)	69
Bild 4-11: STI-Verlauf des Wagenbodenblechs mit Verstärkungsblech (siehe blaue Markierung) mit Anregungsstelle (rot)	69
Bild 4-12: STI des Wagenbodenblechs mit massiverem Verstärkungsblech	70
Bild 4-13: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs mit Verstärkungsplatte links (blaue Markierung)	71
Bild 4-14: STI des Wagenbodenblechs mit Verstärkungsplatte links (blaue Markierung)	71
Bild 4-15: Äußere Geometrie des Referenzwagenbodens und Anregungsstelle (rot)	74
Bild 4-16: ERP-Pegel der Grundstruktur von 50 bis 500 Hz	75
Bild 4-17: STI (links) und SSP (rechts) der Grundstruktur von unten inkl. Anregungspunkt (rot), 100 – 300 Hz	76
Bild 4-18: Änderungen der ersten Modifikation, Draufsicht	77
Bild 4-19: STI (links) und SSP (rechts) der ersten Modifikation des Wagenbodens inkl. Anregungspunkt (rot), 100 – 300 Hz	78
Bild 4-20: Änderungen der zweiten Modifikation, Draufsicht	79
Bild 4-21: STI (links) und SSP (rechts) der zweiten Modifikation des Wagenbodens inkl. Anregungspunkt (rot), 100 – 300 Hz	80
Bild 4-22: Leitung der Energie über die Sitzquerträger in das linke, hintere Bodenblech	80
Bild 4-23: Konzeptmodell zur Berechnung der STI im Frequenzbereich inkl. Anregung (rot)	82
Bild 4-24: Flussdichte (links) und SSP (rechts) der Karosserie im Ausgangszustand	83
Bild 4-26: ERP-Pegel der Karosserievarianten, gemittelt zwischen 100 und 300 Hz	86
Bild 4-27: Fein diskretisiertes FE-Modell einer Karosserie inkl. Anregung (rot) zur Berechnung der STI im Zeitbereich	87
Bild 4-28: Flussdichte einer Fahrzeugkarosserie im Zeitbereich in zwei Ansichten	88
Bild 4-29: Vergleich der In-Plane- (links) und Out-of-Plane-Flussdichte (rechts) nach 1,5 ms	89
Bild 4-30: Vergleich der STI der In-Plane-Wellen (links) und der Verschiebung (rechts) nach 1,5 ms	89
Bild 5-1: Qualitative, richtungsabhängige Steifigkeitsverteilung in Abhängigkeit vom Lagenaufbau	91
Bild 5-2: Qualitative Darstellung der STI (rechts) bei Variation des anisotropen Verhaltens der Rechteckplatte aus Bild 3-2 inkl. Anregungsstelle (roter Punkt)	92

Bild 5-3: Aufbau des Wagenbodens mit CFK-Mitteltunnel mit Hauptfaserrichtung längs (links) und quer (rechts) inkl. Anregungsstelle (roter Punkt)	93
Bild 5-4: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs mit anisotrop gestaltetem Mitteltunnel längsverstärkt (vgl. Bild 5-3 links)	94
Bild 5-5: STI des Wagenbodenblechs mit anisotrop gestaltetem Mitteltunnel längsverstärkt	95
Bild 5-6: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs mit anisotrop gestaltetem Mitteltunnel querverstärkt (Bild 5-3 rechts)	96
Bild 5-7: STI des Wagenbodenblechs mit anisotrop gestaltetem Mitteltunnel querverstärkt	97

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 3-1: Schwingformen (links) und zugehörige Strukturintensitäten (rechts) der Rechteckplatte inkl. Anregungspunkt (rot)	30
Tabelle 3-2: Vergleich von Querkraft (Mitte) und STI (links) der dritten Resonanzfrequenz bei verschiedenen Berechnungsmethoden	31
Tabelle 3-3: Flussdichte, Auslenkung und Schwinggeschwindigkeit einer Rechteckplatte unter Impulsanregung	45
Tabelle 3-4: Vergleich der STI-Ausbreitung im Zeitbereich in Abhängigkeit von der konstruktiven Variation	46
Tabelle 3-5: Von der Karosserieersatzstruktur abzubildende Eigenschaft und Effekte	49

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

CFK	carbonfaserverstärkter Kunststoff
ERP	Equivalent Radiated Power, äquivalente Schallabstrahlleistung
FE(M)	Finite-Elemente(-Methode)
GFK	glasfaserverstärkter Kunststoff
LDV	Laser-Doppler-Vibrometer
MKS	Mehrkörpersimulation
NTF	Noise Transfer Function, akustische Transferfunktion
PVC	Polyvinylchlorid
SEA	Statistische Energie-Analyse
SI	(Luft-)Schallintensität
SSP	Schwingschnellenpegel
STI	Strukturintensität
TPA	Transferpfadanalyse

FORMELZEICHENVERZEICHNIS
Lateinische Buchstaben:

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
a	m/s^2	Beschleunigung
B'	Nm	breitenbezogene Biegesteifigkeit der Schale
$c_{\text{B/L/LS}}$	m/s	Biege-/Longitudinalwellen-/Luftschallgeschwindigkeit
E	N/m^2	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft
f	$1/\text{s}$	Frequenz
G	N/m^2	Schubmodul
h	m	Dicke
$h_{\text{Ü}}$	m/Ns	mittlere Übertragungsadmittanz
I	W/m^2	Strukturintensitätsvektor
I_i	W/m^2	Komponente des STI-Vektors
I'_i	W/m	Komponente des STI-Vektors für Schalen
$I'_{\text{a,int}}$	W/ms	Vektor der integrierten, aktiven Strukturintensität
M_{ij}	N	breitenbezogenes Schnittmoment der Schale
m''	kg/m^2	flächenbezogene Plattenmasse
N_{ij}	N/m	breitenbezogene In-Plane-Schnittkraft der Schale
P	W	abgestrahlte Schalleistung
P_0	W	Referenzleistung
p	N/m^2	Druck
Q	m^3/s	Volumenschallquelle
Q_i	N/m	breitenbezogene Out-of-Plane-Schnittkraft der Schale
S	m^2	Fläche

$v_{(i)}$	m/s	(Komponente der) Geschwindigkeit
$u_{(i)}$	m	(Komponente der) Verschiebung
Y	m/Ns	Admittanz
Z	Ns/m	mechanische Impedanz

Griechische Buchstaben:

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
η	-	Verlustfaktor
λ_B	m	Biegewellenlänge
μ	-	Querkontraktionszahl
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	N/m ²	Spannungstensor
σ	-	Abstrahlgrad
σ_{ij}	N/m ²	Normalspannungskomponente
τ_{ij}	N/m ²	Schubspannungskomponente
ϕ	-	Eigenvektor
ω	1/s	Kreisfrequenz

Mathematische Konventionen und Indizes:

Formelzeichen	Beschreibung
i	imaginäre Einheit mit $i^2 = -1$
$\Im\{\underline{x}\}$	Imaginärteil der komplexen Größe \underline{x}
$\Re\{\underline{x}\}$	Realteil der komplexen Größe \underline{x}
\mathbf{x}	Vektor
\bar{x}	arithmetischer Mittelwert
\underline{x}	komplexe Größe
\underline{x}^*	konjugiert komplexe Größe

1 Einleitung

Im Wettbewerb steht die Automobilindustrie vor Herausforderungen, die es notwendig machen, stets neue Wege in der Entwicklung zu beschreiten. Neue Umweltvorschriften, wie die gesetzliche Limitierung des CO₂-Ausstoßes der Produktpalette, zwingen zu einem erhöhten Aufwand im Leichtbau sowie einer steigenden Elektrifizierung der Fahrzeuge, inklusive neuartiger Fahrzeugkonzepte. Kosten- und Zeitdruck führen zu Baukastensystemen und Architekturentwicklungen, um eine möglichst hohe Variantenvielfalt in allen Fahrzeugklassen darstellen zu können.

Der Kunde erwartet, speziell im sogenannten Premium-Segment, ein Fahrzeug, was zusätzlich zu einer hohen Zuverlässigkeit und Qualität auch ein herausragendes Fahrgefühl bietet. Dies äußert sich nicht nur in der Anmutung des Innenraums, innovativen Assistenzsystemen, hoher Fahrdynamik und einer einwandfreien Ergonomie, sondern auch in einem stetig steigenden Anspruch hinsichtlich Akustik- und Schwingungskomfort. Für die Fahrzeugentwicklung ist es somit von entscheidender Bedeutung, die konträren Anforderungen Entwicklungszeitverkürzung, Kostensenkung und stabile, hohe Qualität gleichzeitig zu erfüllen. Einer der wichtigen Lösungsansätze ist die Reduzierung von kostspieligen Prototypentests und eine Steigerung des numerischen Simulationsanteils. Schnellere Entwicklungsschleifen und eine verbesserte Aussagegüte über zukünftige Produkteigenschaften in der frühen Phase der Produktentwicklung können wichtige Wettbewerbsvorteile bedeuten.

In der Entwicklung von Akustik und Schwingungskomfort kommt der numerischen Simulation eine zusätzliche Bedeutung zu, da den störenden Phänomenen oft ein komplexes Zusammenspiel der beteiligten Komponenten zugrunde liegt. Insbesondere im akustisch tieffrequenten Bereich unterhalb von 300 Hz ist das Körperschallverhalten der Karosseriestruktur für den resultierenden Höreindruck des Insassen von entscheidender Bedeutung. Bislang ist es jedoch nicht in zufriedenstellendem Maße möglich, die Transferpfade innerhalb der Struktur von der Einleitung der Schwingung, beispielsweise des Rollgeräuschs über den Stoßdämpfer, bis zum

Ort der Abstrahlung Richtung Luftschall, typischerweise an den großen Flächen des Innenraums wie Wagenboden oder Dach, zu verfolgen. Dies führt immer wieder zu langwierigen Iterationsschleifen auf der Suche nach effektiven und gleichzeitig effizienten Lösungen.

Mit der Methode der Strukturintensität (STI), die den Fluss der Schwingungsenergie in einer Struktur berechnet und visualisiert, wird diese Lücke geschlossen (siehe Bild 1-1). Gleichzeitig ermöglicht die Simulation mittels der Finite-Elemente-Methode (FEM) eine Reduzierung von Prüfstandsversuchen, was eine weitere Kostensenkung mit sich bringt.

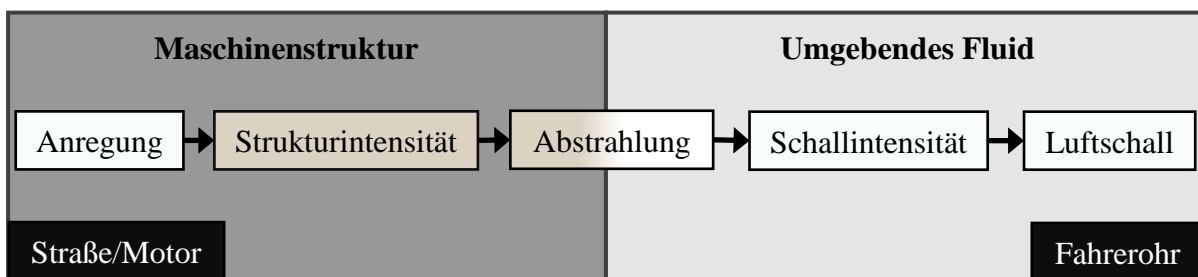


Bild 1-1: Wirkkette Körperschall - Luftschall nach HERING [1]

Im Rahmen dieser Arbeit wird, basierend auf vorangegangenen Arbeiten von HERING [1], KUHLE [2], STEIN [3], MEUDT [4] und BUCKERT [5] dargestellt, welche Auswirkungen systematische Strukturvariationen auf die STI besitzen und wie diese Informationen genutzt werden können, um das dynamische Verhalten realer Karosseriestrukturen zu verbessern. Die Untersuchungen erfolgen im Frequenzbereich und im Zeitbereich. Es kann somit sowohl der eingeschwingene Zustand unter harmonischer Anregung als auch das transiente Strukturverhalten bei Impulsanregung untersucht werden, was insbesondere bei der Anregung der Karosserie durch raderregte Schwingungen, beispielsweise beim Überfahren von Einzelhindernissen, zum vertieften Verständnis der resultierenden Schwingungsphänomene genutzt werden kann. In allen Simulationen kann zwischen den auftretenden Ausbreitungsarten des Schwingungsenergieflusses, den Out-of-Plane- und In-Plane-Wellen, differenziert werden. Bei beiden Wellenarten kann weiterhin ein aktiver und ein reaktiver Anteil unterschieden werden, was im Wesentlichen die Differenzierung zwischen stehenden und Wanderwellen beinhaltet.

Zusätzlich zu den Varianten der STI-Berechnung wird deren mögliche Kombination mit der Berechnung der abgestrahlten Schalleistung vorgestellt. Dies erlaubt es, den Transferpfad zwischen Anregung und Fahrerohr bereits bis an die Grenze zwischen Körperschall und Luftschall

einheitlich zu simulieren. Die Ergebnisse der STI können hierdurch direkt auf ihre Relevanz für Fahrzeugeigenschaften wie Vibrationen an den Kontaktstellen zum Insassen oder den Schalldruckpegel im Innenraum überprüft werden. Abschließend befasst sich die Arbeit kurz mit der Anwendung der STI-Berechnung an anisotropen Faserverbundstrukturen. Die Ergebnisse verdeutlichen den erweiterten Handlungsspielraum, der durch die Methode auch für nicht-metallische Materialien und Strukturbaueisen im Fahrzeugbau gewonnen werden kann.

2 Grundlagen und Stand der Technik

Die erfolgreiche Berechnung des Körperschallenergieflusses in Fahrzeugstrukturen setzt sowohl die Kenntnis der verwendeten Berechnungsgröße „STI“ als auch ein Verständnis des Systems „Fahrzeugkarosserie“, insbesondere des betrachteten Transferpfades, voraus. Zu beiden Punkten wird im Folgenden die wichtigste Literatur vorgestellt, nicht ohne vorweg überschlägig einige globale Rahmenbedingungen des Fahrzeugentwicklungsprozesses zu skizzieren.

2.1 Der Fahrzeugentwicklungsprozess in Bezug auf Akustik und Schwingungen

Als direkte Überleitung der Konstruktionen von Kutschen und Pferdefuhrwerken steht das Bedürfnis nach Akustik- und Schwingungskomfort in den Anfangsjahren des Automobilbaus noch hinter dem Wunsch nach Betriebsfestigkeit. Hierbei nimmt die Reduzierung des fahrbahnerregten Schwingungseintrags nicht zuletzt aufgrund der damals vorherrschenden schlechten Straßenbedingungen einen wesentlichen Platz ein. So vermerkt CHRIST 1925 in seinem Reisebericht [6]: „Wir stuckern aus einem Loch in das andere, so daß wir uns wundern, daß die Federn und Pneus unseres schwer belasteten Wagens standhalten. Aber hier bewähren sich die vor der Reise eingebauten Gabriel-Stoßdämpfer glänzend, und die Stöße und Püffe dieser ganz infamen, heimtückischen Straße können unserem Wagen nichts anhaben, [...]“.

Heute muss bei Fahrzeugen ein fein austariertes Gleichgewicht verschiedener Akustik- und Komfoteigenschaften gefunden werden, die dem Kunden eine ganze Reihe von Eigenschaften wie „Sportlichkeit“, „Souveränität“ oder „Ruhe“ vermitteln sollen. Diese aus der Werbung oder populären Magazinen bekannten Begriffe müssen für die Fahrzeugentwicklung in feiner differenzierte, jedoch noch immer subjektive Phänomene überführt werden. Genannt seien an dieser Stelle „Dröhnen“, „Wummern“ und „Brummen“ aus dem Bereich der tieffrequenten Akustik oder „Stuckern“ und „Hoppeln“ aus dem Bereich des Schwingungskomforts. Eine Übersicht über diverse vibroakustische Phänomene und den dazugehörigen Frequenzbereich liefert Bild 2-1, in Abschnitt 2.2.1 werden „Wummern“ und „Dröhnen“ näher erläutert.

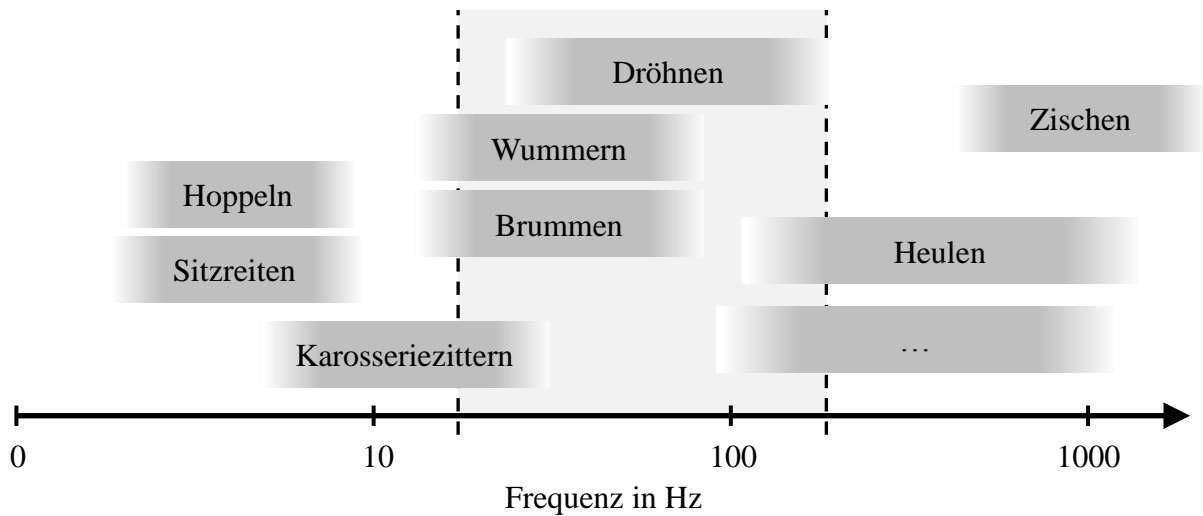


Bild 2-1: Akustik- und Schwingungsphänomene im Fahrzeug

Die oben angesprochenen Phänomene stellen Gesamtfahrzeugeigenschaften dar, deren Objektivierung in letzter Zeit Gegenstand mehrerer Forschungsarbeiten war. So beschäftigen sich u.a. LENNERT [7], KNAUER [8], KOSFELDER [9] und FÜLBIER [10] mit der Objektivierung von Schwingungskomfort, MOOSMAYR [11] mit der Objektivierung transienter Störgeräusche. In der Fahrzeugentwicklung werden zur besseren Quantifizierbarkeit Subsystemziele abgeleitet, welche wiederum bis hin zur Komponentenebene detailliert werden, wobei selbst hier die subjektive Beurteilung für viele Eigenschaften unverzichtbar bleibt. Es bleibt der Zielkonflikt zwischen Komponenten- und Gesamtfahrzeugeigenschaften, wie er bei GEIB [12] beschrieben wird.

Die Komplexität der Aufgabe hat in der Vergangenheit dazu geführt, dass für eine Fahrzeugentwicklung zahlreiche Iterationsschleifen durchlaufen wurden, die mit einem hohen Hardwareeinsatz verbunden waren. ZELLER [13] erläutert in diesem Zusammenhang den Ansatz der funktionsorientierten Entwicklung, der, wie in Bild 2-2 gezeigt, eine frühere funktionale Reife bei geringerer Lösungsdetailierung ermöglicht.

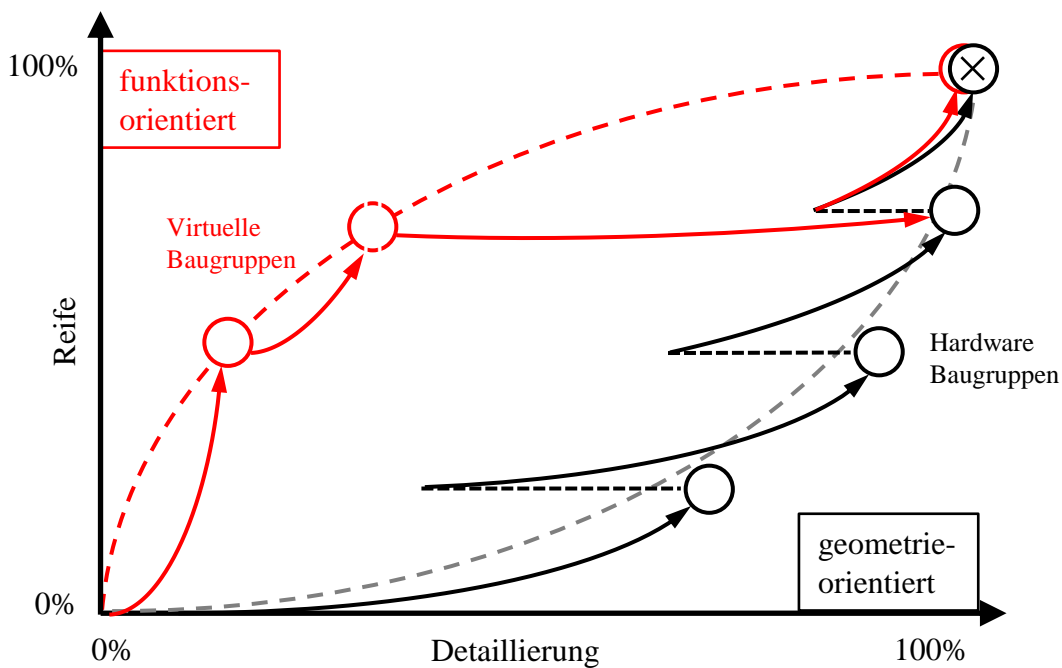


Bild 2-2: Prinzipvergleich zwischen herkömmlicher und funktionsorientierter Entwicklung (nach [13])

Zur Umsetzung dieses Ansatzes wird bereits früh u.a. von HIERONIMUS [14] oder DRESIG [15] auch der verstärkte Einsatz virtueller Methoden bei gleichzeitiger Weiterentwicklung, insbesondere im Bereich der FE-basierten Methoden, gefordert. Im V-Modell, welches ursprünglich von BOEHM [16] für die Softwareentwicklung vorgestellt wurde, aber auch allgemein den Prozess bei Entwicklungsprojekten über die Detaillierungsebenen und den Projektfortschritt aufzeigt, entspricht dies der Stärkung des linken Armes. In Bild 2-3 ist das V-Modell nach VDI 2206 [17] erweitert um die Rückkopplung des Entwurfs auf die Integration dargestellt. Es wird somit dem Umstand Rechnung getragen, dass in dieser frühen Phase Einfluss auf die spätere Absicherung genommen werden kann.

Einen Überblick über gängige Simulationen in der Fahrzeugtechnik bietet MEYWERK [18]. Den positiven Einfluss hoher Produktreife in einem frühen Stadium der Entwicklung auf die Kosten erläutert LINDEMANN [19].

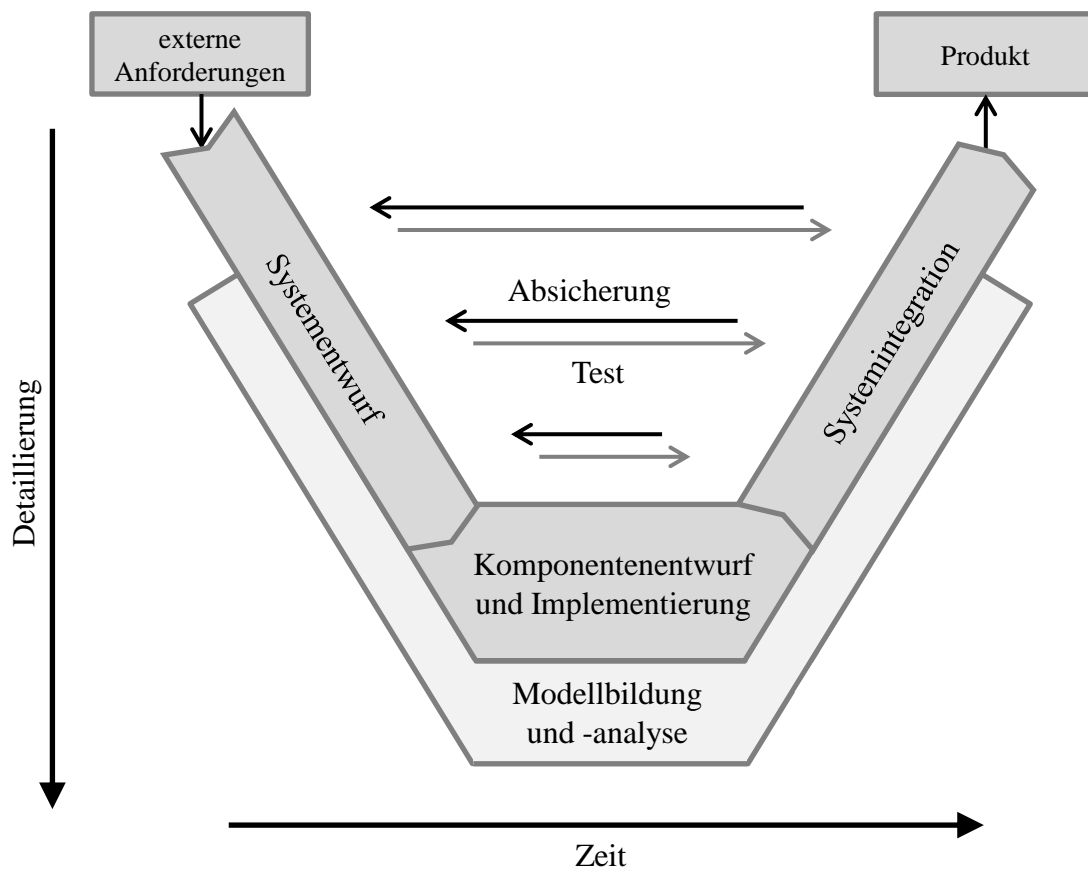


Bild 2-3: V-Modell inklusive bidirektionaler Rückkopplung zwischen Entwurf und Integration (nach [17])

2.2 Fahrbahnerregte Schwingungen

Fahrbahnerregte Schwingungen stellen einen wesentlichen Anteil am vibroakustischen Eintrag im Fahrzeuginnenraum dar [20]. Es wird je nach betrachtetem Frequenzbereich zwischen Schwingungskomfort und Rollgeräusch unterschieden. Die Grenze richtet sich vor allem nach dem Wahrnehmungskanal des Fahrzeuginsassen. Während die Schwingungen vor allem über Sitz, Lenkrad und Fußraum/Pedale wahrgenommen werden, liegt das Rollgeräusch im Hörbereich des Menschen. Es dominiert laut ZELLER [13] vor allem bei Konstantfahrt im Geschwindigkeitsbereich zwischen ca. 50 und 100 km/h. Der Eintrag erstreckt sich über ein sehr breites Frequenzband, wobei, wie in Bild 2-4 dargestellt, der Körperschallanteil im Bereich unter ca.

300 Hz dominiert [21]. Unterhalb von 50 Hz sind die globalen Eigenfrequenzen und Schwingformen der Karosserie maßgeblich (Bild 2-4). In diesem Frequenzbereich ist auf eine gezielte Frequenzpositionierung zu achten, um Resonanzen zu vermeiden [22].

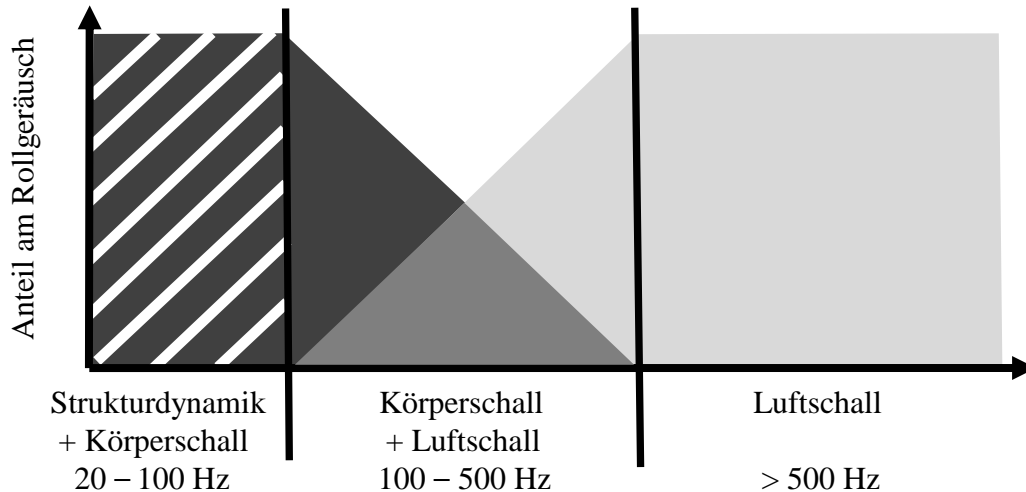


Bild 2-4: Anteile am Rollgeräusch (nach [23])

2.2.1 Berücksichtigte Phänomene

Zwei der in Abschnitt 2.1 dargestellten Schwingungs- und Akustikphänomene werden in der vorliegenden Arbeit besonders angesprochen:

- Wummern:

Dieses Phänomen ist gekennzeichnet durch tieffrequente Druckschwankungen im Fahrzeuginnenraum. Der zugeordnete Frequenzbereich variiert je nach Quelle zwischen < 25 Hz [21], < 100 Hz [24] und $15 - 40$ Hz [13]. Es wird grundsätzlich zwischen wind-, motor-, und fahrbahnerregtem Wummern unterschieden. Charakteristisch sind hohe Schalldruckpegel, die von den Insassen nur zu einem gewissen Grad gehört, im Wesentlichen jedoch als Druck auf den Ohren gefühlt werden und Unwohlsein sowie ein hohes Maß an Diskomfort verursachen können. Maßgeblich verantwortliche Bauteile sind die Heckklappe und die Türen, es können jedoch auch weitere großflächige Bauteile wie das Dach oder der Wagenboden beteiligt sein. Aufgrund des großen Innenraumvolumens und der daraus resultierenden Ausprägung der Hohlraummoden tritt das Phänomen häufig bei Kombinationskraftwagen auf.

- Dröhnen:

Im Gegensatz zu Wummern ist Dröhnen ein nahezu ausschließlich akustisch wahrgenommenes Phänomen, das je nach Quelle dem Frequenzbereich von 40 bis 70 Hz [25] oder < 100 Hz [24] zuzuordnen ist. Es weist darüber hinaus Modulationen im höheren Frequenzbereich von mehreren hundert Hertz auf, die als sehr störend empfunden werden. Wie auch beim Wummern sind die großflächigen Bauteile des Fahrzeugs beteiligt, die die Hohlraummoden des Fahrzeuginnenraums anregen.

Beide Phänomene liegen im unteren hörbaren Frequenzbereich und sind in ihren Transferpfaden häufig sehr vielschichtig, so dass die versuchstechnische Bearbeitung sehr aufwändig sein kann. Sie sind körperschallerregt und werden durch Schwingungen der großflächigen innenraumbegrenzenden Flächen der Karosserie hervorgerufen.

Im Folgenden wird keine Struktur-Hohlraumkopplung vorgenommen, der Fokus liegt auf dem Körperschall- und Strukturverhalten. Eine Interaktion der abstrahlenden Flächen mit dem umgebenden Fluid kann daher nicht betrachtet werden. Da im Rahmen der Arbeit aber keine geschlossenen Karosseriestrukturen inklusive Türen und Klappen betrachtet werden, ist der Fehler durch die fehlende Rückkopplung des Fluides auf die Struktur als vernachlässigbar einzustufen.

2.2.2 Schwingungs- und Geräusentstehung: Reifen und Fahrbahn

Den Ausgangspunkt in der Wirkkette fahrbahnerregter Schwingungen stellt der Aufstandspunkt des Fahrzeugs mit seinen Komponenten Fahrbahn und Reifen dar. Beide haben einen großen Anteil an der Geräusentstehung, sind jedoch durch den Hersteller eines Automobils nur sehr eingeschränkt veränderbar. Die Verbesserung des Fahrbahnbelags unterliegt der Zuständigkeit der öffentlichen Hand, die Umsetzung der Weiterentwicklung des Reifens liegt im Wesentlichen in der Hand der hierauf spezialisierten Zulieferer. Beide Komponenten werden daher in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Es wird auf die Fachliteratur verwiesen, die zu diesem Themenkomplex vorhanden ist. Hervorzuheben ist eine Studie von BECKENBAUER [26], die vom Bundesministerium für Verkehr in Auftrag gegeben wurde und das Thema „Einfluss der Fahrbahntextur auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch“ umfassend untersucht. Einen guten Einstieg in das Thema bieten außerdem GENUIT [24], HEIBING [27] und MITSCHKE [28].

2.2.3 Transferpfadanalysen

Zur Untersuchung der einzelnen Anteile an einem Gesamtgeräusch hat sich die Transferpfadanalyse (TPA) etabliert. Die allgemeine Gleichung lautet nach JANSSENS [29]

$$p(\omega) = \underbrace{\sum_{i=1}^n \text{NTF}_i(\omega) \cdot F_i(\omega)}_{\text{Struktur}} + \underbrace{\sum_{j=1}^r \text{NTF}_j(\omega) \cdot Q_j(\omega)}_{\text{Fluid}} \quad (2-1)$$

mit p als resultierendem Schalldruck, ω als Kreisfrequenz, NTF_{ij} als akustischen Transferfunktionen für Struktur und Fluid, F_i als Kräfte und Momente an den Anregungsstellen und Q_j als Volumenschallquellen.

Im Bereich der Körperschall-Transferpfadanalysemethoden wird laut DEMMERER [30] zwischen verschiedenen Ansätzen unterschieden:

- Berechnung der Körperschalltransferpfade:

Die analytische Berechnung ist nur bei sehr einfachen Strukturen zielführend. Es wird je nach interessierendem Frequenzbereich und vorliegender Struktur auf die verschiedenen Simulationsmethoden wie Mehrkörpersimulation (MKS), die Finite-Elemente-Methode (FEM) oder die Statistische Energie-Analyse (SEA) verwiesen.

- experimentelle Methode zur Ermittlung der Körperschalltransferpfade:

In der Regel werden die Transferpfade einer Struktur experimentell durch den Einsatz von Beschleunigungsaufnehmern und Mikrofonen bestimmt, die am Anregungspunkt und am interessierenden Endpunkt positioniert werden. Durch Veränderung der Steifigkeit oder gezielte Abkopplung einzelner Komponenten kann eine Beitragsanalyse durchgeführt werden. Die mechanische Übertragungsfunktion Y für Körperschall lautet:

$$Y(\omega) = \frac{v_k(\omega)}{F_i(\omega)} \quad (2-2)$$

mit F_i als Kraft an der Anregungsstelle i und v_k als Geschwindigkeit der Antwortstelle k . Dies entspricht der Transferadmittanz nach ZELLER [13].

Unterschiedliche Methoden der TPA werden bei FÜLBIER [10] und SELL [31] detailliert vorgestellt und bewertet.

- experimentell-rechnerische Körperschalltransferpfadanalyse:
Ausgangspunkt kann die experimentelle Modalanalyse oder die Messung von Übertragungsfunktionen mittels Impulshammer sein. Die Kopplung der Daten an ein Rechenmodell erfolgt über Dynamic Substructuring (Substrukturtechnik) im Zeit- oder Frequenzbereich auf Basis der Bewegungsgleichungen der Systeme [13]. Arbeiten zu den verschiedenen Formen der Substrukturtechnik finden sich bei DE KLERK [32], DEMMERER [30], SELL [31] und ZELLER [13].

Im Falle fahrbahnerregter Schwingungen ergeben sich, ausgehend von der Kontaktstelle Reifen – Fahrbahn, über den Radträger mehrere Transferpfade in die Karosserie. Dies sind:

- die Fahrwerkslenker,
- der Stabilisator,
- die Lenkung,
- die Federung/Dämpfung und
- die Antriebswelle an der angetriebenen Achse.

Da eine vollständige Analyse aller Transferpfade unter allen möglichen Anregungsszenarien einen sehr hohen Aufwand bedeutet, wird im Folgenden nur die Anregung über den Aufbau-dämpfer weiter verfolgt, der sich laut GENUIT [24] als sehr relevant bei kleinhubiger, vertikal-dynamischer Anregung darstellt. Auch MANGER [33] beschränkt sich auf Basis dieser Voraussetzungen bei seinen Untersuchungen im Wesentlichen auf die an diesem Transferpfad beteiligten Bauteile.

2.3 Methode der Strukturintensität

Die Strukturintensität, in der Literatur auch als Körperschallintensität [34, 35] oder im Englischen als „structure-borne sound intensity“ [36] bezeichnet, dient ganz allgemein der Beschreibung der mechanischen Energiemenge, die einen Festkörper in einem Flächenelement durchfließt. Sie ist in Analogie zur (Luft-)Schallintensität (SI) in Gleichung (2-3) definiert, wobei

jedoch anstelle des Drucks p der Spannungstensor $\boldsymbol{\sigma}$ tritt (Gleichung (2-4)). Da eine positive Zugspannung und eine positive Schnelle einen Energiefluss in negativer x -Richtung ergeben, wird ein negatives Vorzeichen eingefügt.

$$\mathbf{I}_{\text{Luftschall}} = p \cdot \mathbf{v} \quad (2-3)$$

$$\mathbf{I}_{\text{Körperschall}} = -\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{v} = - \begin{bmatrix} \sigma_{xx}v_x + \tau_{xy}v_y + \tau_{xz}v_z \\ \tau_{yx}v_x + \sigma_{yy}v_y + \tau_{yz}v_z \\ \tau_{zx}v_x + \tau_{zy}v_y + \sigma_{zz}v_z \end{bmatrix} \quad (2-4)$$

Die Vorstellung der Intensität als Energiefluss spiegelt sich auch in der verwendeten Einheit W/m^2 wider.

2.3.1 Stand der Technik

Während die Theorie der akustischen Energie bereits von KIRCHHOFF im Jahr 1876 aufgestellt wird [37] und OLSON 1931 erstmals eine Messung der Schallintensität durchführt [36], welche mittlerweile weite Verbreitung gefunden hat [13], stammt der erste Artikel zur Strukturintensitätsmessung von NOISEUX [38] aus dem Jahr 1970. Auslöser ist der Wunsch, die Ausbreitung von Schwingungen in schwach gedämpften Maschinenstrukturen wie U-Booten, Flug- oder Raumfahrzeugen besser nachvollziehen zu können. Eingeführt wird von NOISEUX [38] das Zwei-Aufnehmer-Verfahren, was jedoch aufgrund des hohen messtechnischen Aufwands bei gleichzeitig begrenzter Genauigkeit, ebenso wie das später von PAVIC [39] vorgestellte Acht-Aufnehmer-Verfahren mit seinem nochmals gesteigerten Messaufwand, keine weitere Verbreitung findet. 1980 schlägt VERHEIJ [40] die Messung der Strukturintensität mittels der spektralen Kreuzleistungsdichte im Frequenzbereich vor, was den messtechnischen Aufwand reduziert.

Praktische Anwendung findet die Strukturintensität bei MAYSENHÖLDER [41] und NABHAN [42] zur Bestimmung von Körperschallbrücken in Gebäuden und bei MOORHOUSE [43] zur Energieflussberechnung innerhalb einer Zentrifuge.

Erst Anfang der 1990er Jahre stellt GAVRIĆ [44, 45] die Berechnung der Strukturintensität auf Basis der FEM vor, um den Messaufwand zu umgehen. MEUDT [4] vergleicht experimentelle

Verfahren mit den Ergebnissen einer FE-Berechnung und stellt diese der analytischen Lösung gelenkig gelagerter, homogener Platten gegenüber. Weiterhin wird, wie bei KHUN [46], die Möglichkeit der gezielten Lenkung des Energieflusses über Versteifungen und Entkopplungselemente gezeigt. Dies bildet die Basis für die Arbeiten von STEIN [3] und KUHL [2], welche den Einfluss von konstruktiven Maßnahmen, wie Materialwegnahme oder Versteifungen, an verschiedenen vereinfachten Strukturen zeigen. In der Arbeit von HERING [1] werden die Ergebnisse aufgegriffen und offene Fragen wie das Zusammenspiel von transversalen und longitudinalen Wellen oder die Konvergenz der STI bei modaler Superposition beantwortet. Weiterhin wird eine Optimierung der Dämpfungsverteilung auf Basis der STI am Beispiel eines Stahlkastens vorgeschlagen, und mit einer Ölwanne und einem Gepäckraumboden werden zwei reale Strukturen exemplarisch konstruktiv hinsichtlich ihres Schwingungsverhaltens bei Einzel Frequenzen verbessert. Zusätzlich erläutert HERING auch die Möglichkeit, die STI für transiente Schwingungsvorgänge im Zeitbereich zu berechnen, ein Thema, welches vorher nur bei LIU [47] behandelt wird. BUCKERT [5] nutzt die Möglichkeiten der Strukturintensitätsberechnung auch zum effizienten Einsatz aktiver Systeme zur Schwingungsreduktion.

2.3.2 Herleitung der Berechnung für dünne Platten

Für dünne, isotrope Platten mit Lage der Mittelebene in der x - y -Ebene eines Koordinatensystems und einer im Vergleich zur Ausdehnung sehr kleinen Dicke h in z -Richtung wie in Bild 2-5 gilt nach DOYLE [48] oder GROSS [49] unter der Annahme kleiner Verformungen für die dort herrschenden Spannungen σ und Schubspannungen τ

$$\sigma_{xx} = \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \mu \frac{\partial u_y}{\partial y} \right) \quad (2-5)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{\partial u_y}{\partial y} + \mu \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) \quad (2-6)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = G \left(\frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right) \quad (2-7)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = G \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \quad (2-8)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = G \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \quad (2-9)$$

mit dem Schubmodul G bei einer Querkontraktionszahl μ und dem E-Modul E

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (2-10)$$

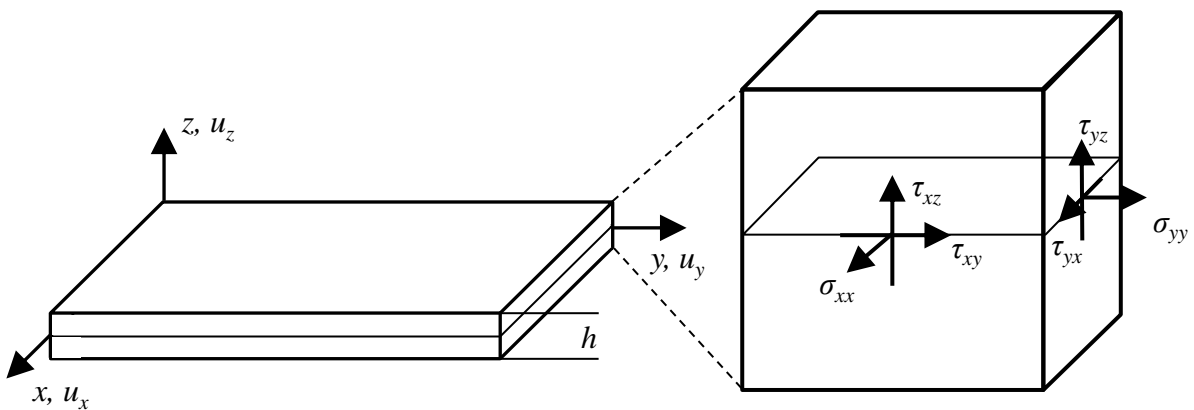


Bild 2-5: Koordinaten, Verschiebungen und Spannungen an einer dünnen Platte

Durch zeitliche Ableitung der Verschiebungen und Einsetzen in (2-4) ergibt sich nach HERING [1] bei Integration über die Plattendicke der auf die Breite bezogene Energiefluss

$$I' = \int_{-h/2}^{h/2} I dz. \quad (2-11)$$

Ausgeschrieben bedeutet dies für die Intensität der dünnen Schale in x-Richtung

$$\begin{aligned}
 I'_x = - \left[\right. & \frac{Eh}{1-\mu^2} \left(\frac{\partial u_{x,M}}{\partial x} + \mu \frac{\partial u_{y,M}}{\partial y} \right) \frac{\partial u_{x,M}}{\partial t} \\
 & + Gh \left(\frac{\partial u_{x,M}}{\partial y} + \frac{\partial u_{y,M}}{\partial x} \right) \frac{\partial u_{y,M}}{\partial t} \\
 & + B' \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} \right) \frac{\partial \varphi_y}{\partial t} + B'(1-\mu) \frac{\partial^2 u_z}{\partial x \partial y} \frac{\partial \varphi_x}{\partial t} \\
 & \left. - B' \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial u_z}{\partial y^2} \right) \frac{\partial u_z}{\partial t} \right]
 \end{aligned} \tag{2-12}$$

mit B' als auf die Breite bezogener Biegesteifigkeit der Schale

$$B' = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} = \frac{2Gh^3}{12(1-\mu)} \tag{2-13}$$

und $u_{x,M}$, $u_{y,M}$ als Verschiebungen der Mittelebene sowie φ_x , φ_y als rotatorischer Anteil der Gesamtverschiebungen u_x , u_y . Für die Umsetzung in der FEM können die Terme aus Gleichung (2-12) durch die Schnittkräfte N und Q bzw. die Schnittmomente M ausgedrückt werden.

Durch die Integration über die Schalendicke ergibt sich für die STI dünner Schalen die Einheit W/m. Die Herleitung für die Platte in y -Richtung kann analog erfolgen.

Wird die Richtungsinformation der STI nicht benötigt, kann der Intensitätsvektor auch skalar als Betrag der STI ausgewertet werden. Das Resultat wird als Energieflussdichte, oder kurz Flussdichte, bezeichnet.

$$\text{Flussdichte} = |I'| \tag{2-14}$$

2.3.3 Betrachtung der Strukturintensität im Frequenzbereich

Die Analyse der STI im Frequenzbereich liefert Aufschluss über den Energiefluss in einer Struktur im eingeschwungenen Zustand unter harmonischer Anregung. Die Basis für die Berechnung der STI bildet Gleichung (2-4). Nach VERHEIJ [40] lässt sich durch Berechnung des Kreuzleistungsspektrums der zeitliche Mittelwert der STI im Frequenzbereich berechnen. Die Umsetzung der STI-Berechnung mittels FE-Berechnung für Schalenelemente erfolgt auf Basis von Gleichung (2-12) mit komplexen Größen. Somit ergeben sich für die einzelnen Koordinatenrichtungen

$$\underline{I}'_x = -\underbrace{(\underline{N}_{xx} \cdot \underline{v}_x^* + \underline{N}_{xy} \cdot \underline{v}_y^*)}_{\text{In-Plane-Anteil}} + \underbrace{(\underline{M}_{xx} \cdot \underline{\omega}_y^* - \underline{M}_{xy} \cdot \underline{\omega}_x^* + \underline{Q}_x \cdot \underline{v}_z^*)}_{\text{Out-of-Plane-Anteil}}, \quad (2-15)$$

$$\underline{I}'_y = -\underbrace{(\underline{N}_{yy} \cdot \underline{v}_y^* + \underline{N}_{xy} \cdot \underline{v}_x^*)}_{\text{In-Plane-Anteil}} - \underbrace{(\underline{M}_{yy} \cdot \underline{\omega}_x^* + \underline{M}_{xy} \cdot \underline{\omega}_y^* + \underline{Q}_y \cdot \underline{v}_z^*)}_{\text{Out-of-Plane-Anteil}}, \quad (2-16)$$

$$\underline{I}'_z \cong 0. \quad (2-17)$$

mit den komplexen Schnittkräften \underline{N} und \underline{Q} , den komplexen Schnittmomenten \underline{M} sowie den konjugiert komplexen translatorischen und rotatorischen Schnellen \underline{v}^* und $\underline{\omega}^*$. \underline{I}'_z kann unter der Annahme einer konstanten, gegenüber der Plattenlänge und -breite sehr kleinen Plattendicke, vernachlässigt werden.

Die Tatsache, dass die Gleichungen (2-15) und (2-16) komplexe Größen enthalten, beschreibt eine Analogie zur Wirk- und Blindleistung in der Elektrotechnik. Die resultierenden Anteile der Gesamtintensität werden als reale bzw. imaginäre oder aktive (\underline{I}'_a) bzw. reaktive (\underline{I}'_r) (Gleichungen (2-18) und (2-19)) STI bezeichnet und können getrennt ausgewertet werden.

$$\underline{I}'_a(\omega) = \frac{1}{2} \Re(\underline{I}'(\omega)) \quad (2-18)$$

$$\underline{I}'_r(\omega) = \frac{1}{2} \Im(\underline{I}'(\omega)) \quad (2-19)$$

Die Rolle der reaktiven STI ist hierbei nach wie vor nicht abschließend geklärt. Verschiedene Thesen werden von MAYSENHÖLDER [35] untersucht. Seine Beschreibung des proportionalen Zusammenhangs zwischen reaktiver STI und potentieller Energiedichte wird von HERING [1] bestätigt. Es ist folglich eine starke Analogie von reaktiver STI und Schwingform der Struktur gegeben.

Eine weitere Möglichkeit, die neben der Unterscheidung zwischen aktiven und reaktiven Energieanteilen durch die Berechnung der STI gegeben ist, ist die Unterscheidung zwischen In-Plane-Wellen und Out-of-Plane-Wellen. Diese beiden Anteile werden durch die reine Longitudinal- oder Transversalwelle repräsentiert, in realen Strukturen herrschen jedoch meist Wellenformen mit beiden Anteilen vor, in plattenähnlichen, flächigen Strukturen z.B. die Biegewelle (Bild 2-6). Während der In-Plane-Wellenanteil durch die Längskräfte (N_{xx} , N_{yy}) und die horizontalen Schubkräfte N_{xy} sowie die komplexen Schnellen in Schalenebene (v_x^* , v_y^*) berechnet wird, ergibt sich der Anteil der Out-of-Plane-Wellen aus den Biegemomenten (M_{xx} , M_{yy}), dem Torsionsmoment (M_{xy}), den Querkräften (Q_x , Q_y) und den komplexen Schnellen orthogonal zur Schalenebene (v_z^*).

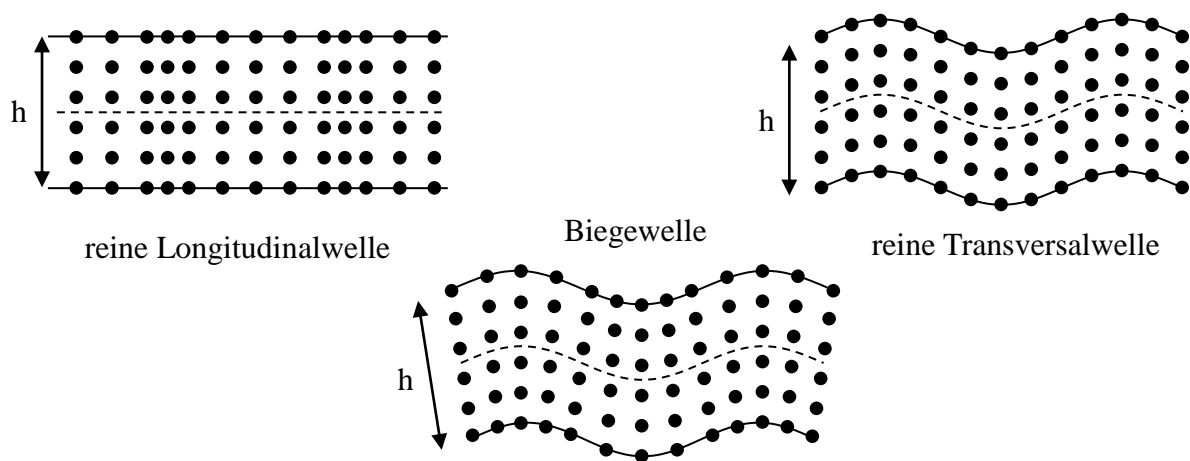


Bild 2-6: Grundlegende Wellenarten in einer Platte der Dicke h

Der Einfluss der Strukturdämpfung wird im Frequenzbereich über die komplexen Kräfte und Momente berücksichtigt (Gleichungen (2-15) und (2-16)), welche abgeleitet aus Gleichung (2-12) die Biegesteifigkeit B' beinhalten. Bei der Berechnung der komplexen STI im Frequenzbereich wird diese zur komplexen Biegesteifigkeit \underline{B}'

$$\underline{B}' = (1 - i\eta)B' \quad (2-20)$$

mit dem Verlustfaktor η .

Ein wesentlicher Aspekt in der Bewertung der STI ist die Vorstellung einer Struktur als Aneinanderreihung von Impedanzen und Impedanzsprüngen. Als Kehrwert der Admittanz der Transferpfadanalyse aus Gleichung (2-2) ist die mechanische Impedanz definiert zu

$$Z(\omega) = \frac{F(\omega)}{v(\omega)}. \quad (2-21)$$

Die mechanische Impedanz kennzeichnet also die Kraft F , die bei einer Frequenz ω aufzubringen ist, um an einer Position einer Struktur eine Schwinggeschwindigkeit v hervorzurufen.

Während die Bestimmung und Verbesserung der Impedanz an diskreten Koppelpunkten einer Struktur gängig ist, um den Energieeintrag in eine Struktur zu reduzieren, ist die Betrachtung auf Transferpfaden innerhalb einer Struktur nicht weit verbreitet. Wie bereits von HERING [1] grundlegend beschrieben, kann die Betrachtung der Struktur als Impedanzen jedoch genutzt werden, um die Energie in einer Struktur zu leiten, indem Impedanzsprünge gezielt eingesetzt werden.

2.3.4 Betrachtung der Strukturintensität im Zeitbereich

Die Betrachtung der STI im Zeitbereich ist besonders dann von Interesse, wenn es gilt, die Entstehung von Schwingungen zu verstehen, wenn die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Schwingung und ihrer Energie berücksichtigt werden soll, oder nicht mit einem eingeschwungenen Zustand der Struktur zu rechnen ist, da eine transiente Anregung vorliegt. Unterschieden wird wie im Frequenzbereich zwischen longitudinalen (In-Plane) und transversalen (Out-of-Plane) Wellen, wobei die Biegewellen die größte Bedeutung für die Abstrahlung haben.

Die Basis zur Berechnung von deren Ausbreitung ist die Biegewellengleichung für die homogene Platte, die sich nach MÖSER [50] zu

$$\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 v}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 v}{\partial y^4} - \frac{m''}{B'} \omega^2 v = \frac{j\omega p}{B'} \quad (2-22)$$

ergibt. Darin steht v für die Schnelle, ω für die Winkelschnelle und p für die wirkende Flächenkraft. Weiterhin beschreibt

$$m'' = \rho h \quad (2-23)$$

die Massebelegung m'' , wobei ρ die Plattendichte und h ihre Dicke darstellt, und B' die Platten-Biegesteifigkeit (siehe Gleichung (2-13)).

Die Biegewellenlänge λ_B und die Biegewellengeschwindigkeit c_B berechnen sich unter Verwendung von (2-13) und (2-23) in vereinfachter Form zu

$$\lambda_B = 2\pi \sqrt[4]{\frac{B'}{m''} \frac{1}{\sqrt{\omega}}} \approx 1,38 \sqrt{\frac{h \cdot c_L}{f}} \quad (2-24)$$

$$c_B = \sqrt[4]{\frac{B'}{m''} \sqrt{\omega}} \approx \sqrt{1,8 h c_L f} \quad (2-25)$$

in Abhängigkeit von der Longitudinalwellengeschwindigkeit für Platten c_L

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \mu^2)}} \quad (2-26)$$

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Wellen lässt sich folglich auf die Materialeigenschaften E-Modul E , Dichte ρ und Querkontraktionszahl μ in Kombination mit der Frequenz f sowie der Plattendicke h zurückführen.

In dreidimensionalen Strukturen gehen transversale und longitudinale Wellen entsprechend der Richtungsänderung der Struktur ineinander über. Insbesondere an Kanten, Sicken oder Rippen findet eine starke Umwandlung der Wellenformen statt.

Erst durch kontinuierliche Reflexion der induzierten Wellen an Impedanzsprüngen innerhalb der Struktur oder an deren Rändern können sich bei periodischer Anregung stehende Wellen ausprägen, die nach einer bestimmten Anzahl von Schwingungen zu einer konstanten Eigenschwingung werden. Die wirkenden Mechanismen sind unter anderem bei DOYLE [48] und LUEGMAR [51] dargestellt.

2.4 Äquivalente abgestrahlte Schalleistung

Die Verknüpfung des Körperschallübertragungsverhaltens und des Abstrahlverhaltens ermöglicht die genauere Abschätzung der Auswirkung konstruktiver Strukturänderungen auf den Luftschall. Bei HE [52] wird die Korrelation von Körper- zu Luftschallverhalten für umgeformte Blechbauteile anhand der Ergebnisse einer rechnerischen und experimentellen Modalanalyse, verknüpft mit der gemessenen und simulierten Schallabstrahlung, ermittelt. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Berechnung von der STI und der äquivalenten abgestrahlten Schalleistung (ERP, nach engl.: Equivalent Radiated Power) verbunden. Diese stellt nach ZELLER [13] ein Hilfsziel zur Berücksichtigung der akustischen Anforderungen in Fahrzeugprojekten dar.

Ausgangspunkt ist die maschinenakustische Grundgleichung, die nach KOLLMANN [53] folgendermaßen definiert ist:

$$P(f) = \rho_L c_{LS} \sigma(f) S h_{\bar{U}}^2(f) \tilde{F}^2(f). \quad (2-27)$$

Sie beschreibt die abgestrahlte Schalleistung $P(f)$ einer Struktur, die sich aus der Dichte ρ_L und Schallgeschwindigkeit c_{LS} des umgebenden Mediums, der Erregung durch die frequenzabhängige Einzelkraft $\tilde{F}(f)$, dem Abstrahlgrad $\sigma(f)$, der Fläche der Struktur S sowie der mittleren quadratischen Übertragungsadmittanz $h_{\bar{U}}^2(f)$ zusammensetzt.

Hierbei ist die mittlere quadratische Übertragungsadmittanz, welche die Schwingbereitschaft der Struktur beschreibt,

$$h_{\ddot{v}}^2(x_0, f) = \frac{\overline{\ddot{v}^2(f)}}{\overline{F^2(x_0, f)}} \quad (2-28)$$

und der Abstrahlgrad als Maß für den Übergang von Körperschall zu Luftschall

$$\sigma(f) = \frac{P(f)}{\rho_L c_{LS} S \overline{\ddot{v}^2(f)}}, \quad (2-29)$$

wobei $\overline{\ddot{v}^2(f)}$ das über die Oberfläche der Struktur gemittelte Normalenschnellequadrat ist.

Der Abstrahlgrad ist keine Konstante, sondern stark frequenz- und geometrieabhängig. Sein Verlauf lässt sich in vier Bereiche (Kolbenstrahler-, Kurzschluss-, Koinzidenz- und Bereich voller Abstrahlung) einteilen, für die nach [53] jeweils eigene Berechnungsregeln gelten. Das Verhalten des Abstrahlgrades über die Frequenz ist in Bild 2-7 beispielhaft für eine Rechteckplatte skizziert. In diesem Beispiel nähert sich der Abstrahlgrad erst weit oberhalb der 10 kHz wieder dem Wert 1, was deutlich außerhalb des Betrachtungsrahmens dieser Arbeit liegt.

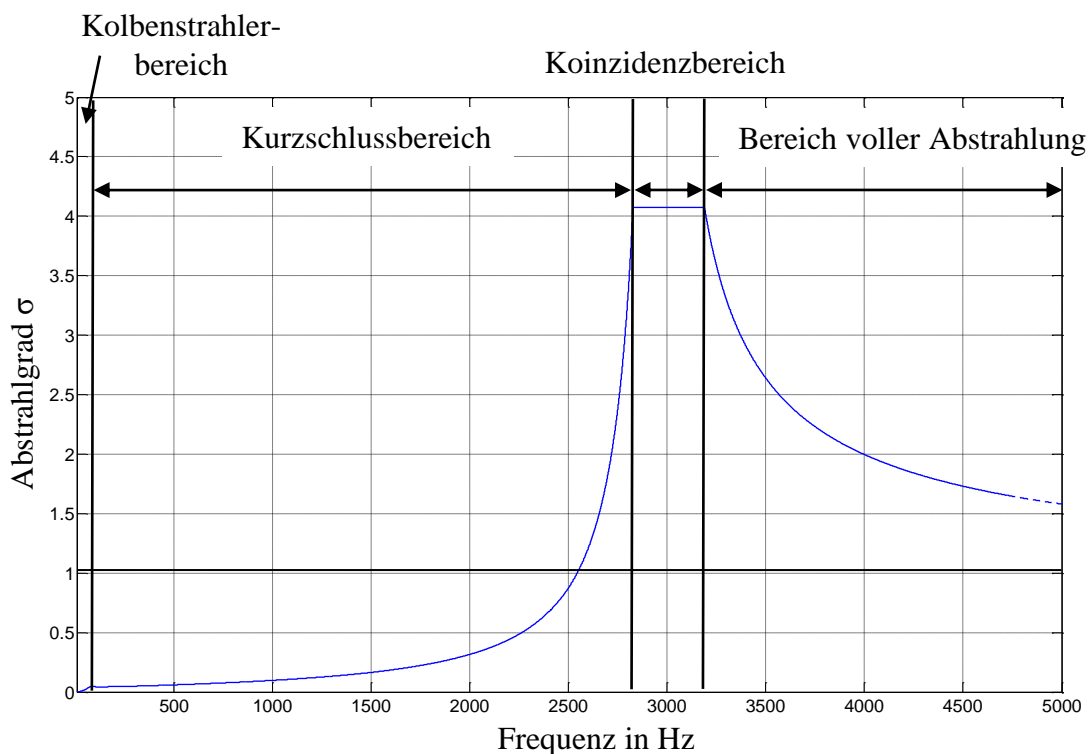


Bild 2-7: Abstrahlgrad einer Rechteckplatte über die Frequenz.

Ein Problem stellt die korrekte Bestimmung des Abstrahlgrades für komplexere Strukturen dar. Wie bei MÖSER [34] dargelegt wird, ist der Abstrahlgrad insbesondere unterhalb der Koinzidenzfrequenz nicht nur von der Frequenz, den Strukturabmessungen und der -steifigkeit abhängig, sondern auch von Randbedingungen und der Anregungsart. Eine Bestimmung für Fahrzeugkarosserien ist somit nicht zielführend.

Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt die Abschätzung der abgestrahlten Schallleistung mittels der ERP, wie sie auch bei FORSEN [54] Verwendung findet. Für die Berechnung der ERP wird auf die Berücksichtigung des Abstrahlgrades verzichtet, was $\sigma = 1$ entspricht. Es ergibt sich folgende Gleichung:

$$\text{ERP}(f) = \rho_L c_{LS} S \overline{\tilde{v}^2(f)}. \quad (2-30)$$

Das gemittelte Normalenschnellequadrat wird hierbei in der numerischen Berechnung aus der Summe der Produkte von v_i und S_i berechnet:

$$\overline{v^2} = \frac{1}{S} \sum_{i=1}^{N_{el}} S_i \overline{(v_i)^2}, \quad (2-31)$$

mit

$$\overline{(v_i)^2} = \frac{1}{2} \frac{1}{S_i} \int_{S_i} \hat{v}_i \cdot \hat{v}_i^* dS \quad (2-32)$$

zur Berücksichtigung des effektiven Normalenschnellequadrats als komplexe Größe aus der Multiplikation der Amplitudenwerte von Schnelle \hat{v}_i mit komplex konjugierter Schnelle \hat{v}_i^* .

Für den ERP-Pegel gilt:

$$\text{ERP}(f)_{\text{dB}} = 10 \log \left(\frac{\text{ERP}(f)}{P_0} \right) \text{ dB} \quad (2-33)$$

P_0 ist als Referenzleistung nach [55] auf $1 \cdot 10^{-12}$ W festgelegt.

Das Fehlen der Variable des Abstrahlgrades führt zu einer deutlichen Überschätzung in der berechneten abgestrahlten Schallleistung für den im weiteren Verlauf der Arbeit betrachteten Frequenzbereich. Ziel ist jedoch eine robuste Relativabschätzung der abgestrahlten Schallleistung für vergleichbare Strukturen oder Varianten sowie die Möglichkeit zur „Mittelung der gewichteten Schwinggeschwindigkeiten über sinnvolle Karosseriebaugruppen“ [13] in der virtuellen Entwicklung bei beherrschbarem Rechenaufwand. Der Vergleich zwischen verschiedenen Konstruktionsvarianten bei annähernd gleicher Grundgeometrie ist weiterhin zulässig.

Um zusätzlich zu der Berechnung der Lage von Frequenzen mit hoher abgestrahlter Schallleistung auch eine Lokalisierung kritischer Strukturbereiche bei diesen Frequenzen zu ermöglichen, wird zusätzlich zur ERP auch ein Schwingschnellenpegel SSP berechnet. Dieser ist nach MÖSER [34] definiert als:

$$L_v = 10 \log \left(\left| \frac{v}{v_0} \right|^2 \right) \text{ dB} \quad (2-34)$$

mit $v_0 = 1 \cdot 10^{-9}$ m/s als Referenzwert der Schnelle.

Die Schwingschnellen sind als lokale Werte an Einzelpunkten der Struktur unabhängig von der abstrahlenden Fläche und dienen der Identifikation stark an der Abstrahlung beteiligter Teilflächen.

2.5 Ziele der Arbeit

In vorangegangenen Arbeiten wird das Potential der STI-Berechnung aufgezeigt, den Energiefluss in Strukturen transparent zu machen und deren dynamisches Verhalten somit besser zu verstehen. Weiterhin werden erste Ansätze vorgestellt, durch gezielte Modifikationen die gewonnenen Informationen in die vibroakustische Verbesserung von Strukturen einfließen zu lassen. Beschränkungen bestehen in der umständlichen und qualitativ schlechten direkten Messbarkeit der STI sowie in der geringen Modellkomplexität auf Grund von begrenzter Rechnerleistung und einer fehlenden Verknüpfung mit Abstrahlungsgrößen. Einen eindeutigen Nachweis des Nutzens für die Produktentwicklung bleiben bereits veröffentlichte Arbeiten somit im Allgemeinen schuldig.

Aufbauend auf den in diesen Arbeiten gelegten Grundlagen wird in der vorliegenden Arbeit gezeigt, dass die Betrachtung der Größe der Strukturintensität auf Basis der FEM auch bei komplexen, realen Fahrzeugstrukturen zielführend sein kann. Durch den Eingriff in die Wirkkette vor der Abstrahlung des Körperschalls und der Möglichkeit der Strukturbeeinflussung in einer frühen Phase der Produktentwicklung ergeben sich Vorteile gegenüber den bislang gängigen Transferpfadanalysen, die mit großem messtechnischen Aufwand verbunden sind und bereits detailliert aufgebaute Prototypen benötigt.

Der strukturelle Aufbau der vorliegenden Arbeit ist in Bild 2-8 dargestellt. Basis für die spätere Berechnung von realen Fahrzeugstrukturen ist der Aufbau von Kompetenz in der Interpretation der durch die Berechnung der STI gelieferten Informationen und der Auswirkungen von Strukturveränderungen auf die STI (Kapitel 3). Diese wird für den Frequenzbereich am Beispiel einer einfachen Rechteckplatte und der daran systematisch ausgeführten Modifikationen aufgebaut und messtechnisch abgesichert. Im Gegensatz zu bisherigen Veröffentlichungen werden auch Strukturen im Zeitbereich betrachtet, was es ermöglicht, auch transiente Vorgänge, wie Impulsanregungen, zu untersuchen. Dies wird am Beispiel einer Karosserieersatzstruktur, welche bereits viele wesentliche Merkmale einer Karosseriestruktur beinhaltet, abgesichert.

Die gewonnenen Erkenntnisse werden im nächsten Schritt am Bodenblech eines Fahrzeugs für die Betrachtung einer Einzelfrequenz umgesetzt und Möglichkeiten der effizienten Strukturbeeinflussung aufgezeigt (Abschnitt 4.1). Um eine Verknüpfung zu gängigen Bewertungskriterien des Abstrahlungsverhaltens von Fahrzeugkarosserien, wie der ERP und den Schwinggeschwindigkeiten, zu schaffen, wird die Berechnung der STI um diese Komponenten erweitert. Dies erlaubt, Veränderungen im Energiefluss immer auch mit der abgestrahlten Schallleistung korrelieren zu können und hieraus direkte Rückschlüsse auf den Erfolg der eingebrachten Modifikationen zu ziehen. Als Beispiel wird eine vereinfachte Bodengruppe gewählt, welche neben dem Bodenblech bereits über Trägerstrukturen verfügt, um auf diese Weise das Verhalten eines realen Wagenbodens über ein Frequenzband besser annähern zu können (Abschnitt 4.2).

In Abschnitt 4.3 wird die Methodik aus Abschnitt 4.2 auf das Konzeptmodell einer realen Fahrzeugkarosserie angewendet. In diesem Zusammenhang wird auch die Abwägung zwischen notwendiger Modelldetaillierung und benötigter Berechnungszeit diskutiert. Im weiteren Verlauf des Abschnitts wird das Potential der Methode auch für die Berechnung einer gesamten, fein modellierten Rohkarosserie im Zeitbereich dargestellt.

Abschließend wird in Kapitel 5 gezeigt, dass die Berechnung der STI insbesondere auch für Leichtbaustrukturen aus anisotropen Werkstoffen, wie beispielsweise Faserverbundkunststoff, wertvolle Erkenntnisse liefern kann, da für diese Werkstoffklasse Steifigkeiten bereits über den Aufbau des Materialverbunds selbst individuell für jede Richtung eingestellt werden können. Die STI-Berechnung kann hier folglich helfen, das Leichtbaupotential voll auszuschöpfen.

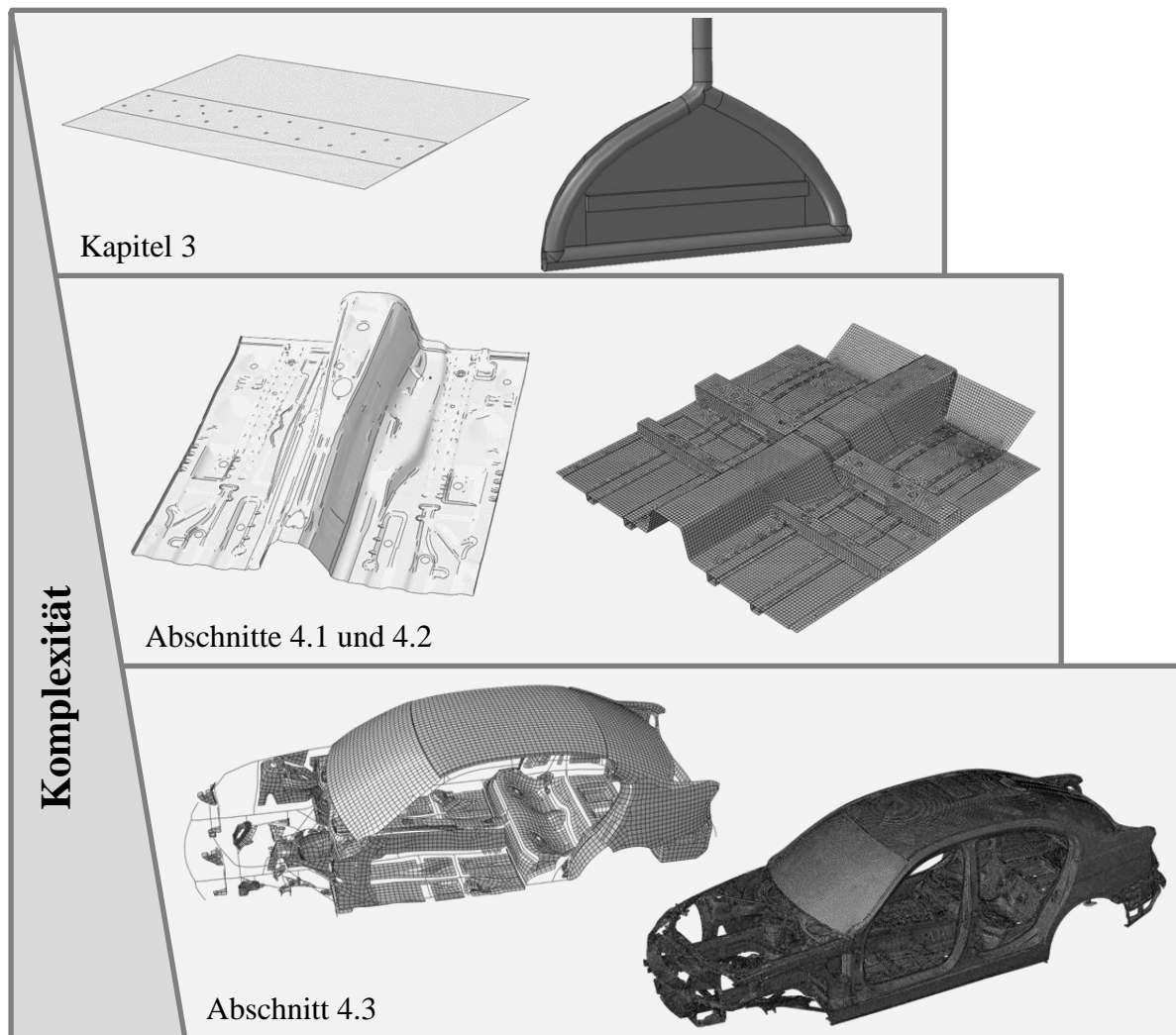


Bild 2-8: Übersicht über untersuchte Modelle

3 Die Strukturintensität als Bindeglied zwischen Anregung und Abstrahlung

Über die Berechnung der STI lässt sich der Schwingungsenergiefluss in einer Struktur analysieren. Die präzisen Transferpfade zwischen Anregung und Abstrahlung werden grafisch dargestellt, was zu einer genaueren Kenntnis des dynamischen Strukturverhaltens führt und letztendlich eine gezieltere Beeinflussung ermöglicht.

In diesem Kapitel werden die verschiedenen Varianten der STI-Berechnung vorgestellt (Bild 3-1) und der grundlegende Einfluss diverser Konstruktionsparameter auf den Intensitätsverlauf erläutert. Dieser Einfluss wird an einem Praxisbeispiel demonstriert. Abschließend wird die Berechnung der äquivalenten abgestrahlten Schalleistung und der Schwingschnellen eingeführt, die es erlaubt, die Auswirkungen der Strukturänderungen auf den Luftschall zu quantifizieren.

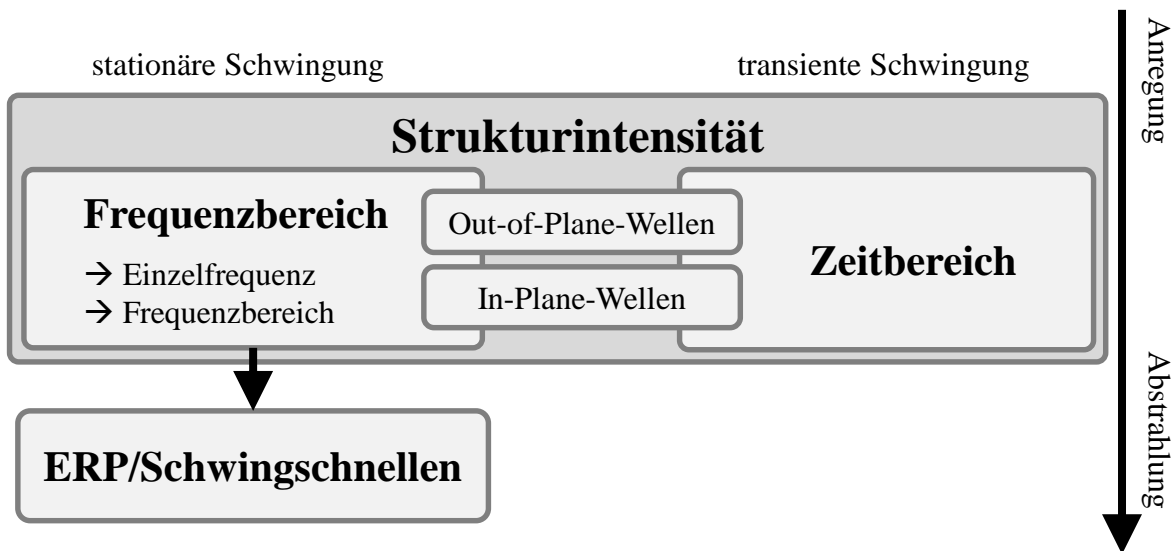


Bild 3-1: Frequenzbereich, Zeitbereich und ERP-Rechnung in der Wirkkette

3.1 Berechnung der Strukturintensität im Frequenzbereich

Die Berechnung der STI im Frequenzbereich erfolgt im eingeschwungenen Zustand bei harmonischer Anregung. Hierzu wird, wie in Abschnitt 2.3.2 beschrieben, Gleichung (2-12) verwendet und die Intensität an jedem Element der FE-Struktur ausgegeben.

Es ist möglich, die STI für einzelne Frequenzen oder aufsummiert über ein Frequenzband zu errechnen. Die separate Betrachtung der einzelnen Intensitätsanteile, wie sie in Abschnitt 2.3.3 beschrieben wird, erlaubt es, je nach Aufgabenstellung die geeignete Größe zur Beurteilung des Schwingungsenergieflusses zu verwenden.

Die Interpretation der STI Ergebnisse richtet sich nach der qualitativen Ausbreitung in den untersuchten Strukturen und dem relativen quantitativen Vergleich von Strukturvarianten. Die absolute Höhe der STI ist strukturspezifisch und proportional zur gewählten Anregungskraft.

3.1.1 Berechnung der Strukturintensität am Beispiel einer Rechteckplatte

Die erste Beurteilung des Schwingungsenergieflusses findet an einer Rechteckplatte statt, wie sie auch in MEUDT [4], STEIN [3], KUHLE [2] und HERING [1] verwendet wird und in Bild 3-2 dargestellt ist.

Diese Platte hat die Dimensionen von 580 mm x 380 mm bei einer Dicke von 4 mm und für Stahl gängige Materialparameter (E-Modul: $2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, Dichte: 7850 kg/m^3). Als Wert für die Strukturdämpfung wird zunächst nach STEIN [3] und MEUDT [4] $\eta = 0,0006$ gewählt. Die Platte wird mittels Schalenelementen mit zusätzlichen mittigen Knoten an den Elementkanten (S8R) modelliert, welche laut STEIN [3] die höchste Genauigkeit bei der STI-Berechnung erzielen. Ein Vergleich zu Berechnungen mit S4R-Elementen (Knoten nur an den Elementecken) zeigt jedoch keine qualitative Veränderung des Energieflusses und lediglich eine minimale Abweichung der ersten zehn Eigenfrequenzen von deutlich unter 1 %. Auch die Berechnung über S4R-Elemente wäre demnach für die weitere Betrachtung zulässig.

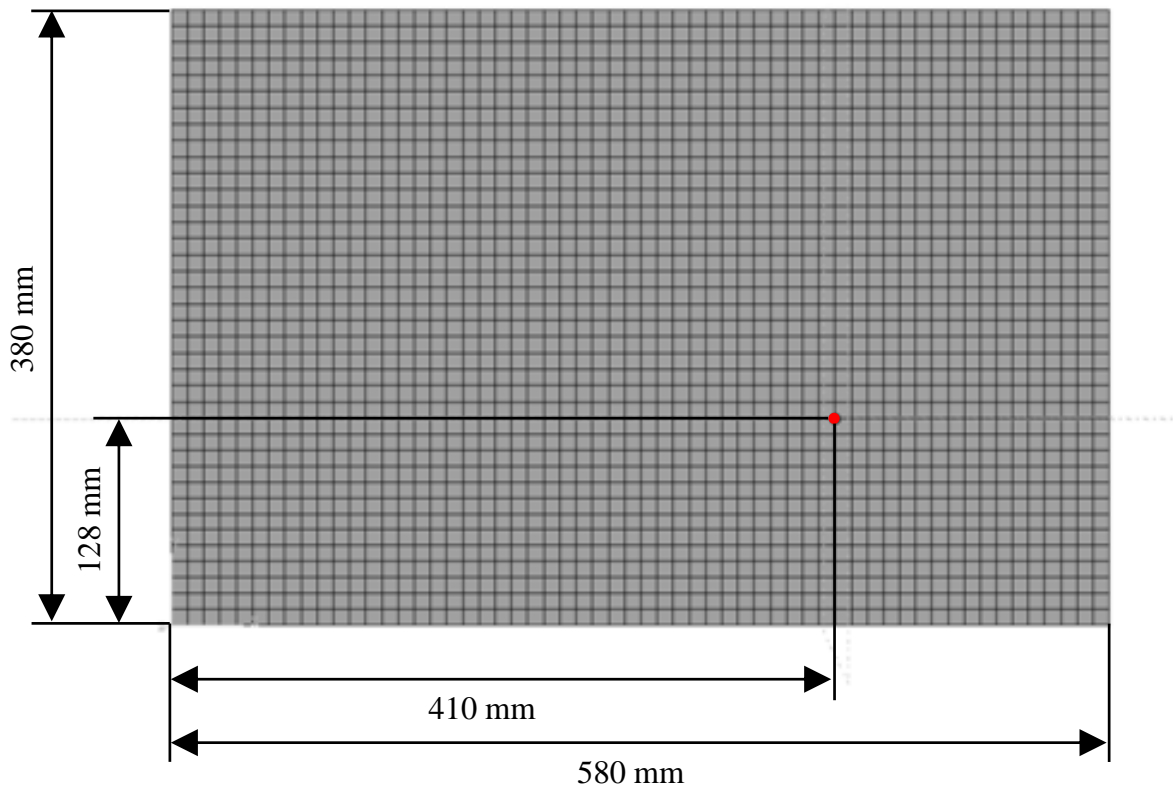


Bild 3-2: Untersuchte Rechteckplatte inkl. Anregungspunkt (rot)

Die Platte wird umseitig gestützt gelagert und im unteren rechten Drittel harmonisch angeregt (vgl. Bild 3-2). Der Anregungsort wird anhand der Kriterien Beobachtbarkeit und Steuerbarkeit gewählt [56]. Nach KUHLE [2] darf der Anregungsort auf keiner Knotenlinie einer Schwingform liegen damit sämtliche Moden im betrachteten Frequenzband angeregt werden können. Dies kann über die Multiplikation der Partizipationsfaktoren aller k Moden berechnet werden, welche bei gegebener Anregungskraft dem Produkt der k Eigenvektoren Φ_i entsprechen. Φ_{Produkt} darf folglich für den gewählten Anregungspunkt nicht gleich Null werden.

$$\Phi_{\text{Produkt}}(x, y, z) = \prod_{i=1}^k \Phi_i(x, y, z) \neq 0 \quad (3-1)$$

In Tabelle 3-1 sind beispielhaft die ersten fünf Betriebschwingformen der Rechteckplatte bei sinusförmiger Anregung (1 N) und die dazugehörigen aktiven Strukturintensitäten (Farbskala: Flusssdichte) qualitativ dargestellt. Auf eine Aufschlüsselung zwischen transversalen und longitudinalen Wellen wird in diesem Beispiel verzichtet, da bei der orthogonal zur Plattenebene

angeregten Rechteckplatte Longitudinalwellen keine Rolle spielen. Es wird die direkte Lösung auf Basis der vollen physikalischen Freiheitsgrade verwendet. Zu sehen ist, dass sich die STI ausgehend von der Anregungsstelle (roter Punkt) bei den ersten beiden Resonanzfrequenzen eher elliptisch ausbreitet. Erst ab der dritten Resonanzfrequenz beginnen sich komplexere Transferpfade auszuprägen, da die Schwingformen der Rechteckplatte kleinteiliger werden und sich ein Energiefluss zwischen den einzelnen Teilen der Schwingung einstellt. Bei der vierten Resonanzfrequenz entsteht ein Wirbel, in dem die beiden Moden auf der linken Plattenseite die Schwingungsenergie im Wechsel austauschen. Dieses Phänomen wird ausführlich in den Arbeiten von MEUDT [4] und TANAKA [57, 58] untersucht.

Die berechneten Strukturintensitäten sind mit den Berechnungsergebnissen aus [59] und [1] vergleichbar, welche unter Verwendung der modalen Superposition gewonnen wurden, es werden jedoch deutliche Unterschiede im Bereich der Krafteinleitungsstelle sichtbar. Dies liegt, wie bei [1] (S. 69) bereits beschrieben, an der lokal deutlich abweichenden Querkraft, die als dritte Ableitung der Verschiebung eine deutliche Verstärkung des durch eine endliche Anzahl berücksichtigter Eigenmoden induzierten Fehlers bewirkt.

Es besteht allerdings die Möglichkeit, diesen Fehler durch die Berücksichtigung von Residualvektoren substantiell zu verringern, ohne die Rechenzeiten der direkten Lösung in Kauf nehmen zu müssen. Gängige Finite-Elemente-Programme wie NASTRAN oder ABAQUS bieten hier entsprechende Optionen an. Solange die exakte Lösung an der Einleitungsstelle nicht gefordert ist, kann für die gesamtheitliche, qualitative Betrachtung der Struktur jedoch auch die modale Superposition verwendet werden, dies ist bezüglich Rechenzeit bei großen Modellen die günstigste Option. In Tabelle 3-2 ist ein Vergleich der berechneten Querkraft in Plattenlängsrichtung (mittlere Spalte) und der STI (rechte Spalte) zwischen der modalen Superposition mit 100 und 500 berücksichtigten Eigenmoden, der modalen Superposition mit 100 Eigenmoden und berücksichtigten Residuen sowie der direkten Lösung am Beispiel der 3. Eigenfrequenz der Platte gezeigt.

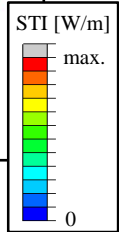
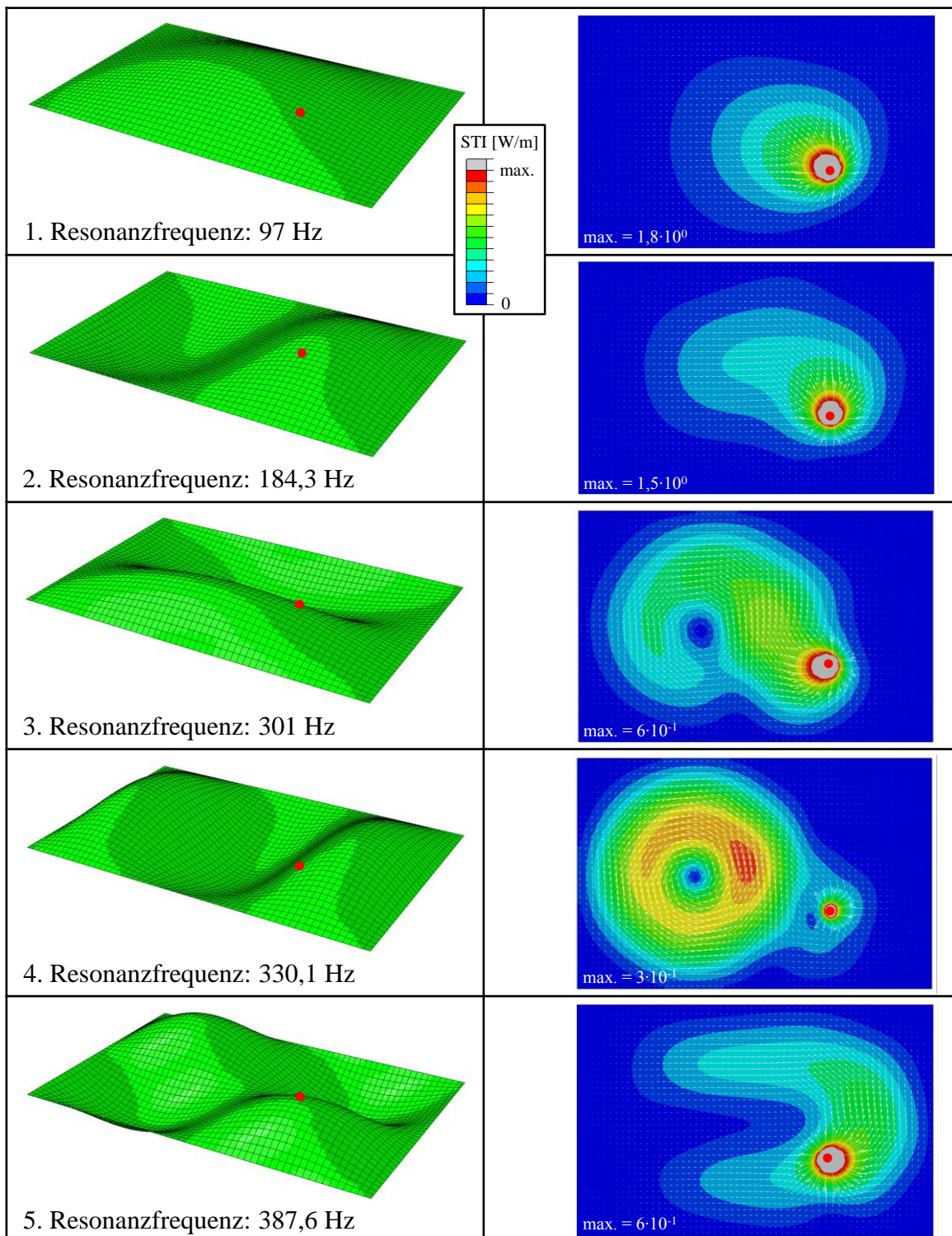


Tabelle 3-1: Schwingformen (links) und zugehörige Strukturintensitäten (rechts) der Rechteckplatte inkl. Anregungspunkt (rot)

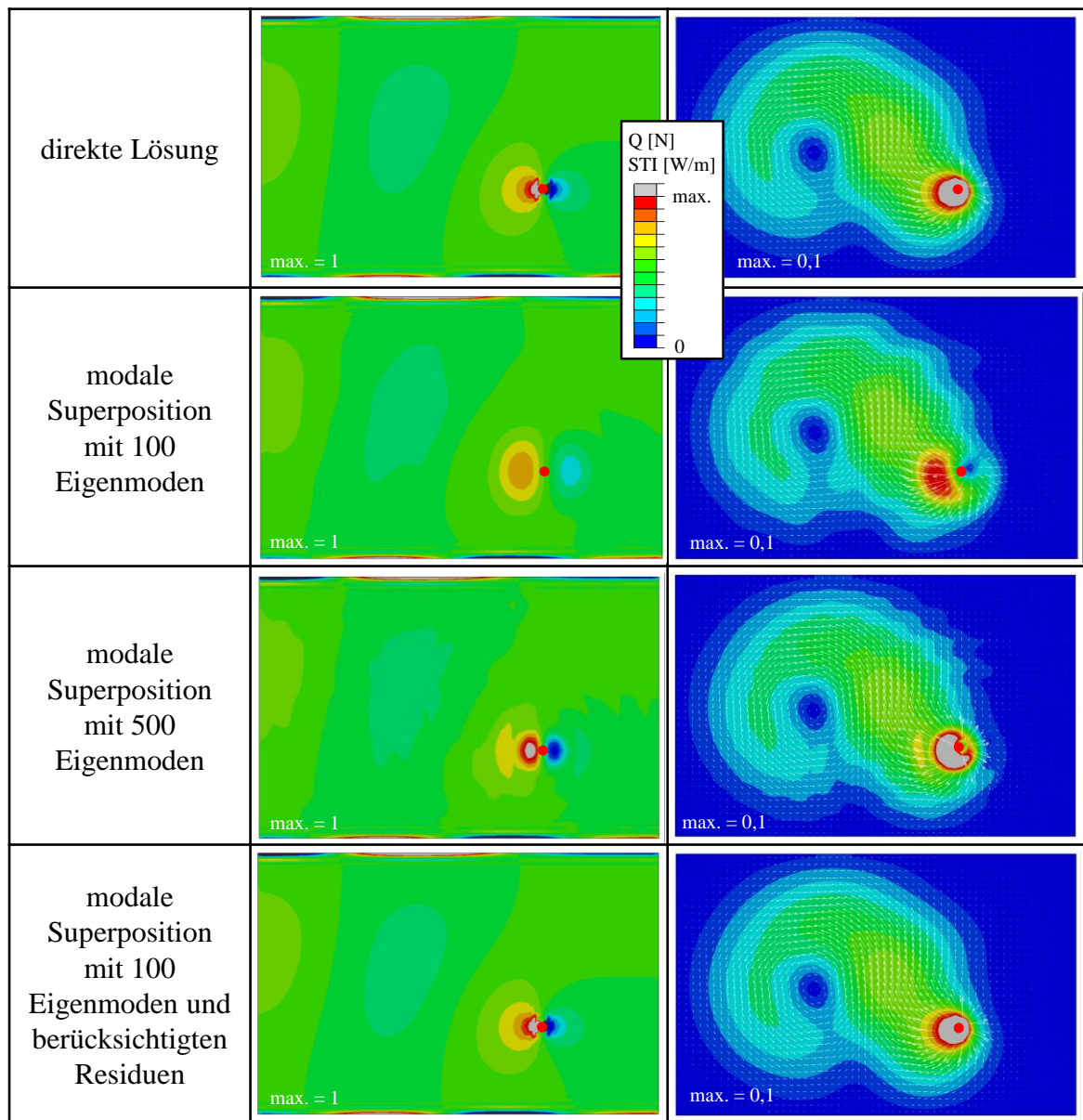


Tabelle 3-2: Vergleich von Querkraft (Mitte) und STI (links) der dritten Resonanzfrequenz bei verschiedenen Berechnungsmethoden

Soll eine Struktur losgelöst von den spezifischen Verhältnissen der Schwingform einer bestimmten Eigenfrequenz untersucht werden, besteht die Möglichkeit, die Intensitäten der Einzelfrequenzen in einem Frequenzband aufzusummieren und als gesamthaften Energiefluss im Frequenzband darzustellen. Dies ist insbesondere für die Grundauslegung einer Struktur eine wertvolle Information, um nicht durch die Strukturoptimierung hinsichtlich der STI bei einer Einzelfrequenz das Verhalten bei anderen Frequenzen negativ zu beeinflussen.

Die grundlegende Gleichung zur Integration lautet hierbei

$$I'_{a,int} = \int_{\omega} I'_a(\omega) d\omega . \quad (3-2)$$

Die numerische Umsetzung im Rahmen dieser Arbeit erfolgt durch Bildung der RIEMANN-Summe:

$$I'_{a,int} \approx \sum_{i=1}^n I'(\omega_{i+1}) \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) \quad (3-3)$$

Bild 3-3 zeigt einen Vergleich der aufsummierten STI der Rechteckplatte für verschiedene Frequenzbänder. Dargestellt ist zum einen das Ergebnis für den gesamte Berechnungsbereich von 1 bis 1000 Hz, zum anderen die Ergebnisse für die Frequenzbänder, die in den weiteren Untersuchungen verwendet werden: 25 – 100 Hz, 100 – 300 Hz und 300 – 500 Hz.

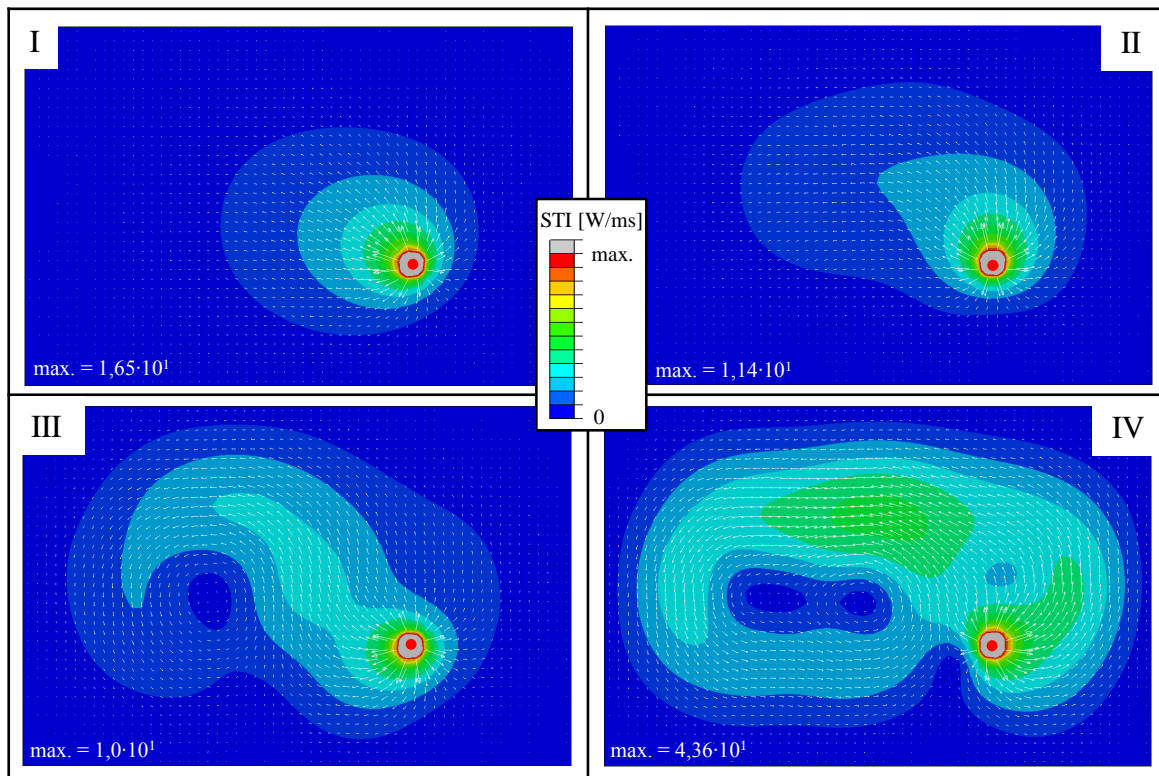


Bild 3-3: Aufsummierte STI-Verläufe 25 – 100 Hz (I), 100 – 300 Hz (II), 300 – 500 Hz (III) und 1 – 1000 Hz (IV)

Im Vergleich mit Tabelle 3-1 ist in Bild 3-3 eine qualitative Ähnlichkeit der integrierten Verläufe zu den Einzelfrequenzen in den entsprechenden Frequenzbändern zu sehen. Dies ist im Fall der Platte insbesondere auf die recht geringe Zahl von 13 Eigenfrequenzen im Bereich bis 1000 Hz zurückzuführen, wodurch die ausgeprägtesten Resonanzfrequenzen den Verlauf der aufsummierten STI dominieren. Es zeigt sich auch hier, dass erst ab Frequenzbändern oberhalb 300 Hz deutliche Transferpfade zu sehen sind, unterhalb dieser Grenze wird im Fall der untersuchten Rechteckplatte keine zusätzliche Information gewonnen, welche sich zur effizienten konstruktiven Beeinflussung nutzen ließe.

3.1.2 Einfluss konstruktiver Änderungen auf den Intensitätsverlauf

Zur grundlegenden Beurteilung des zu erwartenden Einflusses von konstruktiven Änderungen wird die im vorangegangenen Abschnitt analysierte Rechteckplatte durch mehrere konstruktive Maßnahmen verändert, und diese werden auch in Bezug auf ihre Lage und Ausrichtung variiert. Die qualitative Auswirkung der konstruktiven Änderungen auf die STI stellt die Basis für die Untersuchungen an komplexen Strukturen in den folgenden Abschnitten sowie den Kapiteln 4 und 5 dar. Als Beispiel wird die vierte Resonanzfrequenz der Platte aufgrund ihrer ausgeprägten Wirbelstruktur und der damit einhergehenden breiten Verteilung der STI über die Platte verwendet. Eine Ausnahme bildet die Untersuchung zur Dämpfungsvariation; hier wird die fünfte Resonanzfrequenz der Platte untersucht, da die ausgeprägte Wirbelstruktur aufgrund des wechselseitigen Austausches von Energie der beiden linken Moden der Schwingform nur in geringem Maße qualitativ durch zusätzliche Dämpfung zu beeinflussen ist. Die rein quantitative Beeinflussung der STI ist nicht Gegenstand der Untersuchungen in Kapitel 3.1.

Einfluss von Materialänderungen

Im Vergleich zur Referenzplatte aus Tabelle 3-1 wird in Bild 3-4 zunächst der E-Modul in einem breiten Streifen in der Mitte der Platte auf ein Drittel gesenkt oder um das Dreifache erhöht. Masse und Dämpfung bleiben hiervon unberührt, um den Effekt der Steifigkeitsänderung isoliert betrachten zu können. Es zeigt sich, dass sich die qualitative Intensitätsverteilung über die Platte für die gewählte vierte Resonanzfrequenz nur wenig ändert. Neben der Ver-

schiebung der Frequenzlage ist der auffälligste Effekt der Intensitätssprung im Übergang zwischen den Bereichen unterschiedlicher E-Modul. Bei höherem E-Modul steigt auch die Intensität, sofern die Schwinggeschwindigkeit konstant ist.

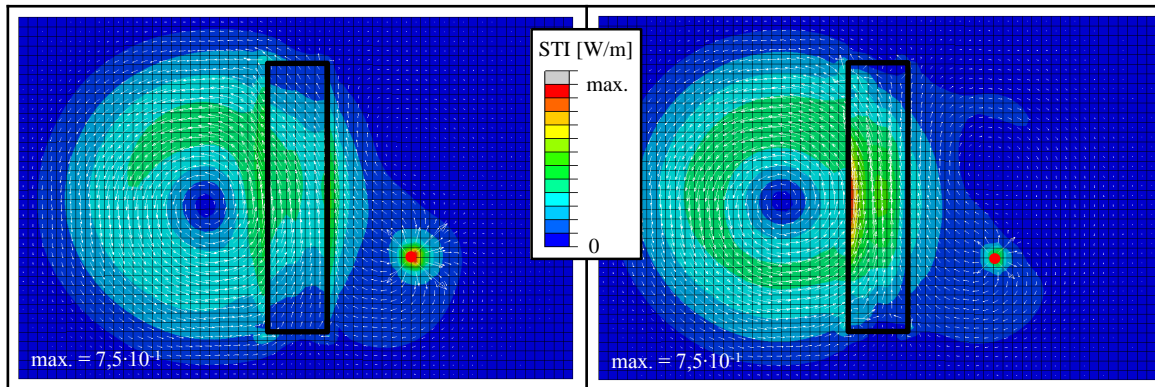


Bild 3-4: Vergleich der STI bei gesenktem E-Modul (links) oder erhöhtem E-Modul (rechts)

Einfluss von Aussparungen

Einen größeren konstruktiven Eingriff in eine Struktur stellen Aussparungen dar. Dies zeigt sich deutlich in Bild 3-5: Da eine Aussparung die völlige Blockade des Körperschallpfades bedeutet, muss die Intensität automatisch einen anderen Weg wählen. Der bevorzugte Transferpfad führt hierbei entlang der Kante der Aussparung, was je nach gewählter Geometrie zu einer deutlichen qualitativen Veränderung führt und zur gezielten Beeinflussung genutzt werden kann.

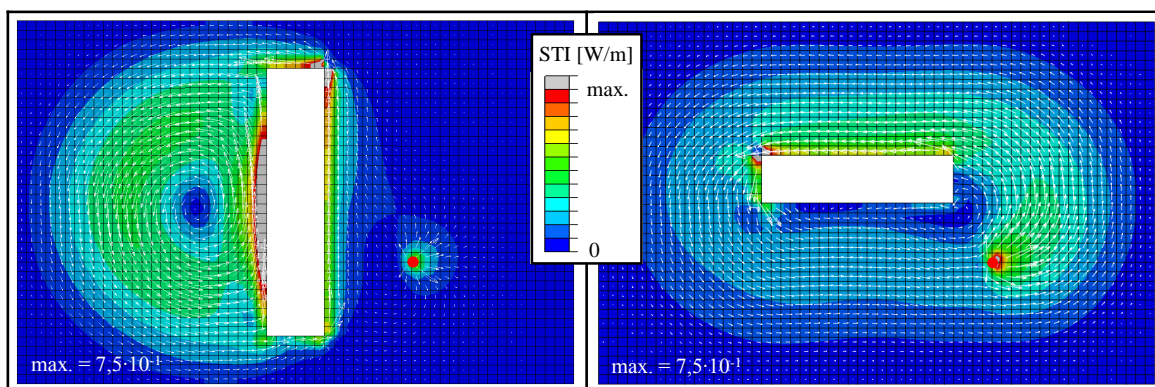


Bild 3-5: Vergleich der STI bei Aussparung quer (links) oder Aussparung längs (rechts)

Einfluss von Sicken

Sicken, Rippen und Absätze sind in der Konstruktion dünnwandiger Strukturen gebräuchlich zur Aussteifung oder als gezielte Schwächung der Struktur. Im Unterschied zu den bislang erläuterten Änderungen kann bei Sicken eine Umwandlung zwischen In-Plane- und Out-of-Plane-Wellen stattfinden, was zusätzliche Möglichkeiten der Einflussnahme eröffnet. So zeigt sich auch zwischen beiden gewählten Sickenvarianten in Bild 3-6 ein deutlicher qualitativer Unterschied in der Intensitätsverteilung. Im Fall der Quersicke fließt ein Großteil der Intensität in die Sickenwand, der weitere Energietransport innerhalb der Platte kommt fast vollständig zum Erliegen. Im Fall der Längssicke prägt sich ein Wirbel auf der rechten Seite aus, und der Energietransport zur linken Seite der Platte erfolgt über die Sicke.

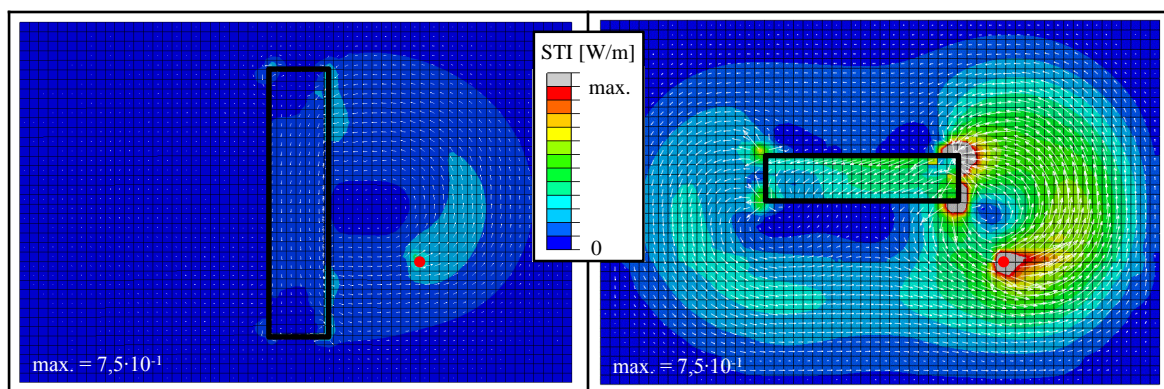


Bild 3-6: Vergleich der STI bei Quersicke (links) oder Längssicke (rechts)

Es zeigt sich, dass Sicken prinzipiell einen geeigneten Stellhebel zur Beeinflussung der Intensitätsverteilung in Strukturen darstellen. Die Auswirkung kann jedoch je nach Geometrie und Positionierung der Sicke sehr unterschiedlich sein und muss daher genau betrachtet werden.

Einfluss von Schweißpunkten

In mehrteiligen Konstruktionen hat die Verbindungstechnik wesentlichen Einfluss auf die strukturdynamischen Eigenschaften. Gängige Verbindungstechniken im Automobilbau sind das Schweißen, Nieten, Kleben oder Verschrauben. Da dieses Themengebiet äußerst umfangreich ist (u.a. [60 bis 63]), soll im Rahmen dieser Arbeit der Einfluss von Schweißpunkten auf den Intensitätsverlauf lediglich grob abgeschätzt werden. (Frequenzabhängige) Fügstellen-dämpfung und Kontakt werden hierbei nicht gesondert betrachtet.

Das Referenzmodell besteht aus zwei Rechteckplatten. Die Grundplatte besitzt die Dimensionen und Parameter wie in Abschnitt 3.1.1 beschrieben. Es wird eine zweite Platte als Verstärkung über zweimal zehn, gleichmäßig über die Plattenbreite verteilte, diskrete Schweißpunkte verbunden. Diese Verstärkung hat eine Breite von 100 mm und besitzt ansonsten dieselben Materialparameter (Dicke, Dichte, E-Modul) wie die Grundplatte. Auch die Anregungsstelle auf der Platte und die Lagerungsrandbedingungen sind unverändert.

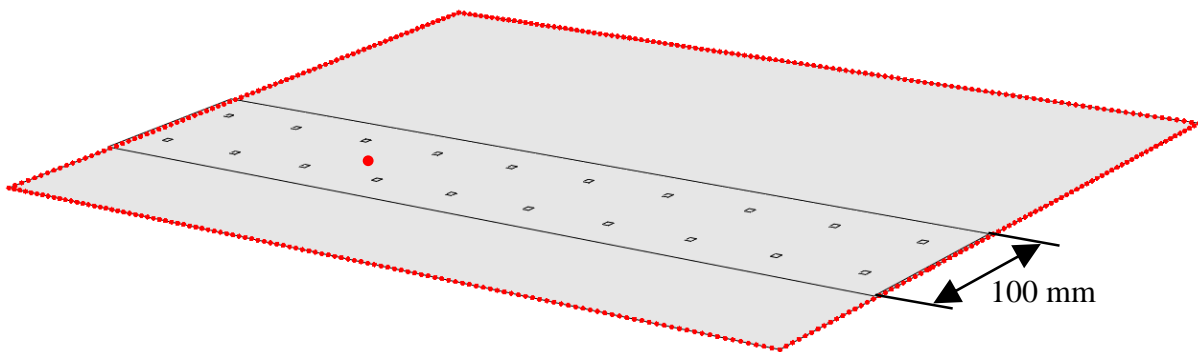


Bild 3-7: Untersuchte Rechteckplatte inkl. aufgeschweißtem Verstärkungsblech (Rückansicht)

Aufgrund der fehlenden Modellierung des Kontakts zwischen beiden Platten erfolgt der gesamte Energietransport von der angeregten Platte zur Grundplatte über die Schweißpunkte, die als Volumenelemente zwischen beiden Platten modelliert sind und somit als Engstelle des Energietransportes fungieren. Hierdurch ist die STI im Verstärkungsblech geringer ausgeprägt als in der Grundplatte, welche außerhalb der Verstärkung ein qualitativ und quantitativ vergleichbares Verhalten der STI zur Ausgangsvariante der Platte zeigt. Im Bereich der Verstärkung teilt sich der Energiefluss jedoch in beide Ebenen auf. Verschiedene Modellierungsarten der Schweißpunkte als Verbindung zwischen den Platten wurden im Rahmen der Untersuchungen betrachtet, spielen jedoch für den qualitativen, globalen Intensitätsverlauf nur eine untergeordnete Rolle.

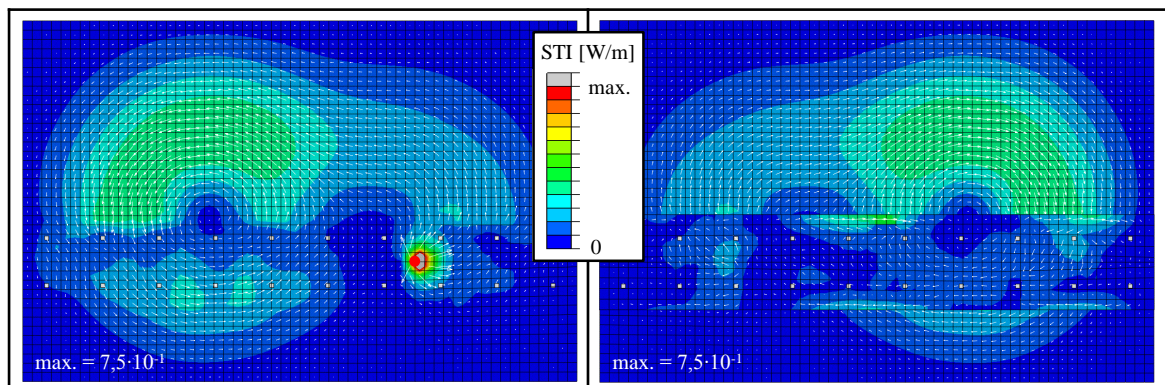


Bild 3-8: STI der Rechteckplatte inkl. angeschweißter Verstärkung (Vorder- und Rückansicht)

Einfluss von Dämpfung

Über die Größe der Materialdämpfung wird der quantitative Energiefluss einer Struktur entscheidend beeinflusst. Nach den Gleichungen (2-20) und (2-12) geht sie linear über die Biegesteifigkeit in die resultierende Intensität ein. Der qualitative Energiefluss kann beeinflusst werden, indem unterschiedliche Dämpfungen über verschiedene Strukturbereiche vorgesehen werden. Dies kann konstruktiv beispielsweise durch Dämpfungsbeläge umgesetzt werden. Es handelt sich in diesem Fall jedoch nicht um Maßnahmen an der Struktur selbst, sondern um zusätzliche Bauteile.

Da sich die vierte Resonanzfrequenz mit ihrer ausgeprägten Wirbelstruktur und dem daraus resultierenden geschlossenen Intensitätskreislauf nicht für die qualitative Beeinflussung über veränderte Dämpfung eignet, wird für den Vergleich der Intensitätsausprägung in Bild 3-9 die fünfte Resonanzfrequenz verwendet. Es werden auf der Platte Bereiche modelliert, die in ihrer Dämpfung um das Dreifache (oberes Beispiel) oder das Dreißigfache (mittleres und unteres Beispiel) über der modellierten Materialdämpfung liegen. Im Fall der beiden Beispiele mit dreißigfacher Dämpfung wird einmal eine Position maximaler Amplitude der Schwingform gewählt und einmal eine Position, die mittig im zentralen Energieflusspfad liegt. Im Gegensatz zu den vorhergehenden Vergleichen werden die Intensitätsvektoren in diesem Fall auf eine einheitliche Länge normiert dargestellt, da die Absolutwerte der STI über die Platte aufgrund der stark dämpfenden Bereiche eine größere Bandbreite aufweisen und über die Normierung eine umfassendere Vergleichsmöglichkeit gegeben ist.

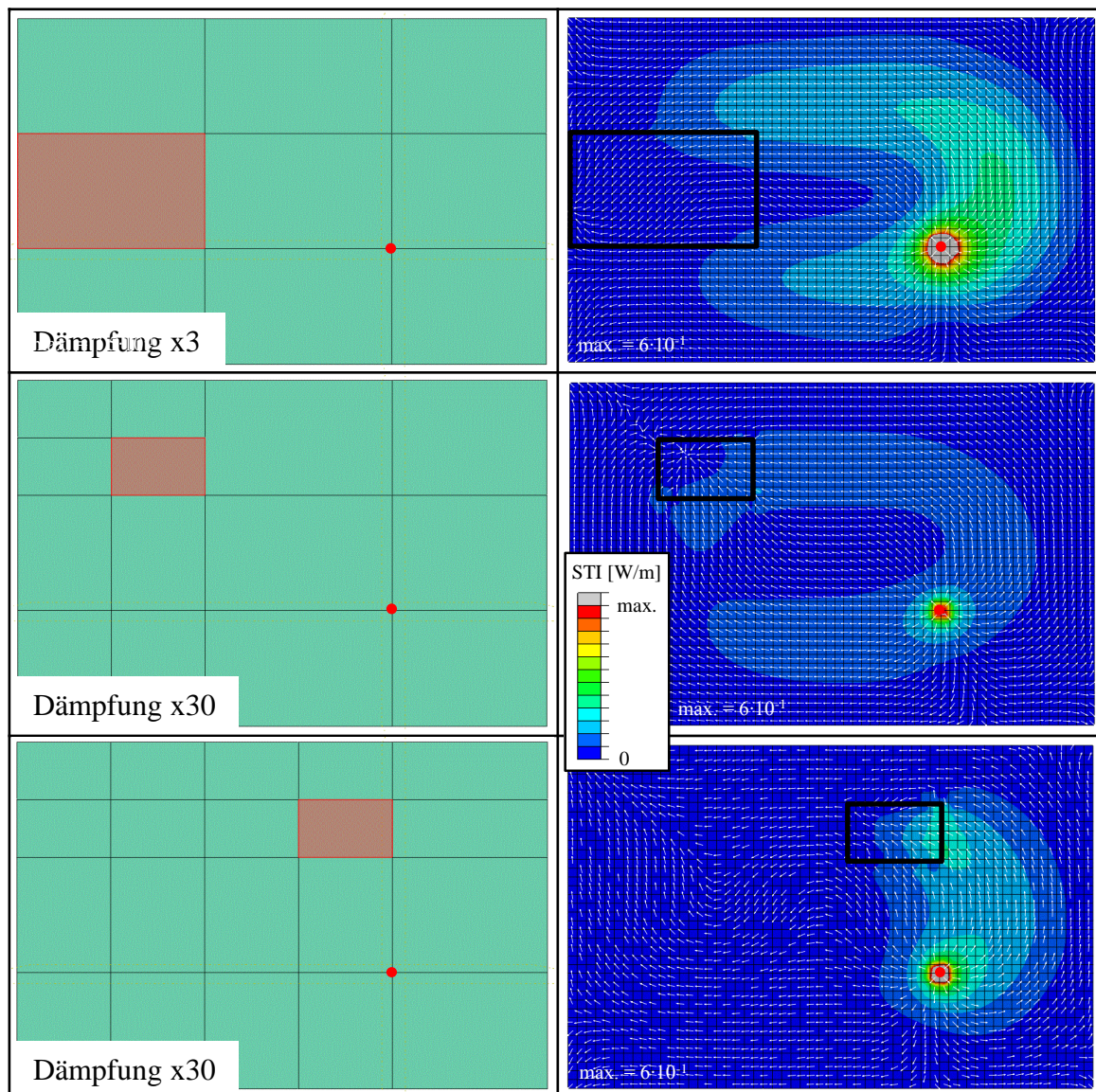


Bild 3-9: Vergleich der STI (rechts) in Abhängigkeit von der Dämpfungsverteilung (links)

Es ist deutlich zu sehen, dass die hochdämpfenden Bereiche der Platte als Senken der Intensität wirken. Insbesondere in der Konfiguration mit dreißigfacher Dämpfung kann eine substantielle qualitative Veränderung des Energieflusses in Abhängigkeit von der Positionierung des hochdämpfenden Bereichs erzielt werden. So wird im mittleren Beispiel eine generelle Absenkung des Intensitätsniveaus erreicht, was sich mit der Erfahrung der klassischen Positionierung von Dämpfungsbelägen deckt. Wird der stark dämpfende Bereich als Senke in den Transferpfad gelegt, kann die Intensität auf der rechten Seite der Platte gehalten werden, eine Ausbreitung auf die linke Plattenseite wird somit fast vollständig unterbunden.

Einfluss mehrerer Anregungsstellen

Reale Fahrzeugstrukturen werden in der Regel nicht nur durch eine Einzelkraft angeregt. Vielmehr gibt es eine Vielzahl von Anbindungsstellen, die unter anderem die Fahrwerks- und Motorkräfte in die Karosserie übertragen. Das Zusammenspiel dieser Anregungskräfte kann deutliche Auswirkungen auf den Energiefluss in der Struktur haben. Dies ist im Folgenden in Bild 3-10 am Variantenvergleich der Intensitäten der fünften Resonanzfrequenz an der Rechteckplatte bei zwei Anregungspunkten dargestellt. Wie beim Dämpfungseinfluss werden die STI-Vektoren normiert dargestellt, um den qualitativen Vergleich deutlicher hervorzuheben.

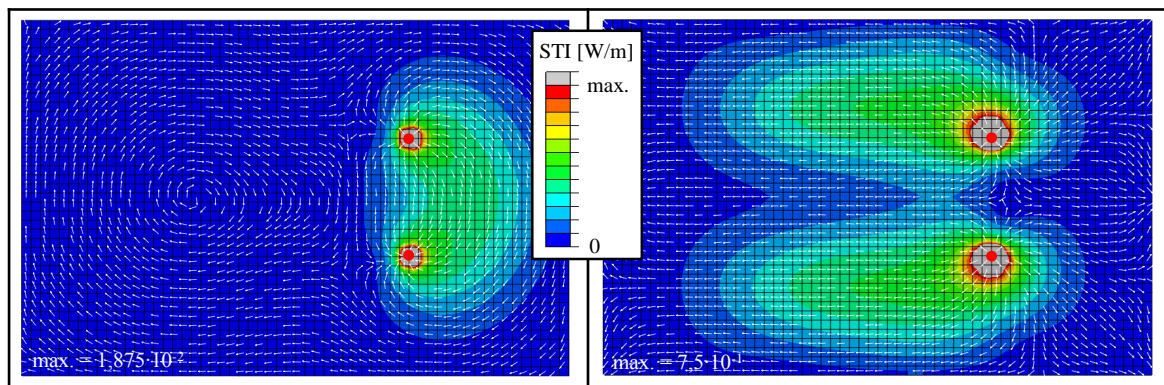


Bild 3-10: STI bei zwei anregenden Kräften: gleichphasig (links) und gegenphasig (rechts)

Obwohl die beiden anregenden Kräfte in Frequenz und Amplitude gleich sind, kann nur über die Phasenverschiebung von 90° ein signifikanter, qualitativer und quantitativer Unterschied erreicht werden. So wirkt bei gleichphasiger Anregung bei der fünften Resonanzfrequenz eine Kraft als Quelle, die andere als Senke, da die eine Anregung nun versetzt zur Eigenschwingform der Platte wirkt (vgl. Tabelle 3-1). Der Großteil des Energieflusses findet somit nur zwischen den beiden Anregungsstellen statt. Auf der linken Hälfte der Platte prägt sich jedoch in beiden Beispielen die gleiche Schwingform aus wie bei einer Anregung. Der Energiefluss ist weiterhin insgesamt deutlich geringer als bei der gegenphasigen Anregung. Bei dieser fließt die Energie von beiden Anregungsstellen aus parallel in den linken Teil der Platte, der Energietransport zur Aufrechterhaltung der Schwingung der linken Plattenhälfte findet ohne Wirbel statt.

Zwischenfazit

Über konstruktive Veränderungen einer Struktur lässt sich deren Energiefluss grundsätzlich beeinflussen. Maßnahmen wie gezielte Dämpfung, Sicken oder zusätzliche Anregungsstellen erreichen bei der betrachteten Platte wie zu erwarten den größten qualitativen Effekt. Während die Dämpfung und die zusätzlichen Anregungsstellen über die Einbringung von lokalen Senken wirken, findet bei Sicken eine Umwandlung von Biege- in Longitudinalwellen und umgekehrt statt, wodurch Schwingungen verändert werden können. Materialvariationen und Aussparungen im kleineren Umfang ermöglichen nur geringeren, hauptsächlich quantitativen, Einfluss auf die STI. Darüber hinaus ist eine starke Änderung des E-Moduls ohne gleichzeitige Beeinflussung anderer Materialparameter in der Realität nicht umsetzbar. Schweißpunkte zeigen als Engstellen im Energiefluss eine deutliche Auswirkung, müssen jedoch für eine tiefergehende Aussage genauer modelliert werden. Bei der Umsetzung der konstruktiven Veränderungen in realen Strukturen sind geometrische Randbedingungen und andere funktionale Anforderungen zu berücksichtigen.

3.1.3 Messtechnische Erfassung der Strukturintensität

Neben der Simulation der STI wird auch die Möglichkeit der Messung genutzt. Diese erfolgt auf Basis des Zwei-Aufnehmer-Verfahrens über die Kreuzleistungsdichte der beiden Beschleunigungssignale (a_1 und a_2 aus Gleichung (3-4)), welche durch die Datenerfassung mittels eines Laser-Doppler-Vibrometers (LDV) und anschließender Auswertung in MATLAB eingesetzt werden kann. Während das Zwei-Aufnehmer-Verfahren nach BUCKERT [5] für quantitative Betrachtungen der STI nicht geeignet ist, ist der Einsatz zur qualitativen Messung der Schwingungsenergiepfade zulässig und einfach durchzuführen.

Die grundlegende Gleichung zum Zwei-Aufnehmer-Verfahren lautet nach MEUDT [4]

$$\underline{I}'_x(\omega) = \frac{\sqrt{B'm''}}{d\omega^2} \left[2\Im \{ \underline{a}_1(\omega) \underline{a}_2^*(\omega) \} + i \left(\left| \underline{a}_1(\omega) \right|^2 - \left| \underline{a}_2(\omega) \right|^2 \right) \right] \quad (3-4)$$

bei einem Abstand der Messpunkte d .

Diese Gleichung beschreibt die komplexe Intensität. Die aktive STI ergibt sich aus dem Imaginärteil des Kreuzleistungsspektrums der Beschleunigungswerte:

$$I'_{x,a}(\omega) = \frac{2\sqrt{B'm''}}{d\omega^2} \Im \{ \underline{a}_1(\omega) \underline{a}_2^*(\omega) \}. \quad (3-5)$$

Als Messobjekt dient eine Rechteckplatte der in Abschnitt 3.1.1 vorgestellten Dimensionen. Um die Möglichkeit zu erhalten, die Lagerung bei einem einfachen Versuchsaufbau reproduzierbar zu ändern und Verspannungen zu minimieren, wird die Platte nicht wie in den vorangegangenen Simulationen umseitig gelenkig gelagert, sondern lokal begrenzt an ihren vier Ecken fest gelagert. Die Anregung erfolgt nach Berechnung von Gleichung (3-1) am Plattenrand (Bild 3-11), was eine hohe Anregbarkeit aller Resonanzfrequenzen sicherstellt. Gemessen wird ein Messraster von 31 x 22 Punkten, was einem Messpunktabstand von ca. 18 mm entspricht (vgl. Bild 3-12 oben), wobei für die Randpunkte der Platte kein STI-Ergebnis berechnet wird. Betrachtet wird die STI über ein breites Frequenzband von 0 bis 800 Hz aufsummiert.

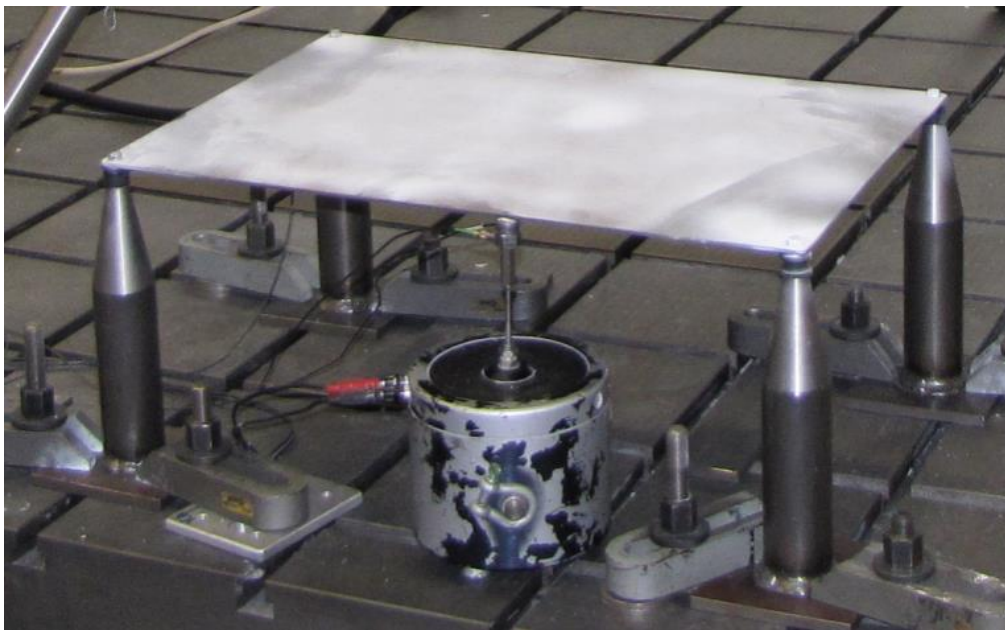


Bild 3-11: Versuchsaufbau zur messtechnischen Erfassung der STI

Die Messung der STI (Bild 3-12, links oben) zeigt einen deutlichen Fluss der Energie vom Anregungspunkt entlang der oberen Plattenkante, von wo aus die Energie sich in der Platte verteilt und schließlich über mehrere Wirbel wieder von der linken Seite aus zurück zur Anregungsstelle strömt. Diese qualitative Ausprägung kann auch in der numerischen Simulation bestätigt werden, ebenso wie die maximale Flussdichte entlang der oberen Plattenkante.

Wird die Lagerung geändert und werden anstelle der Festlagerung auf der rechten Seite der Platte Gummilager eingesetzt, kann ein Fluss der Energie in die Lagerstellen beobachtet werden, während die STI der linken Plattenseite sinkt (Bild 3-12, rechte Seite), die Lagerung funktioniert folglich als Energiesenke.

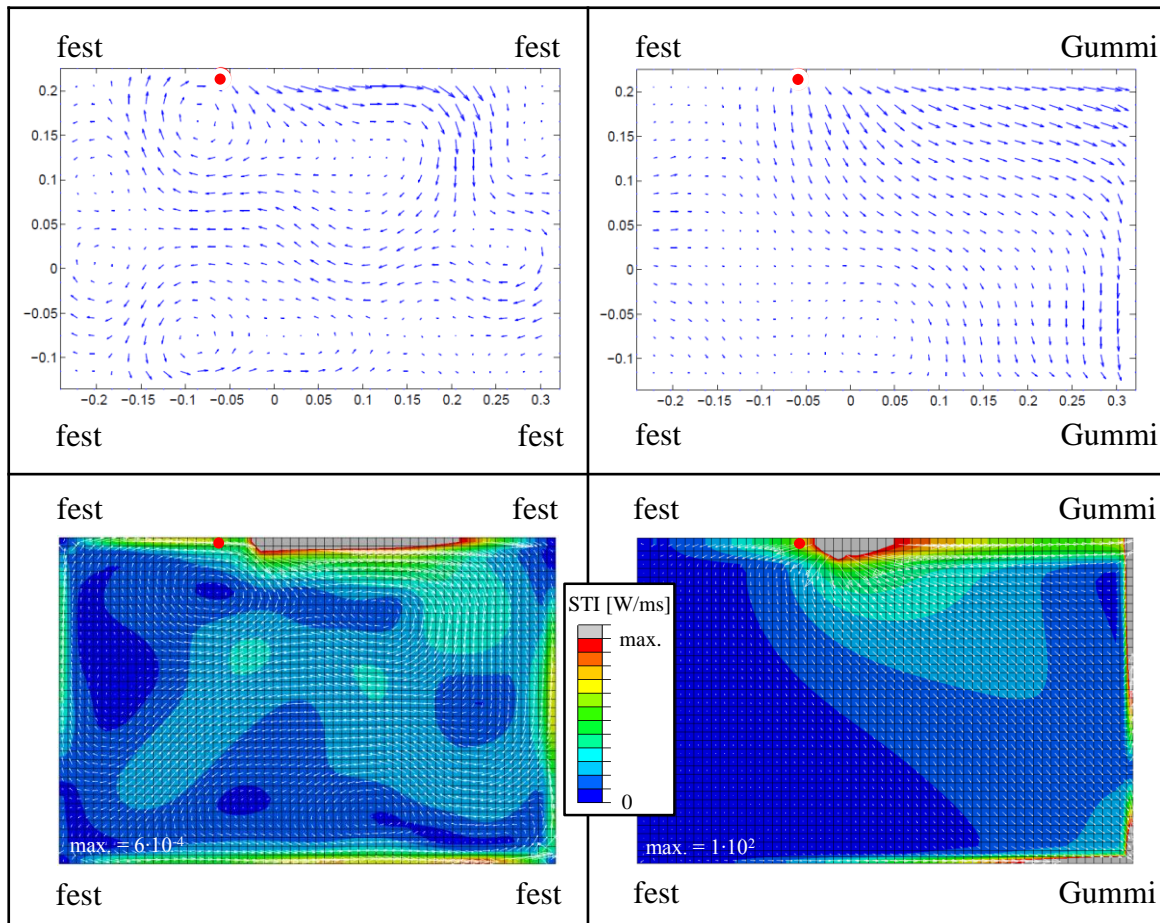


Bild 3-12: Versuchsergebnisse (oben) und Simulation (unten), Festlagerung (links) und Mischlagerung (rechts)

Auch bei der zweiten Lagerungsvariante zeigt sich eine hohe qualitative Übereinstimmung. Die wesentlichen Transferpfade entlang der oberen Plattenkante und diagonal zur unteren rechten Ecke werden abgebildet. Die maximale Flussdichte um die Anregungsstelle, die in der Simulation deutlich hervorsteht, wird jedoch in der Messung durch die Vektorpfeile nicht in derselben Stärke wiedergegeben.

Ein vergleichbarer Effekt zur Gummilagerung kann mit aufgeklebten Dämpfungsbelägen aus Alu-Butyl mit einer Massenbelegung von $3,1 \text{ kg/m}^2$ erzielt werden (Bild 3-13, Lage der Dämpfungsbeläge durch rote Quadrate markiert). Die Stärke der Energiesenke korreliert hier mit der

Anzahl der aufgetragenen Dämpfungsbeläge, die Wirbelbildung im Rest der Platte wird mit zunehmender Dämpfung geringer.

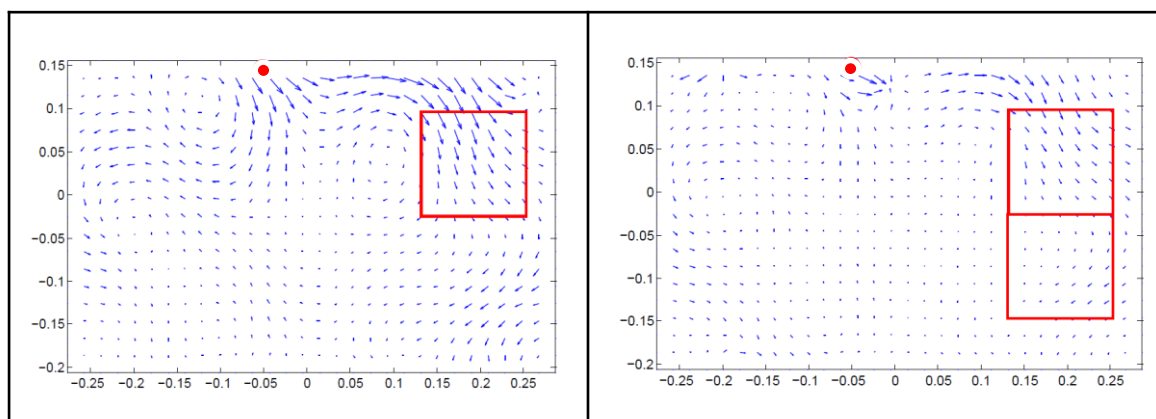


Bild 3-13: Vergleich der gemessenen STI mit einem (links) und zwei (rechts) aufgetragenen Dämpfungsbelägen

Das eingesetzte Messverfahren unterliegt jedoch Einschränkungen. Zum einen ist die Ergebnisqualität nur für annähernd ebene, homogene Strukturen gut, da die Messdaten des Laser-Doppler-Vibrometers einer Winkelkorrektur unterzogen oder geometrische Randbedingungen manuell eingepflegt werden müssen, wenn der Laser nicht orthogonal zur gemessenen Fläche steht. Zum anderen können keine In-Plane-Wellen erfasst werden, die insbesondere bei komplexeren Strukturen einen wesentlichen Anteil am gesamten Energiefluss haben können (siehe [1]). Diese Einschränkung entfällt bei einfacheren Strukturen, wenn mit einem 3D-Laservibrometer gemessen werden kann, die numerische Simulation auf Basis von FE-Modellen ist hier dennoch im Hinblick auf Aufwand und Fehleranfälligkeit im Vorteil, wenn geeignete Modelle zur Verfügung stehen.

3.2 Berechnung der Strukturintensität im Zeitbereich

Für die Betrachtung transienter Schwingungsvorgänge bietet sich die Berechnung der Intensität im Zeitbereich an. Wie HERING [1] in seiner Arbeit zeigt, werden bereits bei einer harmonisch angeregten Rechteckplatte zumindest 100 bis 200 Schwingspiele benötigt, um eine qualitativ vergleichbare Intensitätsverteilung zu erhalten, für quantitative Übereinstimmung steigt der Wert bereits auf 1000 Schwingspiele. Gerade bei hochdynamischer, impulsartiger Anregung

ist dieser eingeschwungene Zustand vielfach nicht das maßgebliche Auslegungskriterium, weshalb im Folgenden der grundlegende Einfluss konstruktiver Merkmale auf die Schwingungsausbreitung bei Impulsanregung betrachtet wird. Ein Vergleich von Ergebnissen der FE-Berechnung und Versuch schließt das Kapitel ab.

3.2.1 Berechnung der Strukturintensität am Beispiel einer Rechteckplatte

Analog zur Berechnung der STI im Frequenzbereich wird die STI einer Rechteckplatte auch im Zeitbereich berechnet.

In Kontrast zur sinusförmigen, periodischen Anregung im Frequenzbereich werden die Varianten der Rechteckplatten nun mit einem DIRAC-Impuls beaufschlagt, um dessen Ausbreitung über die Dauer von zwei Millisekunden zu verfolgen. Da im Gegensatz zum Frequenzbereich kein eingeschwungener Zustand untersucht wird, verändert sich der Schwingungsenergiefluss in der Struktur laufend qualitativ und quantitativ.

Dargestellt wird die Ausbreitung eines Impulses in der Rechteckplatte in Tabelle 3-3 in Zeitabständen von 0,1 ms. Als Vergleich werden die Auslenkung und die Schwinggeschwindigkeit orthogonal zur Plattenebene betrachtet.

Zu sehen ist, dass die STI und die Schwinggeschwindigkeit empfindlicher auf die Anregung reagieren, als dies in der Auslenkung auflösbar ist. Die Korrelation zur Schwinggeschwindigkeit ist für die erste Ausbreitung der Welle noch sehr groß, doch sobald die Einspannung der Platte erreicht ist und zu Reflexionen führt, unterscheiden sich beide Größen. Dies ist auf die Definition der aktiven STI zurückzuführen, bei der lediglich Wanderwellen und somit der tatsächliche (aktive) Energiefluss dargestellt wird.

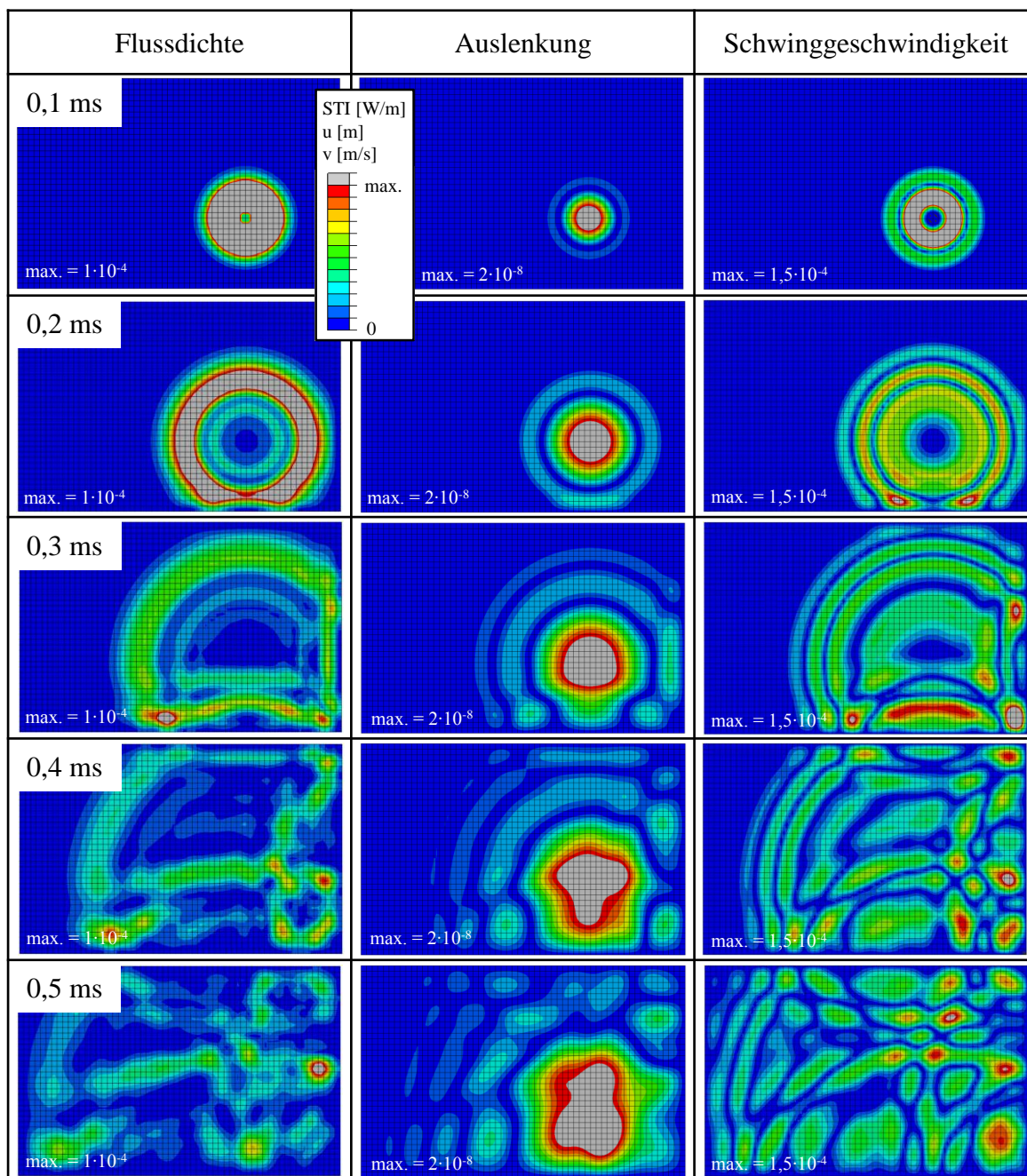


Tabelle 3-3: Flussdichte, Auslenkung und Schwinggeschwindigkeit einer Rechteckplatte unter Impulsanregung

Die Informationen, die aus der Berechnung der STI gewonnen werden können, unterscheiden sich folglich signifikant von denen, die in der FE-Berechnung als Standard berechnete Größen liefern.

3.2.2 Einfluss konstruktiver Änderungen auf den Intensitätsverlauf

Analog zu Abschnitt 3.1.2 wird der Einfluss verschiedener konstruktiver Parameter auf die Intensitätsausbreitung untersucht. Die Ergebnisse sind in Tabelle 3-4 zusammengefasst.

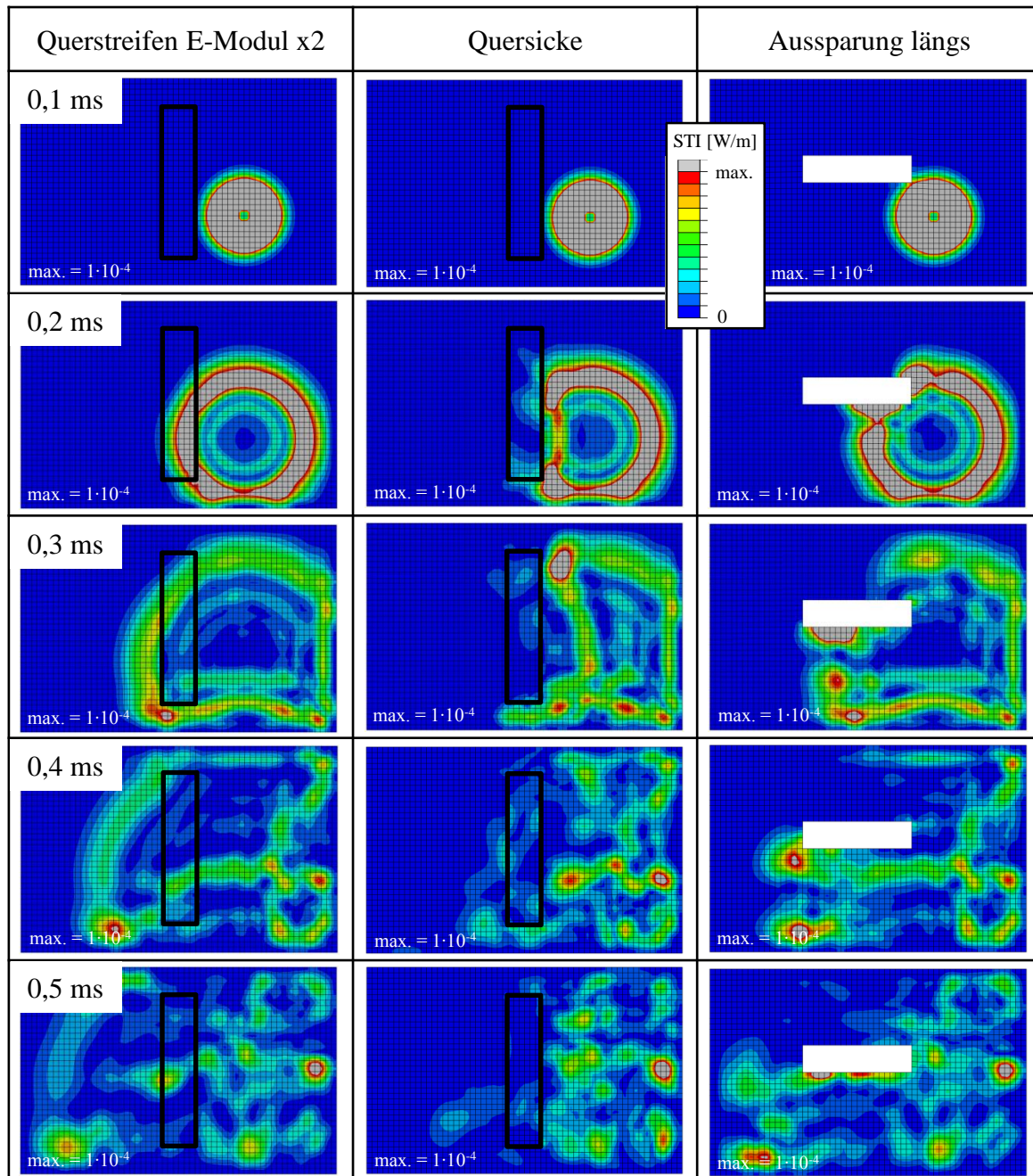


Tabelle 3-4: Vergleich der STI-Ausbreitung im Zeitbereich in Abhängigkeit von der konstruktiven Variation

Einfluss von Materialänderungen

Bei der Betrachtung der ersten Spalte von Tabelle 3-4 zeigt sich, dass der in seinem E-Modul verdoppelte Querstreifen eine kaum auflösbare Auswirkung auf die Flussdichte hat. Dies ist auf den ersten Blick überraschend, da nach den Gleichungen (2-25) und (2-26) mit einer deutlich erhöhten Ausbreitungsgeschwindigkeit zu rechnen gewesen wäre. Durch die Lage des Streifens quer zur Ausbreitungsrichtung wird der Bereich jedoch so schnell durchlaufen, dass er im beobachteten Zeitraster nur unzureichend aufzulösen ist. Da weiterhin keine Parameter der Platte verändert werden, die zu einem veränderten Reflexionsverhalten am Steifigkeitssprung führen könnten, wird die initiale Wellenfront nur unwesentlich verändert.

Einfluss von Sicken

Anders als der geänderte E-Modul fungiert die Quersicke als effektive Sperre der Intensitätsausbreitung. Auch 0,5 ms nach Impulseinleitung findet kaum ein Übertrag der Energie in den linken Plattenteil statt, stattdessen wird ein großer Teil reflektiert. Dieser Effekt kann umgekehrt werden, indem die Sicke in Flussrichtung gedreht wird und somit den Energiefluss leitet statt sperrt.

Einfluss von Aussparungen

Die Bildserie der rechten Spalte von Tabelle 3-4 illustriert zwei Effekte, die sich bei der gewählten Aussparung erzielen lassen: Zum einen wird die Intensität entlang des Aussparungsrandes geleitet, zum anderen reduziert die Aussparung die Intensität im oberen linken Teil der Platte. Dieser Teil wird gegenüber der Anregung abgeschirmt, die Intensität breitet sich dagegen überwiegend auf den direkt erreichbaren, homogenen Teilen der Platte aus.

Einfluss von Schweißpunkten

Als Referenzmodell für den Zeitbereich dient wiederum die Rechteckplatte mit aufgeschweißter Verstärkungsplatte aus Bild 3-7. Wie bei den anderen konstruktiven Variationen ist vor dem Auftreffen des Impulses auf eine Strukturänderung keine unterschiedliche Ausbreitung der Energie in der Rechteckplatte feststellbar. Werden die umliegenden Schweißpunkte erreicht, findet eine Energieleitung über diese statt, was auch eine anteilige Umwandlung in In-Plane-Schwingungen bedeutet. In der Grundplatte prägt sich somit im Gegensatz zur unveränderten

Rechteckplatte unabhängig von Reflexionen eine ungleichmäßige Ausbreitung der Intensität aus. In der verstärkenden Platte läuft die Intensität im Weiteren entlang der horizontalen Grundausrichtung, wobei über die Schweißpunkte ein ständiger Austausch der Energie zwischen oberer und unterer Platte stattfindet. Es zeigt sich, dass die Ausbreitung der Intensität durch die Richtwirkung sowie des Anteils an In-Plane-Wellen in der Verstärkungsplatte sogar schneller geschieht, die Ausbreitung also durch die Leitung begünstigt wird.

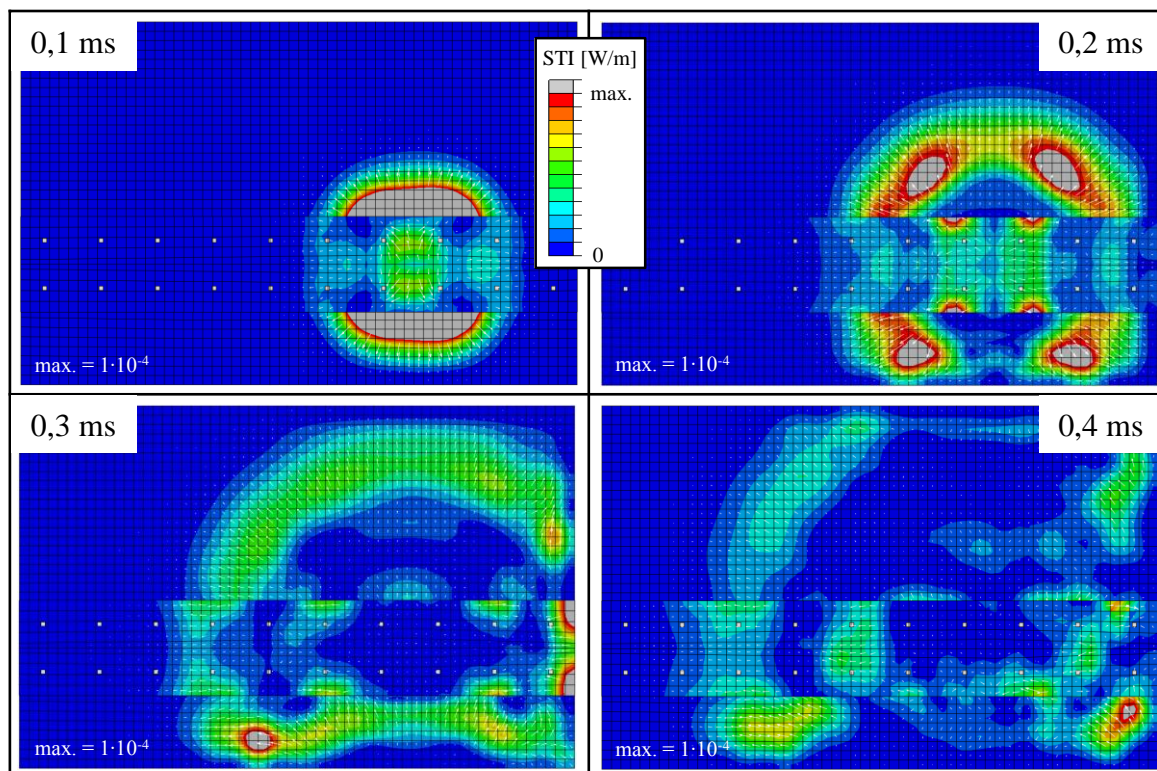


Bild 3-14: STI-Ausbreitung im Zeitbereich bei aufgeschweißter Verstärkungsplatte

3.2.3 Messung und Berechnung einer Karosserieersatzstruktur

Zur Überprüfung der Gültigkeit der FE-Modelle zur Berechnung der STI im Zeitbereich wird ein Versuch aufgebaut, der die wesentlichen Eigenschaften von Fahrzeugkarosserien aufgreift und die Effekte bei der zeitlichen Ausbreitung von Schwingungen zeigen kann (Tabelle 3-5).

Eigenschaften einer Fahrzeugkarosserie	Effekt
dünnwandige Schalen	Flächenschwingung
lokale Umformungen (Sicken, Kanten, etc.)	richtungsabhängige Schwingungsausbreitung
Tragstruktur aus balkenähnlichen Profilen	steife Einfassung der Schalen
verschiedene Verbindungstechniken	Impedanzsprünge zwischen Bauteilen

Tabelle 3-5: Von der Karosserieersatzstruktur abzubildende Eigenschaft und Effekte

Als Untersuchungsobjekt dient eine hängende Rohrrahmenkonstruktion aus Stahl mit aufgeschraubtem Blech (im Folgenden Karosserieersatzstruktur (KES) genannt, Bild 3-15). Der umlaufende Rohrrahmen wird auf der linken Seite der Gabelung durch eine Kunststoffmanschette unterbrochen, über das Blech verläuft eine Quersicke. Angeregt wird die KES durch einen Impuls am Stiel nahe der Aufhängung.

Im FE-Modell wird die Schraubverbindung zwischen Rohrrahmen und Blech (jeweils E-Modul: $2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, Dichte: 7850 kg/m^3) durch eine linienförmige starre Verbindung ersetzt. Die Eigenschaften der Kunststoffmanschette werden durch die Materialparameter von PVC (E-Modul: $1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$, Dichte: 1400 kg/m^3 , Querkontraktionszahl: 0,5) angenähert. Wie bereits im vorangegangenen Abschnitt wird keine gesonderte Fügstellendämpfung berücksichtigt.

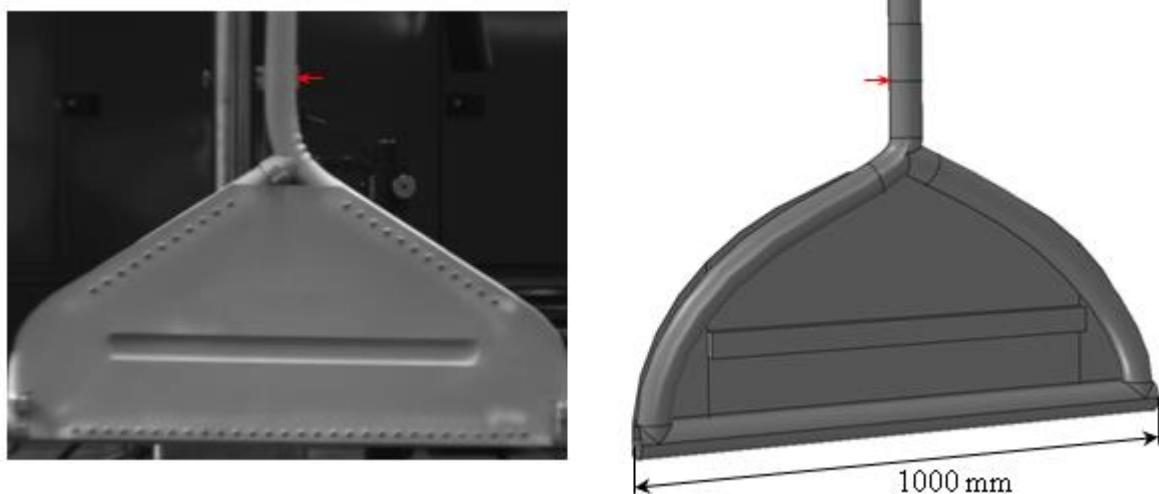


Bild 3-15: KES im Versuch (Vorderseite, links) und im FE-Modell (Rückseite, rechts)

für eine deutliche Leitung in Querrichtung. Es entsteht eine Schwingung, die entlang der Sicke quergerichtet ist.

Auffällig ist die Entstehung der Schwingung entlang der Sicke und hier vor allem an der rechten Kante, wo die erste Biegewelle der Anregung noch nicht in vollem Umfang angekommen ist und somit noch keine Out-of-Plane-Schwingung stattfinden dürfte (Bild 3-17, Zeitpunkt 3).

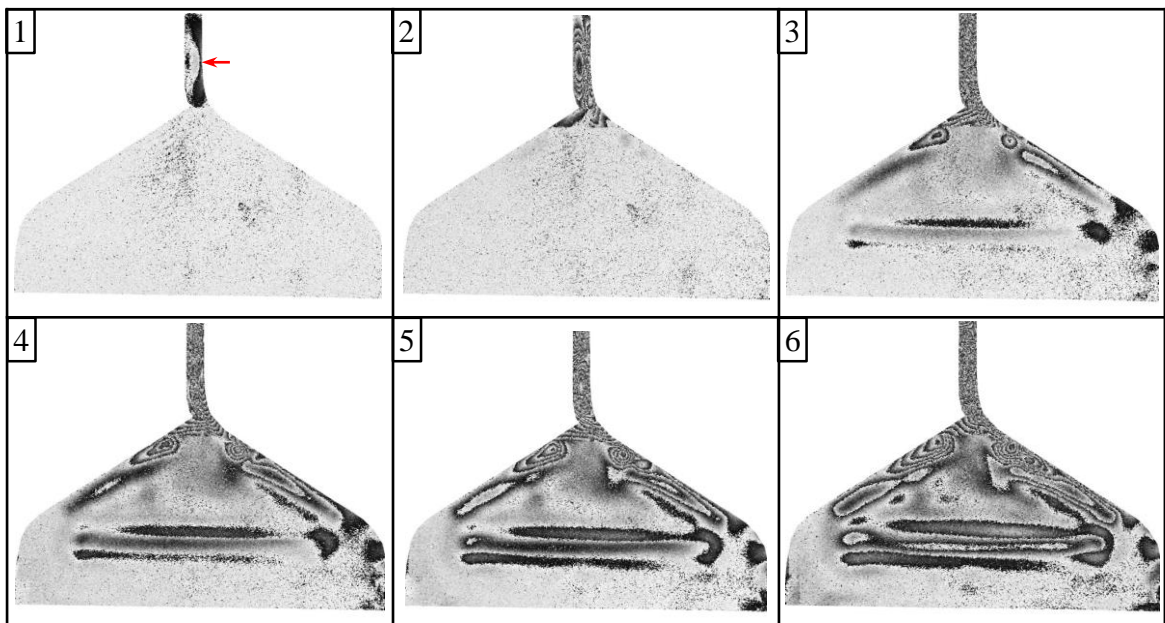


Bild 3-17: Gemessene Out-of-Plane-Wellenausbreitung an der Karosserieersatzstruktur in 0,1 ms-Schritten

Der Zusammenhang erschließt sich erst bei Betrachtung der Simulationsergebnisse in Bild 3-18 und Bild 3-19.

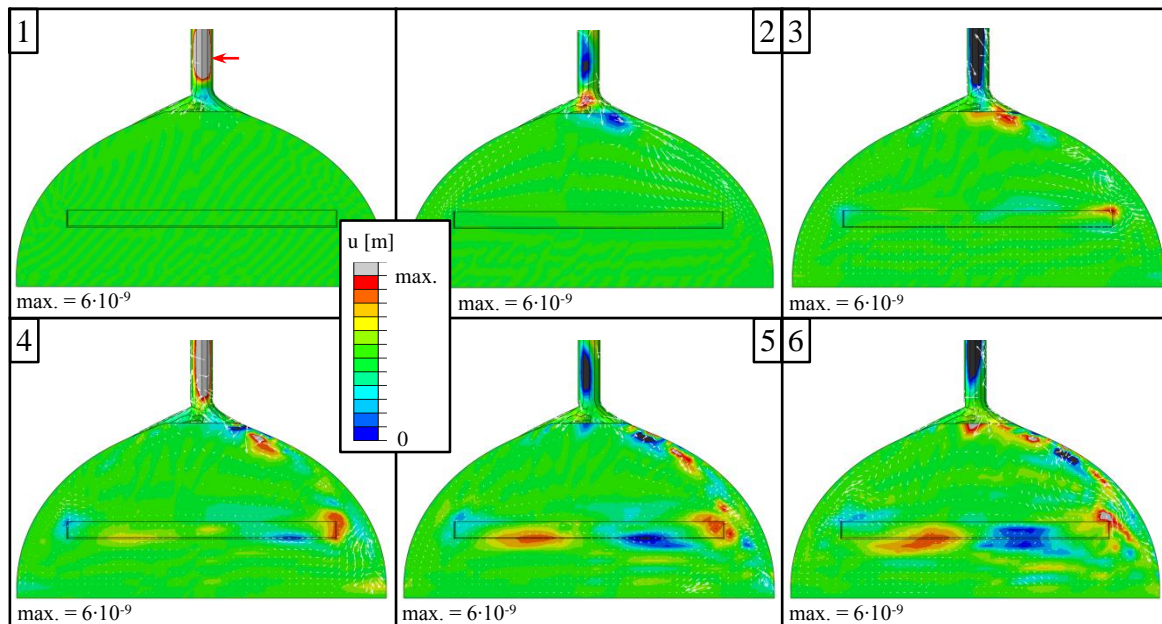


Bild 3-18: Simulation der Out-of-Plane-Verschiebung (Farbskala) und der STI in 0,1 ms-Schritten

Hier ist zu sehen, dass die Intensität in Form der Longitudinalwellen deutlich schneller als die BiegeWellen durch die Rohrrahmenstruktur wandert. Bereits zum Zeitpunkt 2 trifft die STI auf die Kante der Sicke und die In-Plane-Wellen werden in Out-of-Plane-Wellen umgewandelt. Auf diese Weise entstehen „Schwingskeime“, aus denen heraus sich BiegeWellen ausbreiten (Bild 3-19, rechte Seite).

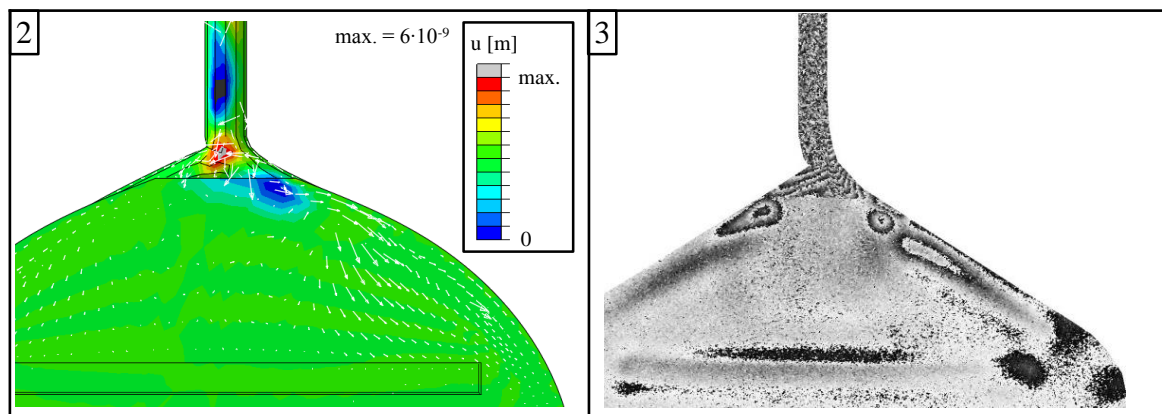


Bild 3-19: Detailansicht Simulation, Zeitpunkt 2 (linke Seite) und Messung, Zeitpunkt 3 (rechte Seite)

Das Verständnis für die Ausbreitungsmechanismen von Schwingungen und das Zusammenspiel der einzelnen Wellenarten ist wesentlich für die hinsichtlich vibroakustischer Aspekte optimierte Strukturauslegung. Die zusätzlich gewonnene Information über die Visualisierung dieser Mechanismen durch die Strukturintensität hilft beim intuitiven Aufbau dieses Verständnisses.

3.3 Quantifizierung des Einflusses auf den Luftschall

In der Automobilentwicklung werden zur Bewertung der vibroakustischen Qualität eines Fahrzeugs in erster Linie dessen Schwingungskomfort und Luftschallpegel im Innenraum als kundenrelevante Merkmale verwendet. Es muss also sichergestellt werden, dass sich Änderungen in der Intensitätsverteilung auch in gewünschter Weise auf die Abstrahlung der Flächen auswirken. Aus diesem Grund wird die STI-Berechnung um die Berechnung der äquivalenten abgestrahlten Schalleistung und der Schwingschnellen erweitert.

3.3.1 Analytische und numerische Bestimmung des ERP-Pegels einer Rechteckplatte

Zur Absicherung der numerischen Berechnung des ERP-Pegels wird dieses Ergebnis am Beispiel der Rechteckplatte aus Abschnitt 3.1.1 mit der analytischen Lösung verglichen. Hierbei kann insbesondere abgeprüft werden, ob die Diskretisierung der Rechteckplatte in der FEM fein genug gewählt worden ist, um den Kurvenverlauf des ERP-Pegels der analytischen Lösung qualitativ und quantitativ vergleichbar abzubilden. Grundlage der Berechnung ist Gleichung (2-33).

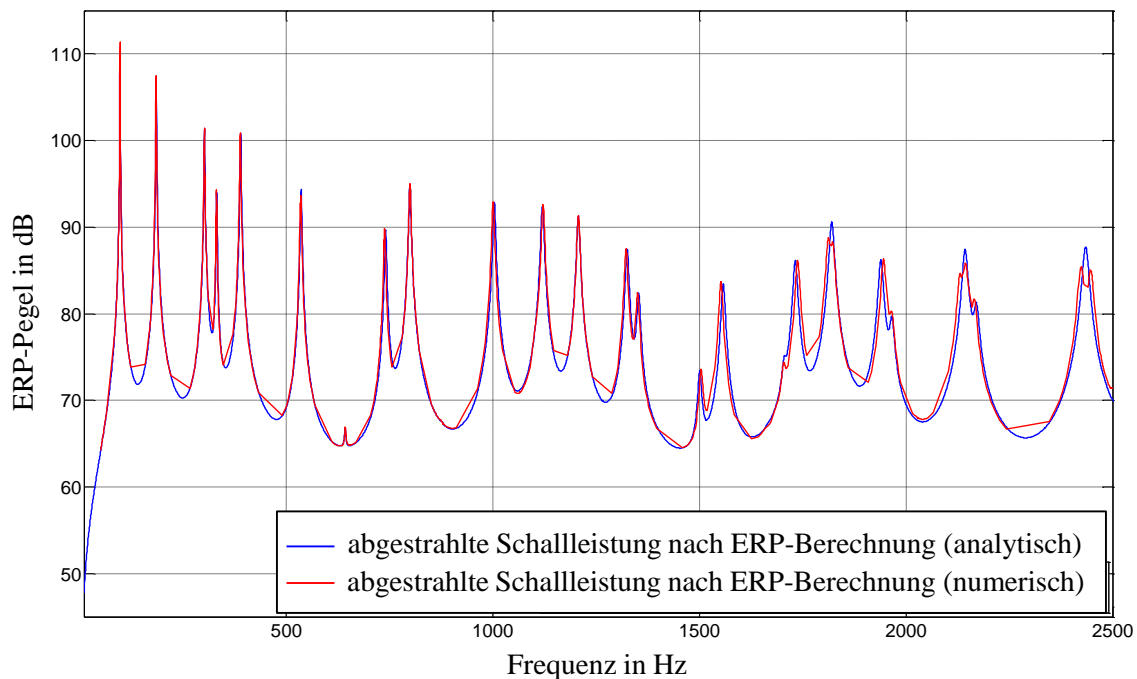


Bild 3-20: Vergleich von numerischer und analytischer Berechnung des ERP-Pegels der Rechteckplatte aus Abschnitt 3.1.1

Der Vergleich beider Kurven in Bild 3-20 zeigt, dass die numerische Näherung für die Rechteckplatte sehr genaue Ergebnisse liefert. Die gewählte Implementierung in die FE-Berechnung und die gewählte Diskretisierung des Modells sind folglich gültig. Geringfügige Abweichungen in Maxima und Minima, sowie zu hohen Frequenzen hin, sind auf die gewählten Frequenzschritte und die Mittelung der Schwingschnellenverläufe zwischen den einzelnen Knoten des FE-Modells zurückzuführen und können bei erhöhtem Rechenaufwand minimiert werden.

3.3.2 Korrelation von Messung und Berechnung

Zur Verifizierung der Simulation werden Berechnungsergebnisse der Schwingschnellenpegel (SSP) mit Versuchsergebnissen einer fest eingespannten, quadratischen Referenzplatte (1000 mm x 1000 mm x 2,5 mm) aus Stahl verglichen (Bild 3-21). Die Art der Lagerung und das Format der Platte werden von einem vorhandenen und geprüften Versuchsaufbau übernommen, die Anregung erfolgt über einen elektrodynamischen Shaker in der Plattenmitte.



Bild 3-21: Versuchsaufbau Messung quadratische Stahlplatte

Da im Versuch oberhalb von 200 Hz ein Einfluss durch Schwingungen des Stahlrohrrahmens, der der Lagerung der Platte dient, feststellbar ist, erfolgt die Anregung über einen Frequenzsweep in beiden Fällen in den Frequenzbändern von 25 bis 100 Hz und von 100 bis 200 Hz.

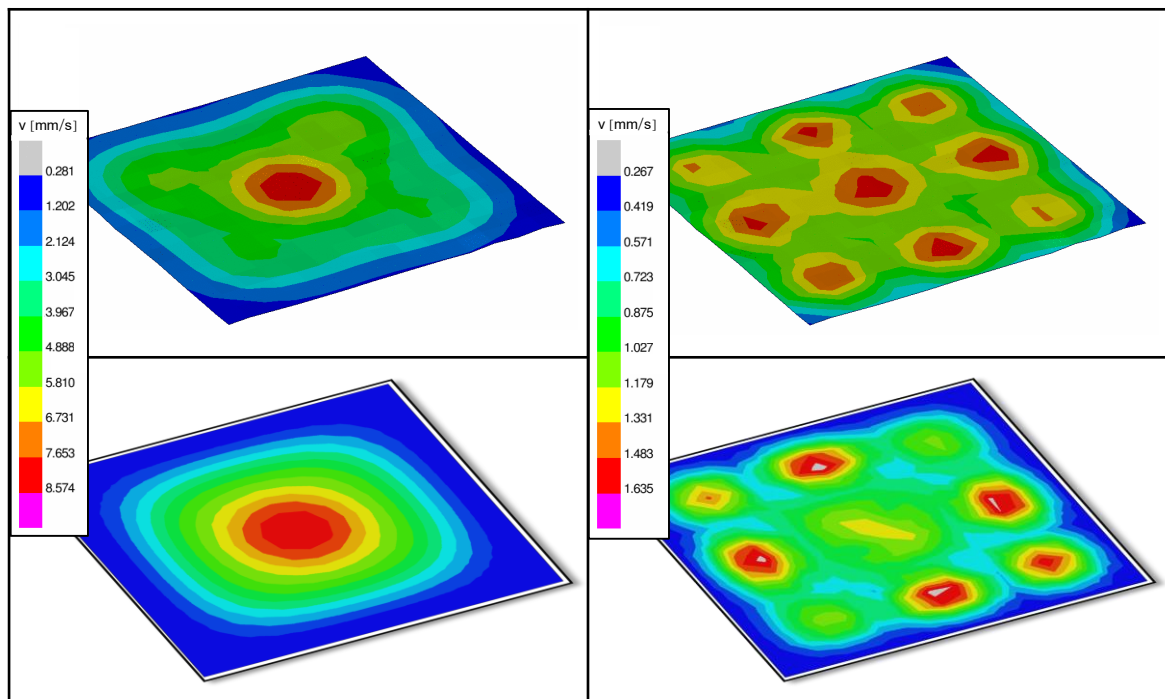


Bild 3-22: Messung (oben) und Simulation (unten) der Schwinggeschwindigkeiten in mm/s einer quadratischen Platte von 25 bis 100 Hz (links) und 100 bis 200 Hz (rechts)

Die Ergebnisse der gemittelten Schwingschnellen im Frequenzband in Bild 3-22 weisen eine weitgehende qualitative und quantitative Übereinstimmung auf. Abweichungen in höheren Frequenzen sind auf die nicht ideal feste Einspannung im Versuch und auf die Anregungsstelle in der Plattenmitte zurückzuführen. Für die weitere Verwendung an komplexeren Strukturen ist die Berechnung hinreichend qualifiziert.

3.3.3 Einfluss konstruktiver Änderungen auf die äquivalente abgestrahlte Schalleistung (ERP)

Der Vergleich von in Abschnitt 3.1 hinsichtlich der STI berechneten Plattenvarianten zeigt die vermuteten Auswirkungen auf die gemittelten Schwingschnellen im Bereich 1 – 1000 Hz (Bild 3-23). Ein Bereich 30-facher Dämpfung (vgl. Abschnitt 3.1.2, Bild 3-9, unteres Beispiel) reduziert die SSP am deutlichsten. Auch die stellenweise Erhöhung des E-Moduls und eine Sicke in der Platte senken die Abstrahlung. Im Fall der Aussparung konzentrieren sich die hohen SSP um die Aussparung, im Rest der Platte sinkt das Niveau jedoch tendenziell. Bei einer Senkung des E-Moduls tritt der entgegengesetzte Effekt der Erhöhung ein, und die SSP steigen gegenüber der Ausgangskonfiguration leicht an.

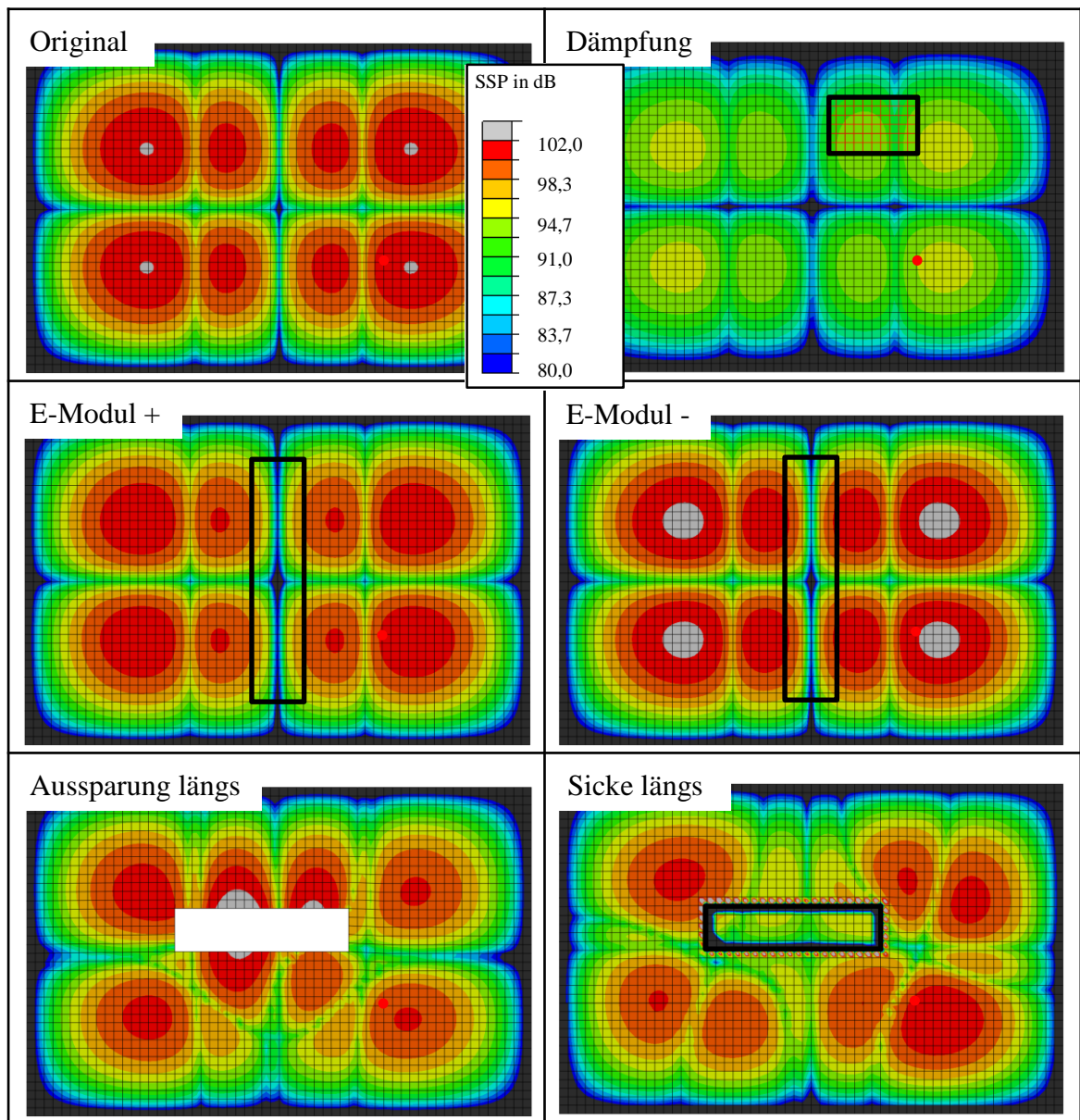


Bild 3-23: Vergleich der SSP in dB verschiedener Variationen der Rechteckplatte im Frequenzband 1 – 1000 Hz

3.4 Fazit

Am Beispiel einer Rechteckplatte und einiger anderer einfacher Strukturen kann das Potential aufgezeigt werden, durch die STI-Berechnung die Ausbreitung und Verteilung von Schwingungen besser zu verstehen. Sowohl im Frequenzbereich, für eine Einzelfrequenz und ein Frequenzband, als auch im Zeitbereich werden durch die grafische Darstellung des Energieflusses zusätzliche Informationen über das dynamische Strukturverhalten gewonnen.

So liefern die Intensitätsverteilungen der Resonanzfrequenzen der Rechteckplatte in Tabelle 3-1 einen wichtigen Hinweis auf die Ursache für die Ausprägung der Schwingformen. Diese Beobachtung wird am Beispiel der vierten bzw. fünften Resonanzfrequenz der Platte detailliert und die Auswirkung verschiedener Strukturmodifikationen systematisch untersucht. Dabei wird insbesondere die Richtwirkung von Sicken und Aussparungen deutlich, die es ermöglicht, Schwingungsenergie gezielt in eine der beiden Plattenhälften zu leiten. Auch Bereiche hoher Dämpfung zeigen hier große Wirkung, lassen sich jedoch in klassischen metallischen Strukturen nur nachgelagert über Dämpfungsbeläge realisieren. Durch die messtechnische Erfassung der STI werden die Simulationsergebnisse verifiziert und der prinzipielle Einfluss von Strukturmodifikationen untermauert.

Am Beispiel einer Karosserieersatzstruktur wird die Schwingungsausbreitung bei einer transienten Anregung untersucht, bei der die Umwandlung von In-Plane- in Out-of-Plane-Wellenanteile eine wesentliche Rolle im Verständnis spielt. Auch hier bietet die STI zusätzliche Informationen, da über die energetische Größe sämtliche Wellenanteile dargestellt werden, die im Versuch nicht sichtbar gemacht werden können.

Diese Informationen können genutzt werden, um konstruktive Veränderungen genauer zu beurteilen. In Kombination mit der Berechnung der ERP und der Schwingschnellen ergibt sich zusätzlich ein besseres Verständnis für Auswirkungen auf das akustische Abstrahlverhalten der Strukturen und damit für den Übergang von Körper- zu Luftschall.

Die gezeigten Beispiele in Kapitel 3 decken die in Bild 3-1 aufgezeigten Varianten der STI-Berechnung ab und bilden alle wesentlichen Phänomene ab, die sich auch in der STI komplexerer Strukturen zeigen, können jedoch über Messungen verifiziert und plausibilisiert werden. Sie liefern somit die Basis für die weitergehenden Untersuchungen an realen Fahrzeugstrukturen in Kapitel 4.

4 Strukturintensitätsberechnung von Fahrzeugstrukturen

Mit den Untersuchungen aus dem vorangegangenen Kapitel kann der Einfluss konstruktiver Merkmale auf den Schwingungsenergiefluss grundlegend gezeigt werden. In diesem Kapitel soll dieses Verständnis nun auf die Übertragung von Schwingungen von einem Anregungs- zu einem Abstrahlungsort in realen Fahrzeugstrukturen erweitert werden. Die gezielte Beeinflussung der Strukturen soll letztendlich einen Beitrag zur gezielteren Auslegung von kritischen Strukturbereichen im Fahrzeug leisten. Der Fokus liegt hierbei auf reinen Strukturmaßnahmen, die Applikation von Dämpfungsbelägen oder anderen nachgelagerten Maßnahmen wird nicht näher betrachtet.

4.1 Strukturverbesserung mit Hilfe der STI am Beispiel eines Wagenbodenblechs

Das Vorgehen bei einer Strukturverbesserung mit Hilfe der STI-Analyse soll im Folgenden beispielhaft am Wagenbodenblech eines Mittelklassefahrzeugs demonstriert werden, wie es in Bild 4-1 dargestellt ist.

Sitzquer- und Längsträger, die im Gesamtfahrzeug die Bodenstruktur versteifen, sind im Fall dieses Modells nicht integriert, können aber bei weiteren Simulationsdurchläufen ohne Einschränkung der Gültigkeit des Vorgehens berücksichtigt werden, um die Lage der Eigenfrequenzen und die Schwingungsamplituden näher an die der realen Struktur zu rücken.

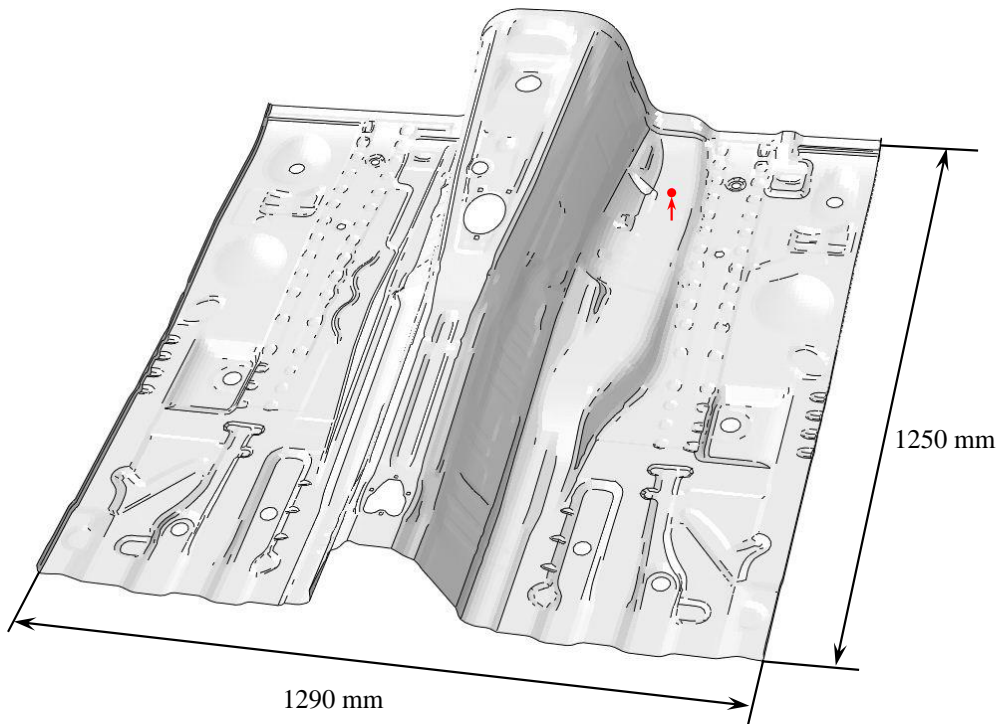


Bild 4-1: Wagenbodenblech zur Untersuchung der STI im Frequenzbereich mit Anregungsstelle (rot)

4.1.1 Ausgangszustand

Ausgangspunkt der Untersuchungen ist eine Modalanalyse des allseitig fest eingespannten Wagenbodens zur allgemeinen Strukturanalyse. Bei dieser zeigt sich, dass sich bei einer Frequenz von ca. 120 Hz eine charakteristische Schwingung auf der linken Seite, im Bereich des Fahrerfußraums, ausprägt, die im realen Fahrbetrieb durch den Fahrer als störend empfunden werden könnte.

Im nächsten Schritt wird eine Betriebsschwingformanalyse durchgeführt. Wie Bild 4-2 zeigt, lässt sich die Schwingform aus der vorangegangenen Modalanalyse auch unter Krafterregung in orthogonaler Richtung mit 1 N auf der rechten Seite des Wagenbodens auf Höhe der Lasteinleitung durch den Motorlängsträger reproduzieren.

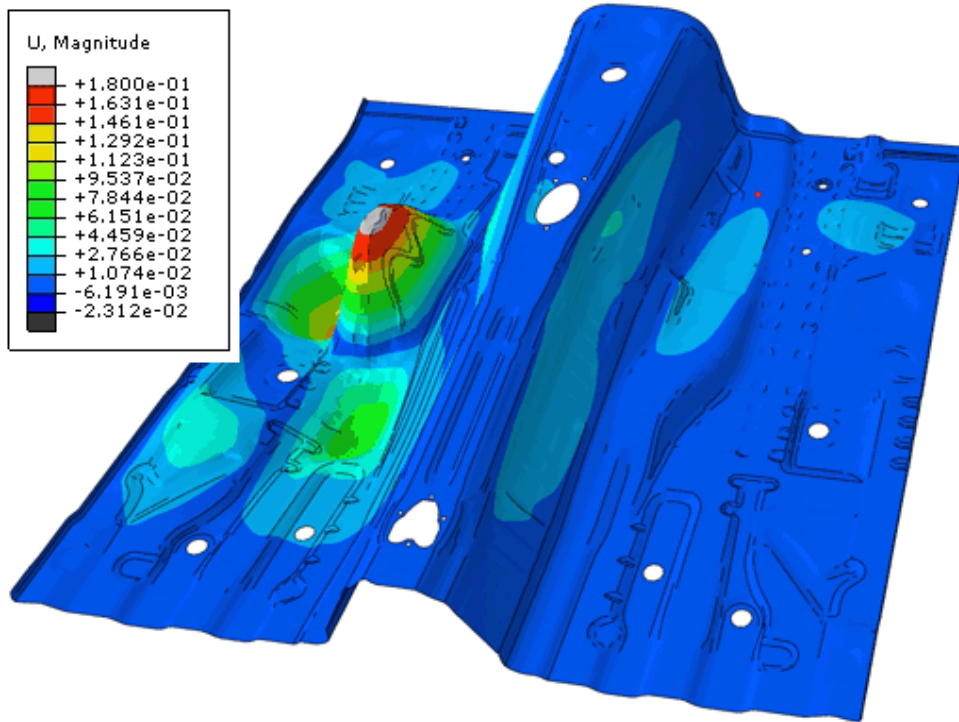


Bild 4-2: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs im Ausgangszustand und Anregungsstelle (rot)

Für die weitere Optimierung der Konstruktion stellt sich nun die Frage, wie sich die eingeleitete Energie bei 120 Hz ausgehend von der Anregungsstelle (roter Punkt) verteilt, um die Schwingung auf der linken Seite des Bodenblechs zu erzeugen. Klarheit schafft die Berechnung der STI: Wie in Bild 4-3 zu sehen, prägt sich ein Transferpfad entlang einer Kante im Bodenblech aus (blaue Markierung). Abgelenkt von einer weiteren Kante verläuft der weitere Weg der Intensität annähernd parallel von rechts nach links über den Mitteltunnel, bis die transportierte Energie in der linken Wagenbodenhälfte in eine starke Resonanzschwingung mündet.

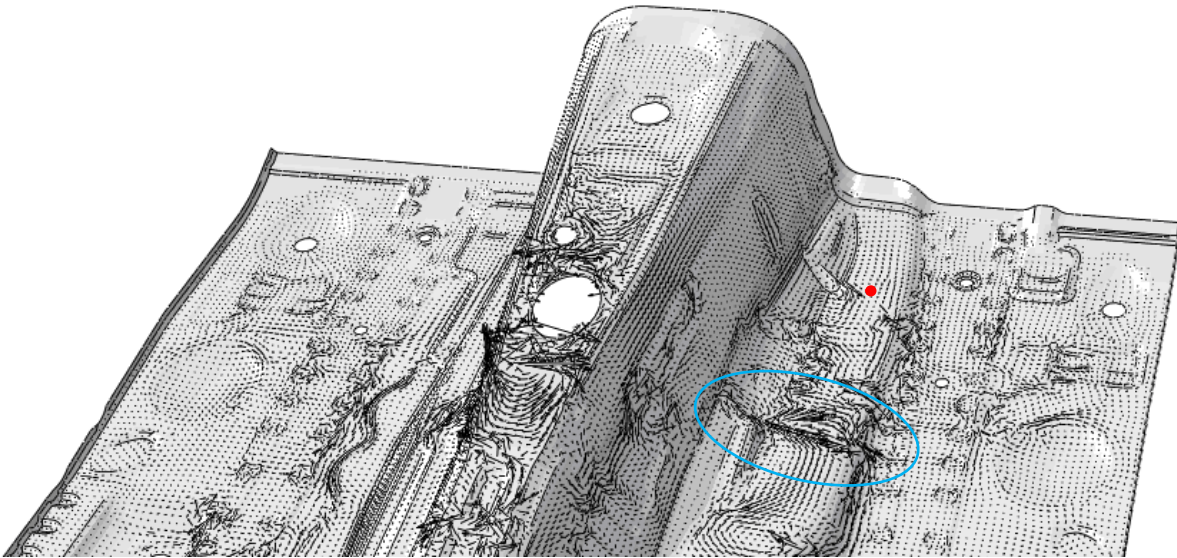


Bild 4-3: STI-Verlauf des Wagenbodenblechs im Ausgangszustand und Anregungsstelle (rot)

Wichtig ist in diesem Zusammenhang auch die Aufteilung in In-Plane- und Out-of-Plane-Anteile. Während der Out-of-Plane-Anteil gerade im Tunnelbereich nur eine untergeordnete Rolle spielt (Bild 4-4, a)), wird der Energiefluss der Resonanzfrequenz weitestgehend vom In-Plane-Anteil dominiert (Bild 4-4, b)), der sich der klassischen Messung entzieht.

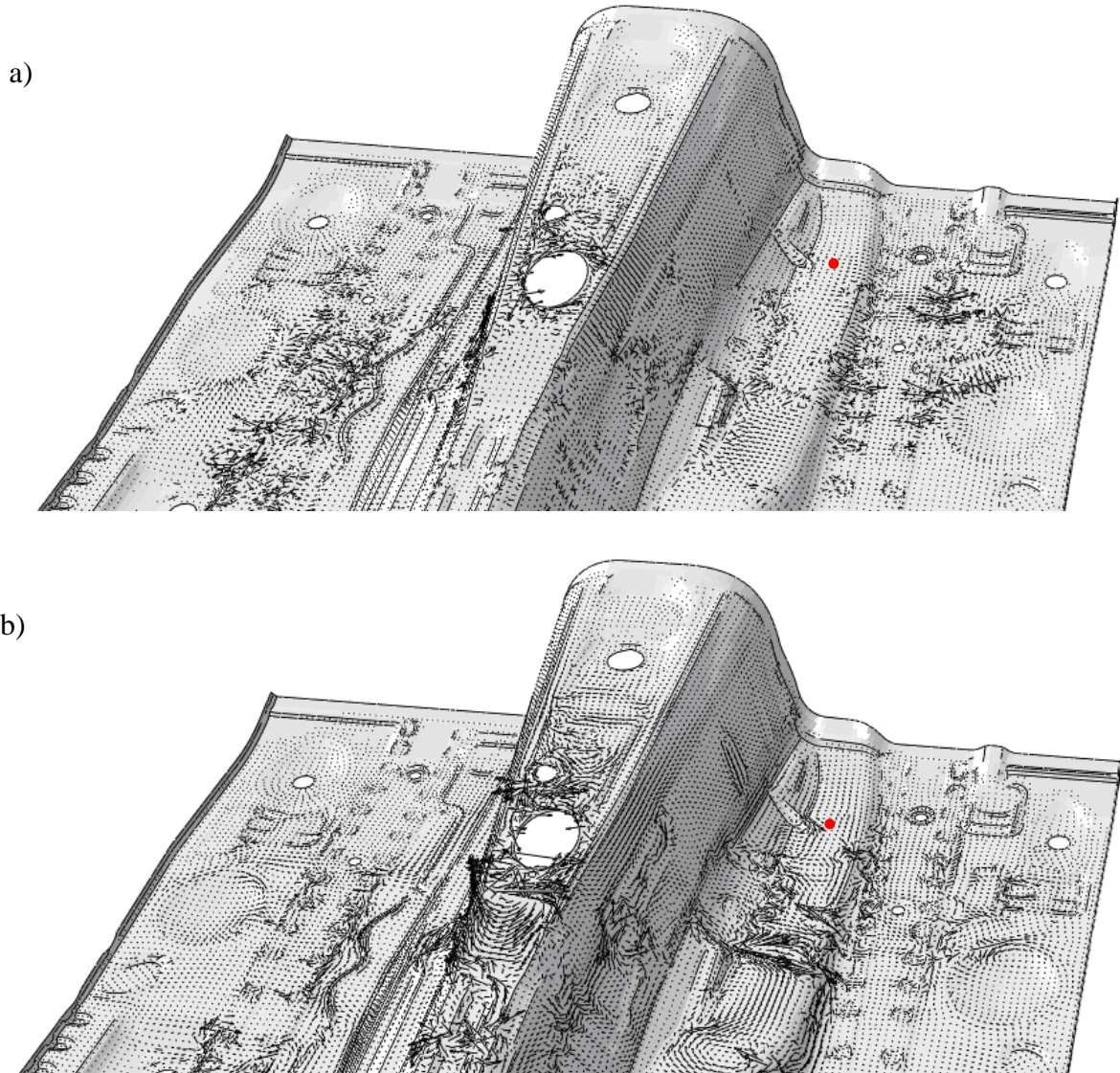


Bild 4-4: STI-Verlauf des Wagenbodenblechs im Ausgangszustand: Out-of-Plane- (a) und In-Plane-Anteil (b)

In der betragsmäßigen Darstellung der Intensität als Flussdichte (Bild 4-5) zeigen sich deutlich die drei Stellen (siehe Markierungen mit roten Pfeilen in Bild 4-5), die einen maßgeblichen Anteil am Energietransport auf die linke Seite des Bodenblechs haben. Dies sind folglich die Stellen, an denen eine konstruktive Beeinflussung erfolgen muss, wenn die aus der STI-Analyse gewonnenen Informationen zu einer Effizienzsteigerung in der Konstruktion führen sollen.

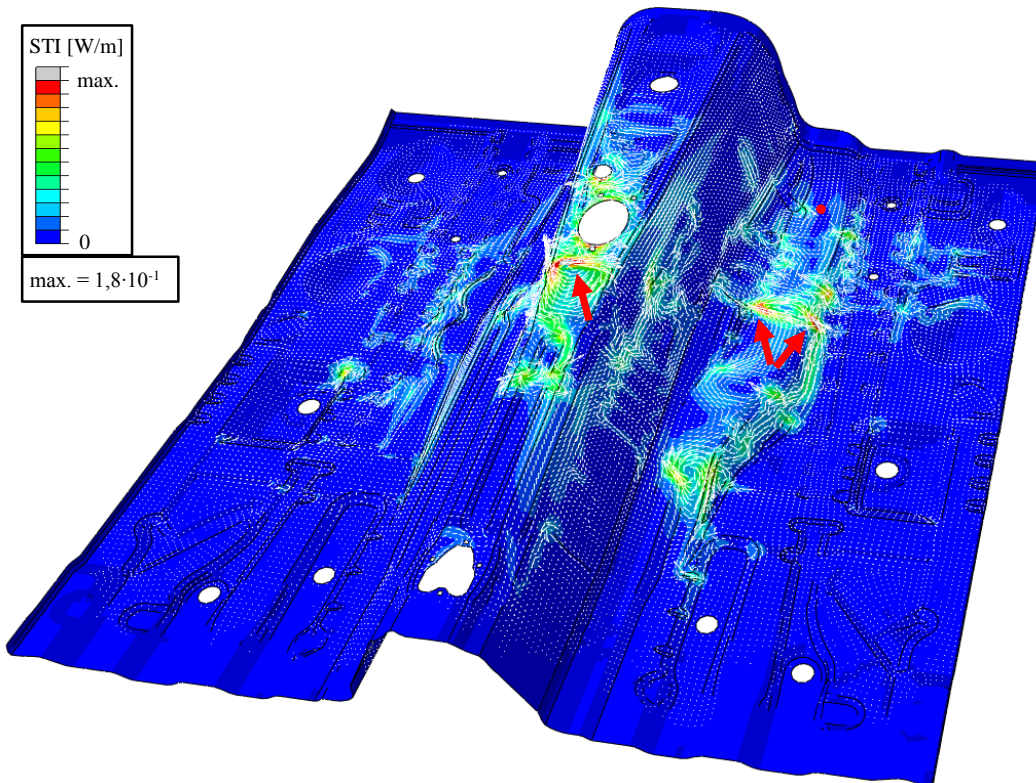


Bild 4-5: STI des Wagenbodens im Ausgangszustand

4.1.2 Modifikationen der Struktur

Um die These zu überprüfen, dass sich die drei in der STI-Berechnung in Abschnitt 4.1.1 als auffällig identifizierten Stellen des Wagenbodenblechs in besonderem Maß eignen, dessen Schwingungsverhalten auf der linken Seite positiv zu beeinflussen, werden im Folgenden verschiedene Modifikationen eingebracht, die den Energiefluss auf die linke Wagenbodenhälfte unterbinden oder umleiten sollen.

Modifikation 1: Fixierung von Knoten auf dem Mitteltunnel

Die erste Möglichkeit, den Energietransport auf die linke Seite des Wagenbodens zu unterbinden, stellt die Fixierung von Knoten des FE-Modells im Bereich des Mitteltunnels in allen drei translatorischen Freiheitsgraden dar. Da dies einen deutlichen Eingriff in die Struktur darstellt, muss zunächst sichergestellt werden, dass bei der erneuten Berechnung der STI die Frequenzverschiebung der Schwingform korrekt berücksichtigt wird.

Bei der Betriebsschwingformanalyse (Bild 4-6) zeigt sich, dass die Verschiebungsamplitude der Schwingung auf der linken Seite im Vergleich zum Ausgangszustand (Bild 4-2) zwar um ca. 50 % reduziert werden kann, jedoch nach wie vor ein nennenswerter Energietransport über den Mitteltunnel stattfinden muss.

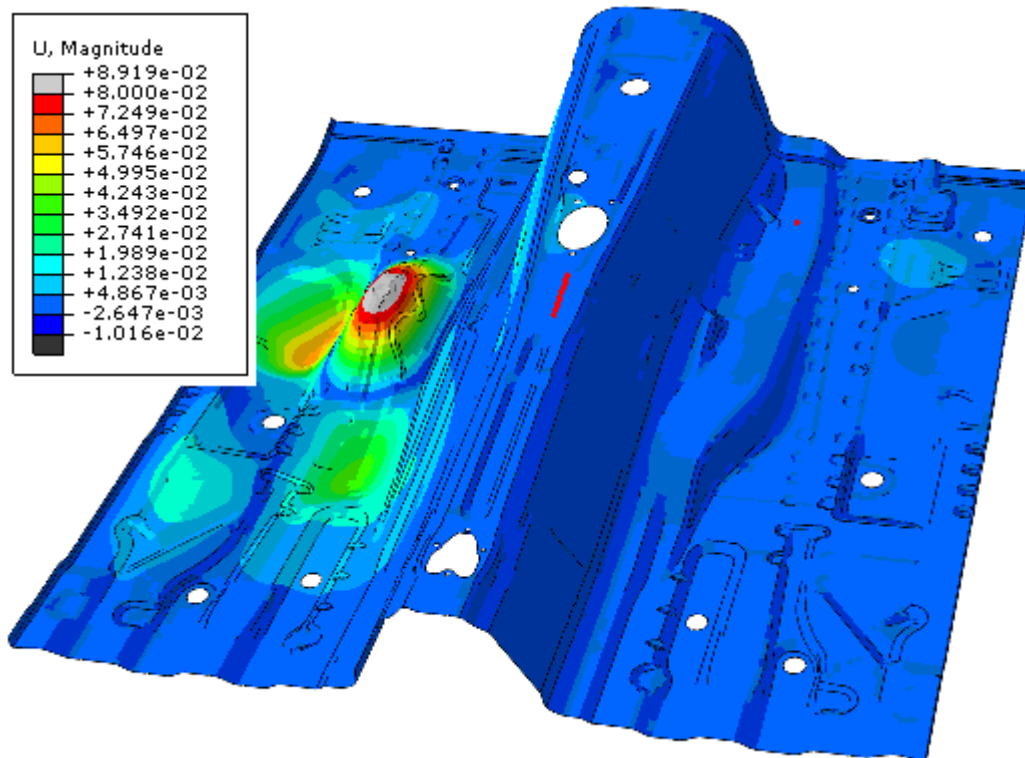


Bild 4-6: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs bei fixierten Knoten am Mitteltunnel (rote Linie)

Erst mit der Berechnung der STI wird klar, dass die Energie sich einen Weg an den fixierten Knoten vorbei sucht (Bild 4-7). Sie wird vor allem entlang der Aussparung für den Schaltknauf direkt oberhalb der Fixierungen geleitet, was den grundsätzlichen Beobachtungen zur Leitwirkung von Aussparungen aus Abschnitt 3.1.2 entspricht. Die vergleichsweise massive Modifikation der Struktur bringt also nicht das gewünschte Ergebnis, sondern nur eine lokale Veränderung. Es handelt sich bei der hohen STI auf dem Mitteltunnel in der Ausgangskonfiguration (Bild 4-5) nicht um einen prägenden Pfad des Energieflusses.

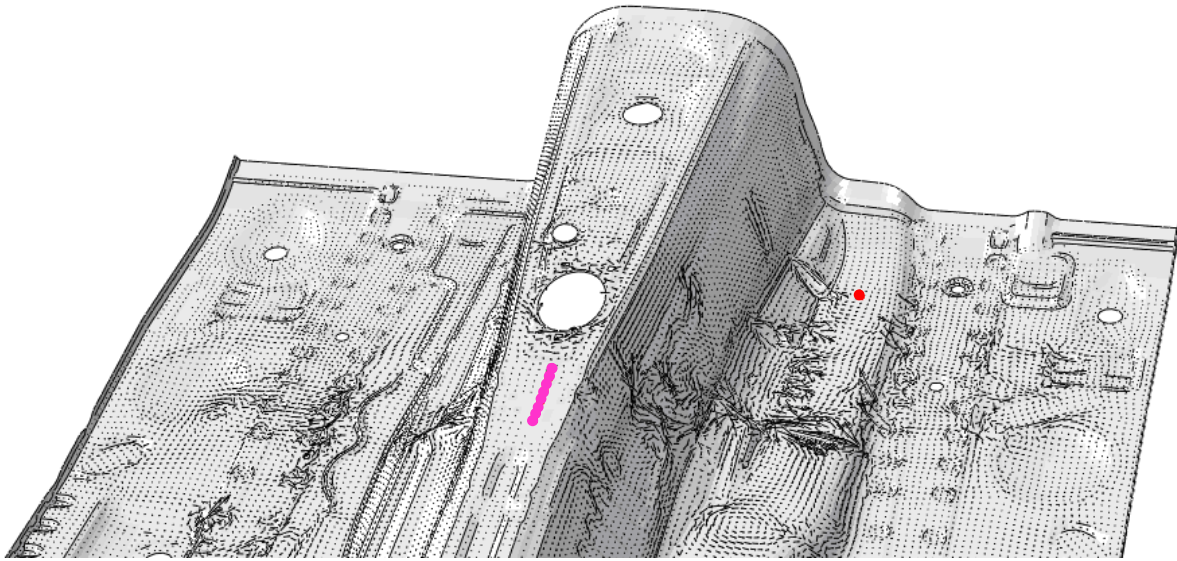


Bild 4-7: STI-Verlauf des Wagenbodenblechs bei fixierten Knoten am Mittelunnel (pink) und Anregungsstelle (rot)

Modifikation 2: Fixierung von Knoten rechts des Mittelunnels

Als zweite Möglichkeit zur Reduktion des Energieflusses bieten sich nach Bild 4-5 die beiden FE-Knoten am rechten Rand des Mittelunnels an, die die höchste Flussdichte aufweisen (siehe Pfeilmarkierung der beiden Stellen). Hier befindet sich eine Kante, die die Intensität bei 120 Hz stark leitet. Da aus Bild 4-4 bekannt ist, dass in diesem Bereich des Bodenblechs In-Plane-Schwingungen dominieren, kann sogar darauf verzichtet werden, den translatorischen Freiheitsgrad orthogonal zur Blechebene zu sperren, so dass nur die translatorischen Freiheitsgrade in Blechebene gesperrt werden.

Wie in Bild 4-8 zu sehen ist, kann mit dieser Modifikation die Verschiebungsamplitude der Schwingung auf der linken Seite des Bodenblechs um mehr als eine Größenordnung reduziert, also fast vollständig unterbunden werden. An Stelle dessen verteilt sich die verbleibende Energie auf mehrere kleinere Schwingungen der rechten Wagenbodenseite.

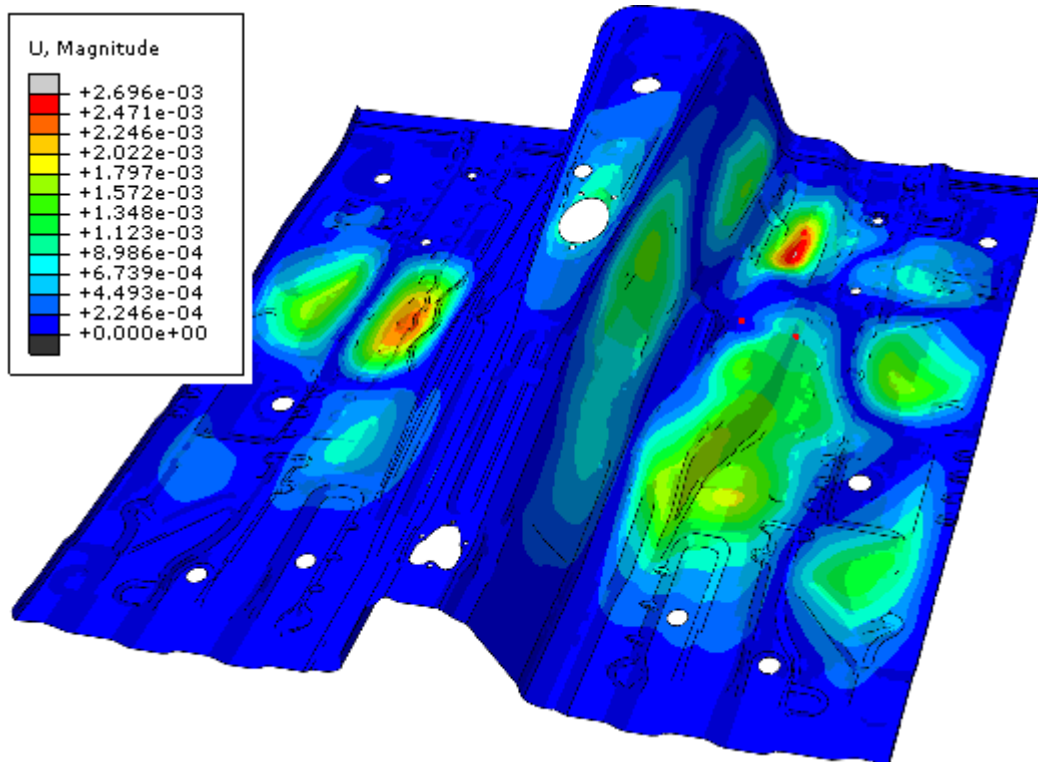


Bild 4-8: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs bei in der x-y-Ebene fixierten Knoten an der rechten Seite des Mitteltunnels

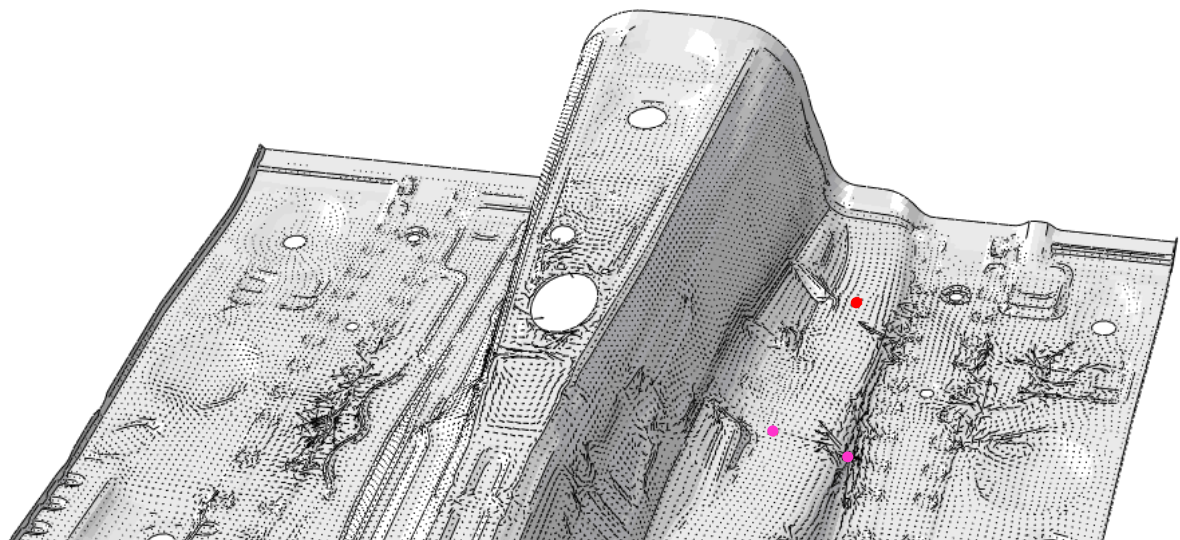


Bild 4-9: STI-Verlauf des Wagenbodenblechs bei in der x-y-Ebene fixierten Knoten (pink) an der rechten Seite des Mitteltunnels und Anregungsstelle (rot)

Es zeigt sich, dass das Sperren der Freiheitsgrade den maßgeblichen Transferpfad der Schwingung vollständig sperrt und die STI keinen neuen Pfad zur linken Seite findet (Bild 4-9). Stattdessen verteilt sich die Energie gleichmäßig auf die rechte Tunnelseite.

Die Reduktion der eingeleiteten Energie in die Struktur durch die Fixierung der Knoten und die hiermit einhergehende steigende Eingangsimpedanz ist hierbei nicht der hauptsächliche Einfluss. Dies kann durch eine Variation des Fixierungsortes auf Knoten näher an der Einleitungsstelle bestätigt werden, bei denen die Amplitude auf der linken Seite im Vergleich zur im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Konfiguration wieder signifikant ansteigt.

Modifikation 3: Verstärkungsblech rechts des Mitteltunnels

Da die zwei vorangegangenen Modifikationen des Wagenbodenblechs akademischer Natur sind, wird als dritte Modifikation ein Verstärkungsblech im Bereich der zwei Knoten auf der rechten Seite des Mitteltunnels eingeführt, um diesen Bereich in Blechebene auszusteifen und so den Effekt aus der zweiten Modifikation mit einer realen Maßnahme umzusetzen.

Die erste Variante des Verstärkungsblechs hat eine Blechdicke von 0,7 mm und eine Kragenhöhe von 10 mm. Dies resultiert in einer zusätzlichen Masse von 130 g. Als Resultat der Modifikation kann die Verschiebungsamplitude der Schwingung der linken Blechseite mehr als halbiert werden (Bild 4-10). Dies liegt an der dämmenden Wirkung des Verstärkungsblechs, welches als Steifigkeits- und Massensprung eingesetzt wird und eine lokale Impedanzerhöhung verursacht, was in einer deutlich verminderten Weiterleitung der Schwingungsenergie resultiert (Bild 4-11). Dieser Effekt ist bekannt und wird unter anderem bei [53] in den Empfehlungen zum lärmarmen Konstruieren erwähnt. Mit der STI-Berechnung ist es nun jedoch möglich, gezielt Pfade hoher Energieleitung ausfindig zu machen und somit Impedanzsprünge äußerst effizient einzusetzen.

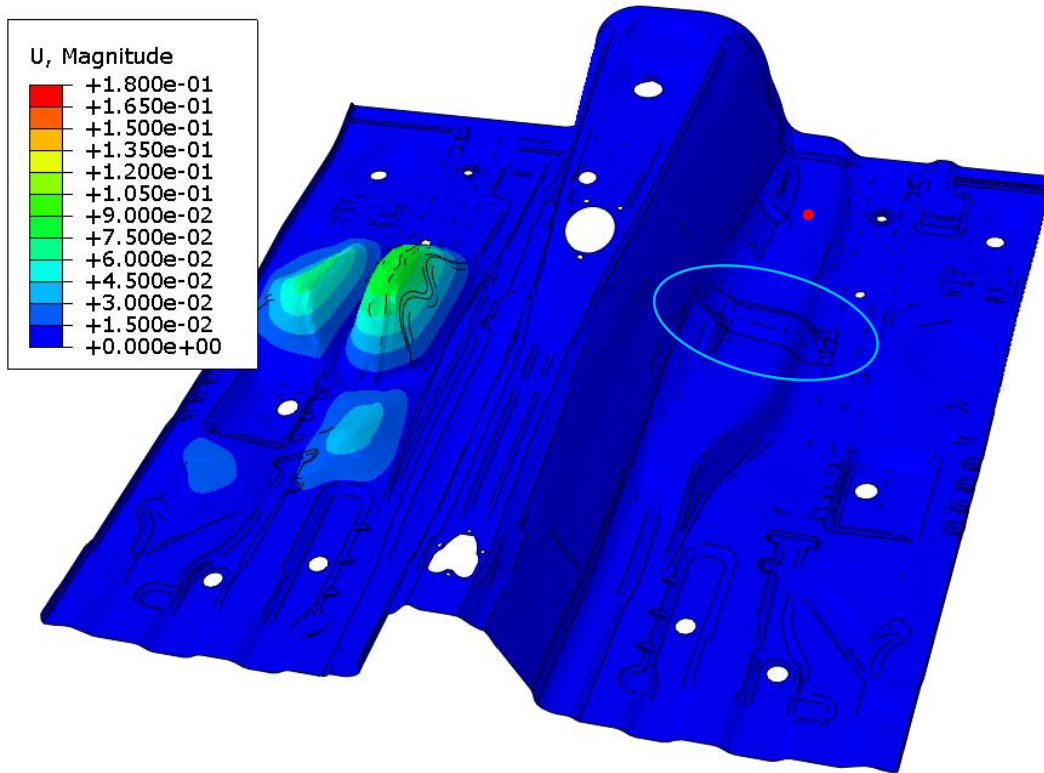


Bild 4-10: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs mit Verstärkungsblech (siehe blaue Markierung) an der rechten Seite des Mittel隧nells mit Anregungsstelle (rot)

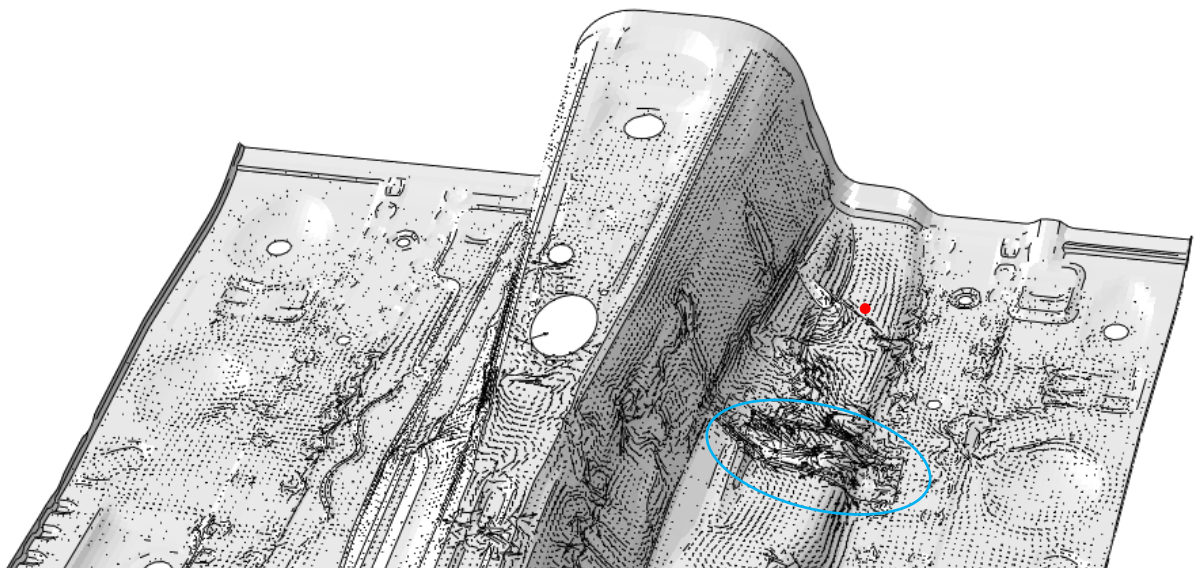


Bild 4-11: STI-Verlauf des Wagenbodenblechs mit Verstärkungsblech (siehe blaue Markierung) mit Anregungsstelle (rot)

Dass der Effekt des zusätzlichen Blechs skalierbar ist, zeigt sich, wenn die Wandstärke und die Kragenhöhe auf 2 mm bzw. 20 mm erhöht werden. Es kann eine weitere Halbierung der Amplitude erzielt werden, einhergehend mit einer deutlichen Reduzierung des Energieflusses (Bild 4-12).

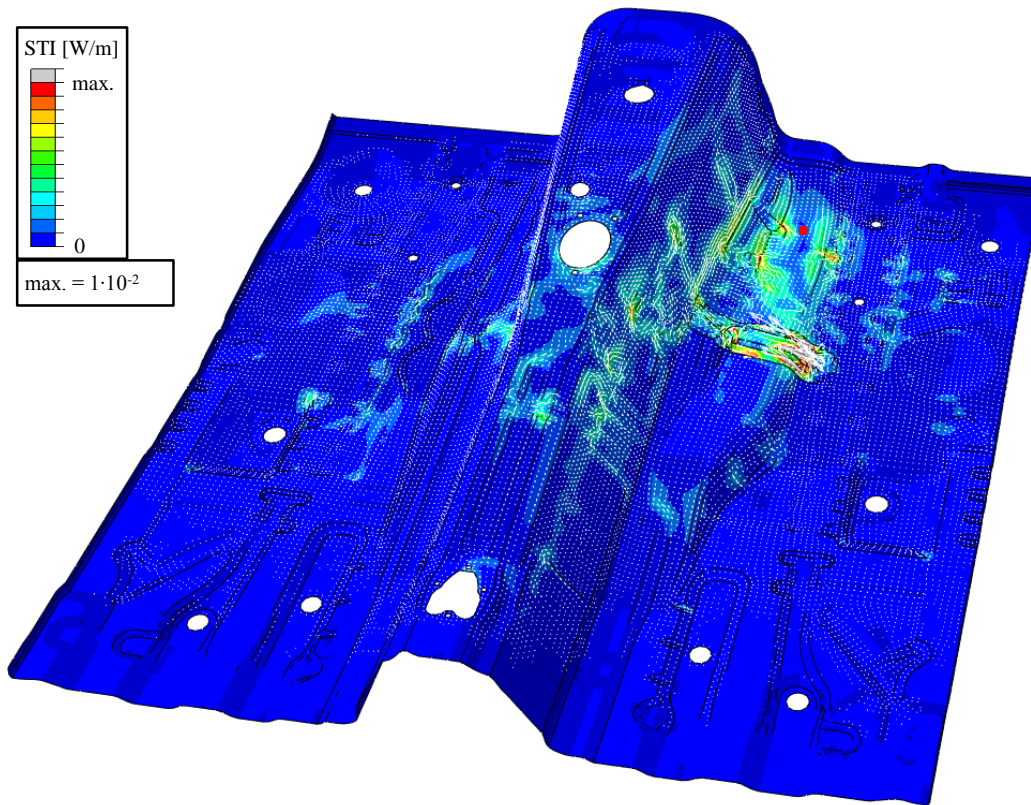


Bild 4-12: STI des Wagenbodenblechs mit massiverem Verstärkungsblech

Modifikation 4: Verstärkungsplatte links

Zum Vergleich der Wirksamkeit der Maßnahmen wird abschließend ein Verstärkungsblech mit 0,7 mm Dicke über den Bereich der maximalen Verschiebungsamplitude des Ausgangszustandes (Bild 4-2) auf der linken Bodenseite im Bereich des Fahrerfußraums flächig fest verbunden, welches 370 g wiegt.

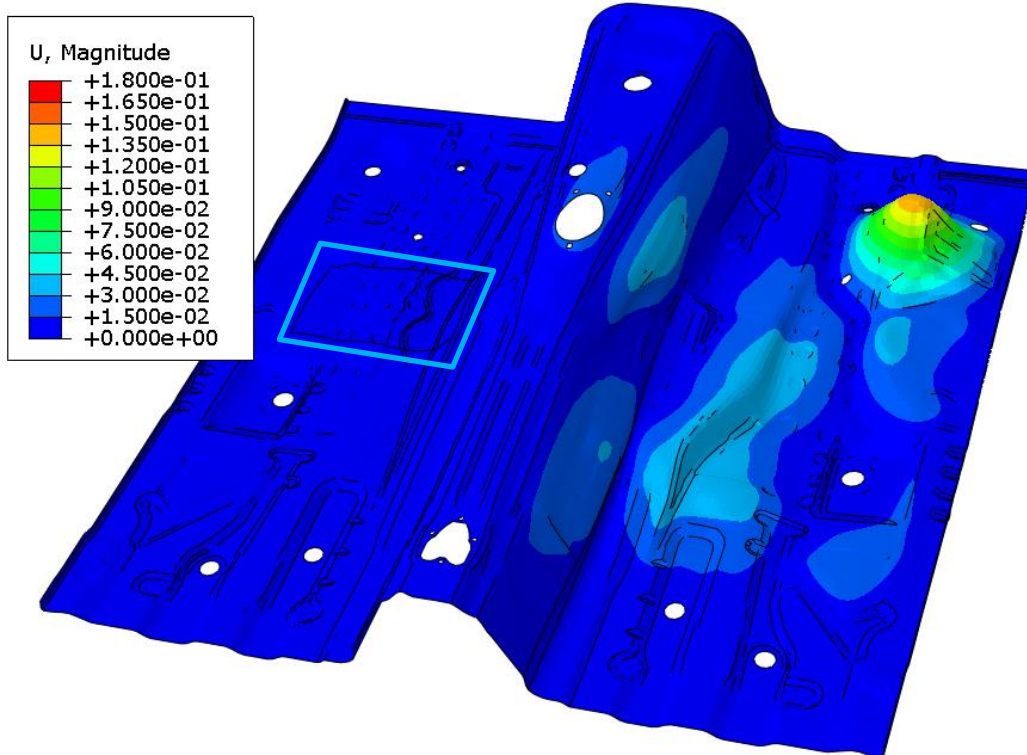


Bild 4-13: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs mit Verstärkungsplatte links (blaue Markierung)

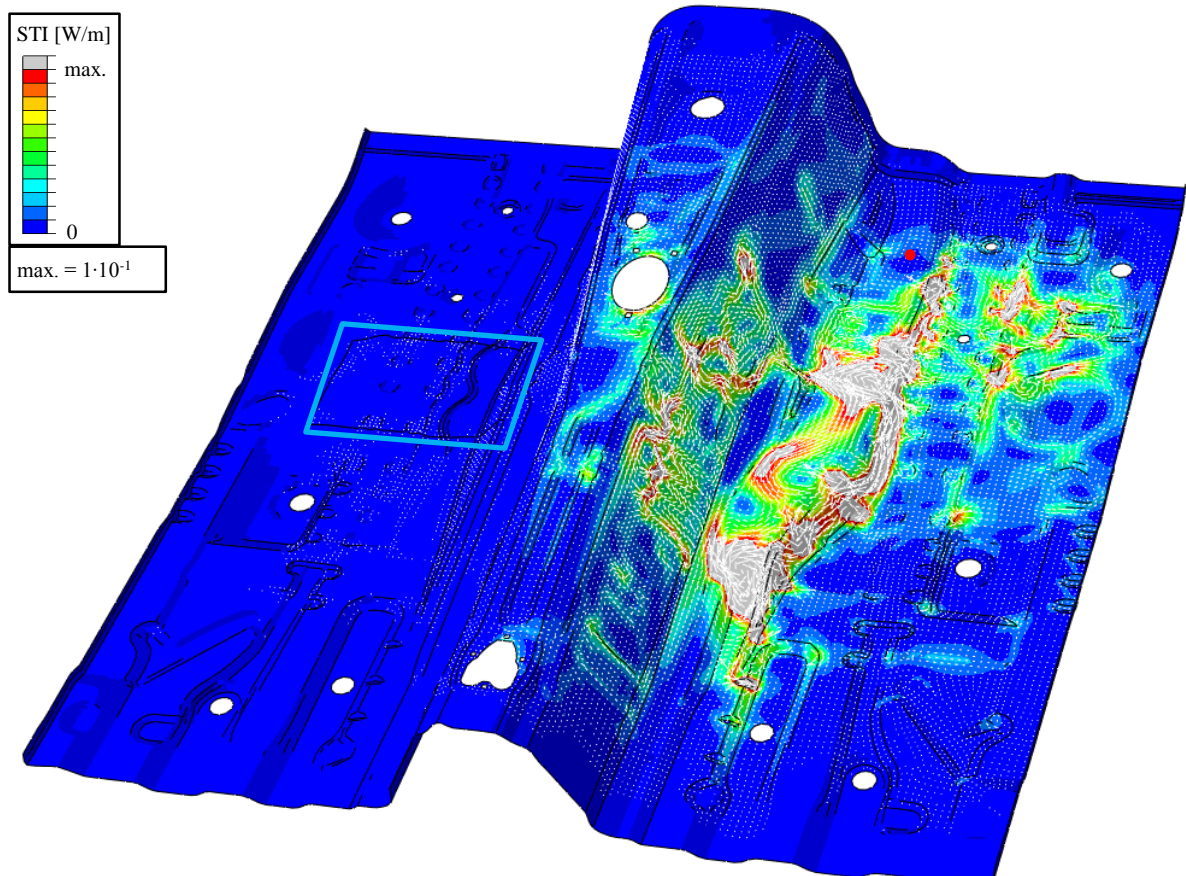


Bild 4-14: STI des Wagenbodenblechs mit Verstärkungsplatte links (blaue Markierung)

Wie in Bild 4-13 und Bild 4-14 gezeigt wird, kann der Energiefluss auf die linke Seite und somit auch die Schwingung im Bereich des Fahrerfußraums fast völlig unterbunden werden, was für sich genommen eine erfolgreiche Maßnahme darstellt. Die Reduktion der Schwingung an der ursprünglichen Stelle hat jedoch, im Gegensatz zu den vorangegangenen Modifikationen, eine starke Erhöhung der Schwingungsamplitude auf der rechten Seite, vor allem im Bereich des Beifahrerfußraums, zur Folge, die nun wiederum in der gleichen Größenordnung liegt wie die Schwingung der linken Seite in der Ausgangskonfiguration. In diesem Fall verbleibt die Energie jedoch auf der rechten Seite des Tunnels, ohne dass der Energiefluss wie im Fall der Spange reduziert wird.

4.1.3 Fazit

Das Beispiel des Wagenbodenblechs zeigt eindrucksvoll das Potential, welches die Berechnung der STI in Bezug auf die Auslegung akustisch optimierter Strukturen bietet. Die zusätzlichen Informationen, die durch die Berechnung des Schwingungsenergieflusses zur Verfügung stehen, können genutzt werden, um schwingende Strukturen sowohl effektiv als auch effizient zu beruhigen. Im vorliegenden Fall kann die Schwingungsamplitude für die untersuchte Schwingform über versteifende Maßnahmen an den vorher in der Intensitätsrechnung als kritisch identifizierten Punkten um mehr als 90% reduziert werden. Während im Fall der Platte auf der linken Seite des Bodenblechs eine zusätzliche Masse von 370 g verbaut werden muss, genügt im Fall der gezielt positionierten Spange, bei gleichzeitig positiverer Wirkung, eine Zusatzmasse von 130 g. In jedem Fall ist auf die Zusammensetzung der STI aus In-Plane- und Out-of-Plane-Wellen zu achten, um die bestmögliche konstruktive Lösung wählen zu können.

4.2 Aufbau und Simulation eines erweiterten Referenzmodells eines Wagenbodens

Um einen weiteren Schritt hin zu einem möglichst realen dynamischen Verhalten einer Fahrzeugkarosserie zu vollziehen, wird ein Wagenboden aufgebaut, der gegenüber dem Wagenbodenblech aus Abschnitt 4.1 um Längs- und Querträger erweitert ist. Dieser Wagenboden wird in den Dimensionen einem realen Wagenboden nachempfunden, jedoch ohne Versickungen

oder zusätzliche Verstärkungsmaßnahmen aufgebaut, um die Möglichkeit zu haben, Strukturveränderungen systematisch einzufügen und deren Auswirkungen lückenlos nachvollziehen zu können. Weiterhin kann durch die vereinfachte Geometrie und die damit einhergehende gröbere Vernetzung eine Reduktion der Rechenzeit erreicht werden, was umfangreichen Variantenuntersuchungen zugutekommt.

Im Folgenden wird auf die spezifische Verbesserung des Schwingungsverhaltens bei einer Einzelfrequenz verzichtet und stattdessen das Strukturverhalten in einem Frequenzband analysiert. Zusätzlich wird die Auswirkung der Modifikationen auf das Abstrahlverhalten des Wagenbodens untersucht. Auf diese Weise erfahren die Ergebnisse eine breitere Gültigkeit für die konstruktive Praxis der frühen Auslegungsphase.

4.2.1 Aufbau des Wagenbodens

Mit dem Aufbau eines Referenzmodells eines Wagenbodens wird das Ziel verfolgt, verschiedene grundlegende Topologien in ihren Wirkungen auf das dynamische Verhalten der Struktur untersuchen zu können. Ausgangspunkt des Aufbaus stellt ein realer Wagenboden dar, bei dem in Voruntersuchungen in Simulation und Prüfstandsmessungen eine starke Leitung der Intensität über die Seiten des Mitteltunnels in den hinteren Teil des Wagenbodens und eine starke Abstrahlung an den Tunnelwänden festgestellt wurde. Die Abmessungen dieses Wagenbodens werden übertragen in eine stark vereinfachte Struktur, bestehend aus ebenen Flächen. Als Material wird Stahl verwendet (E-Modul: $2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, Dichte: 7850 kg/m^3 , Querkontraktionszahl: 0,3), die Wandstärke des Grundblechs beträgt 0,8 mm, die Wandstärken der Träger und der Tunnelbrücke variieren zwischen 1,4 mm und 2,0 mm. Um bezüglich der Eigenfrequenzlage und der Schwingformen in die Nähe eines realen Wagenbodens zu kommen, werden im Weiteren Längsträger unter und Querträger auf den beiden Seiten des Bodens hinzugefügt sowie einige kleine Absätze vorgesehen.

Eine Darstellung der resultierenden Grundkonfiguration mit den wesentlichen Abmessungen ist in Bild 4-15 zu sehen.

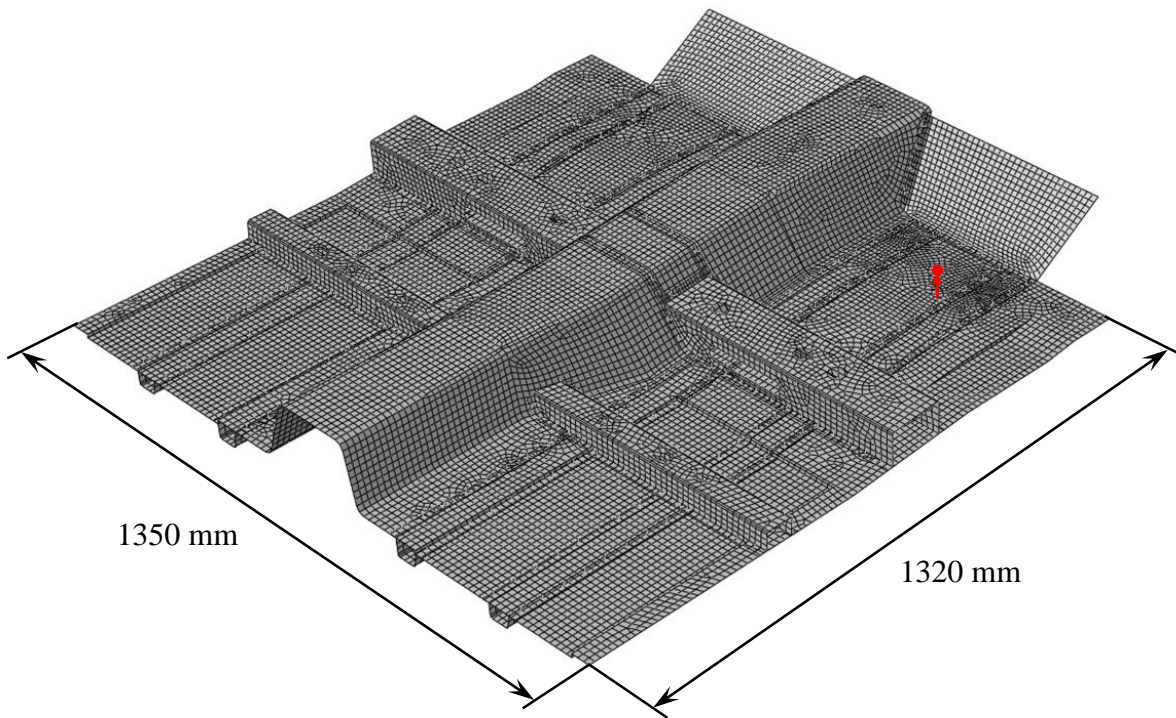


Bild 4-15: Äußere Geometrie des Referenzwagenbodens und Anregungsstelle (rot)

Als Anregungsstelle für die Normkraft (1 N) in orthogonaler Plattenrichtung dient, wie in Abschnitt 4.1, der Angriffspunkt des rechten Motorlängsträgers. Dieser liegt in diesem Beispiel in der Mitte eines starren Querbalkens, der die beiden Längsträger auf der rechten Seite des Bodens verbindet. Ebenfalls in Analogie zu Abschnitt 4.1 wird der Wagenboden umseitig fest eingespannt.

4.2.2 Möglichkeiten der konstruktiven Einflussnahme auf den Energiefluss

Als Referenz für folgende konstruktive Beeinflussungen werden zunächst die STI und die SSP der Grundkonfiguration berechnet. Anschließend wird die Struktur mittels Sicken und angeschweißten Blechen so verändert, dass die Intensität möglichst effizient und effektiv umgeleitet oder gestört wird. Dies soll sich auch in der abgestrahlten Schalleistung widerspiegeln. Die Modifikationen sollen prinzipiell fertigungstechnisch umsetzbar sein, auf andere funktionale

Eigenschaften, wie beispielsweise das Crashverhalten, wird nicht geachtet. Das betrachtete Frequenzband liegt in dem für das körperschallbeeinflusste Rollgeräusch kritischen Bereich zwischen 100 Hz und 300 Hz. Hier werden auch die höchsten ERP-Pegel erreicht, und die Modendichte ist geringer als bei höheren Frequenzen (Bild 4-16).

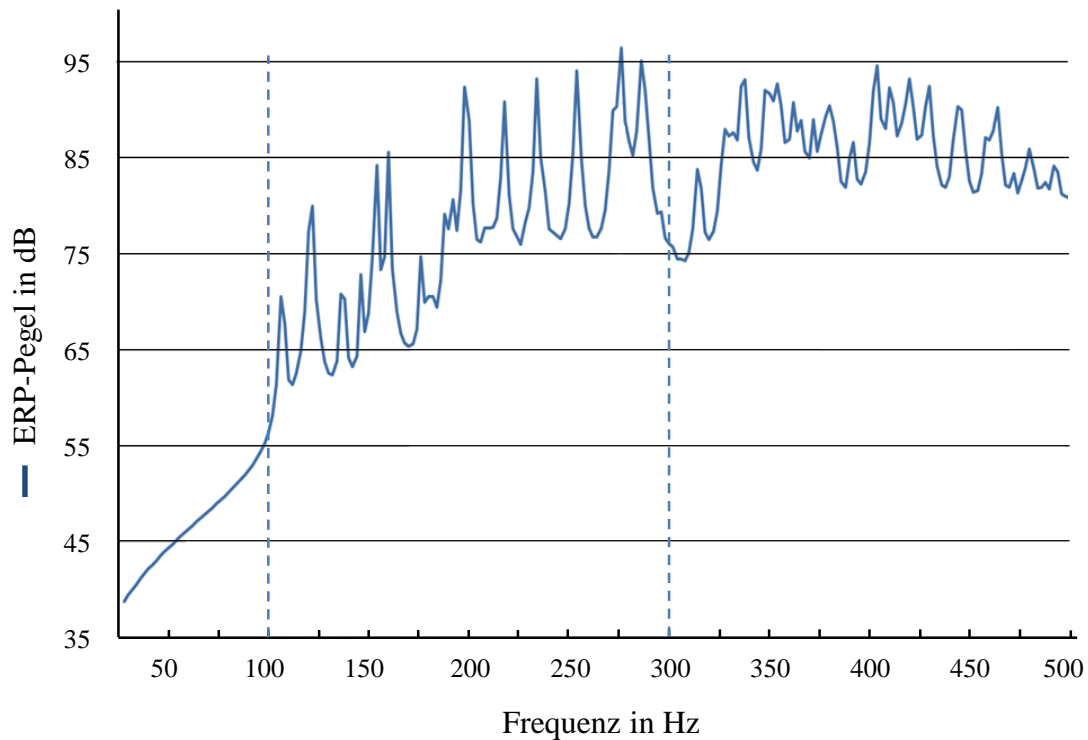


Bild 4-16: ERP-Pegel der Grundstruktur von 50 bis 500 Hz

Berechnung der Grundstruktur

Die Berechnung der Grundstruktur zeigt drei Hauptpfade der Intensität (Bild 4-17, linke Seite):

- entlang des Inneren der beiden, durch den angeregten Querbalken verbundenen Längsträger,
- entlang der Tunnelseitenwand bis in den hinteren Bereich des Wagenbodens und
- über den Mitteltunnel, entlang einer zur Strukturversteifung eingeführten Kante.

Im Bereich der Einleitungsstelle sind die Intensitätswerte wie erwartet am höchsten, die äußeren Flächen des Wagenbodens spielen bei der Intensitätsverteilung nur eine sehr geringe Rolle. Bei der Abstrahlungsverteilung der Struktur ergibt sich ein erwartetes Bild (Bild 4-17, rechte

Seite): Auffällig sind vor allem die vorderen Bereiche der beiden Tunnelwände sowie der hintere Bereich der Tunnelstirnfläche, die neben dem Bereich der Einleitungsstelle die höchsten Pegel aufweisen. Im Bereich der Tunnelwände dominieren die longitudinalen, bei der Tunnelstirnfläche und der Fahrer-/Beifahrerseite die transversalen Wellen.

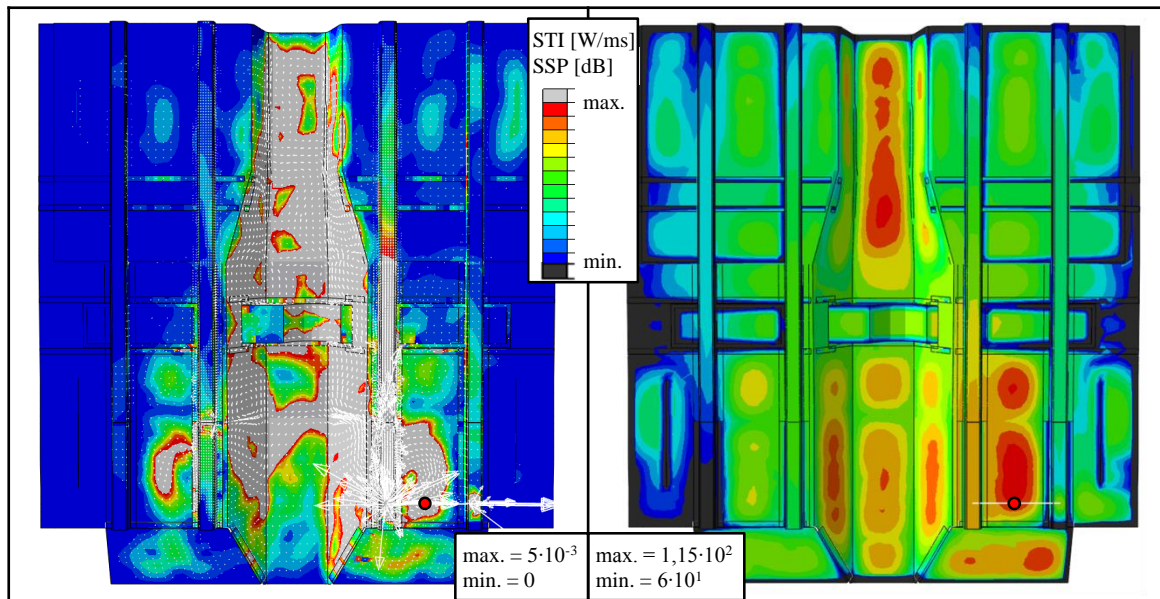


Bild 4-17: STI (links) und SSP (rechts) der Grundstruktur von unten inkl. Anregungspunkt (rot), 100 – 300 Hz

Modifikation 1: Mittensymmetrische Sicken

Zur Beruhigung des vorderen Wagenbodenteils und zum gezielten Ableiten der Energie in die äußeren Bereiche des Wagenbodens werden mittensymmetrische, schräg verlaufende Sicken eingeführt, die bis in die Tunnelwände verlaufen. Zur zusätzlichen Reduzierung der SSP in der Tunnelstirnfläche werden Verstärkungen auf die Kanten des Mitteltunnels geschweißt (Bild 4-18).

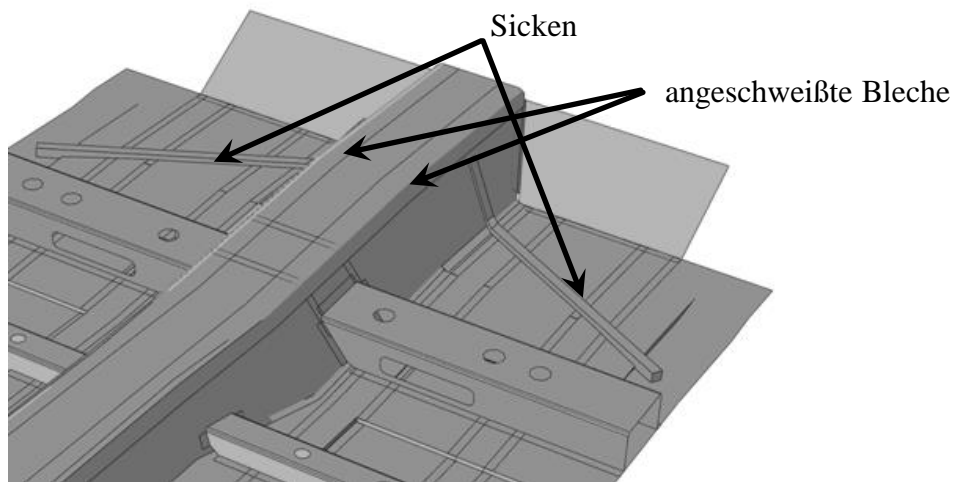


Bild 4-18: Änderungen der ersten Modifikation, Draufsicht

Wie in Bild 4-19 zu sehen ist, kann eine deutliche Umverteilung der STI vom Tunnelbereich auf beide Seiten des hinteren Wagenbodens erzielt werden. Allerdings ist es vor allem die hintere Tunnelstirnfläche, die deutlich niedrigere Intensitätswerte aufweist. Die Tunnelwände sind nach wie vor, gemeinsam mit den inneren Längsträgern, der wesentliche Energietransportpfad. Der Energiefluss von der rechten zur linken Seite entlang des Knicks über den Tunnel ist weniger stark ausgeprägt.

Die Auswirkungen auf die Oberflächenschnellen der Struktur verlaufen weitestgehend analog zu den Änderungen der Intensität. So ist die Reduzierung des SSP an den vorderen Flächen der Tunnelwände sowie der hinteren Tunnelstirnfläche erwartbar. Gleichzeitig ist jedoch kein Anstieg des Pegels in den Flächen höherer Intensität der hinteren Bodenbleche zu sehen.

Es fällt auf, dass insbesondere die Strukturteile, welche eine hohe Steifigkeit bei gleichzeitig homogenem Steifigkeitsverlauf aufweisen, die Hauptpfade für die Intensität darstellen. Dies entspricht der Beobachtung an der Karosserieersatzstruktur (Abschnitt 3.2.3). Gleichzeitig sind dies nicht die Bereiche, in denen der Schall abgestrahlt wird. Der gezielte Transport der Energie in Bereiche der Struktur, wo die Abstrahlung des Körperschalls am ehesten geduldet werden kann, stellt also eine wichtige Aufgabe des lärmarmen Konstruierens dar, die durch die Berechnung der STI unterstützt werden kann.

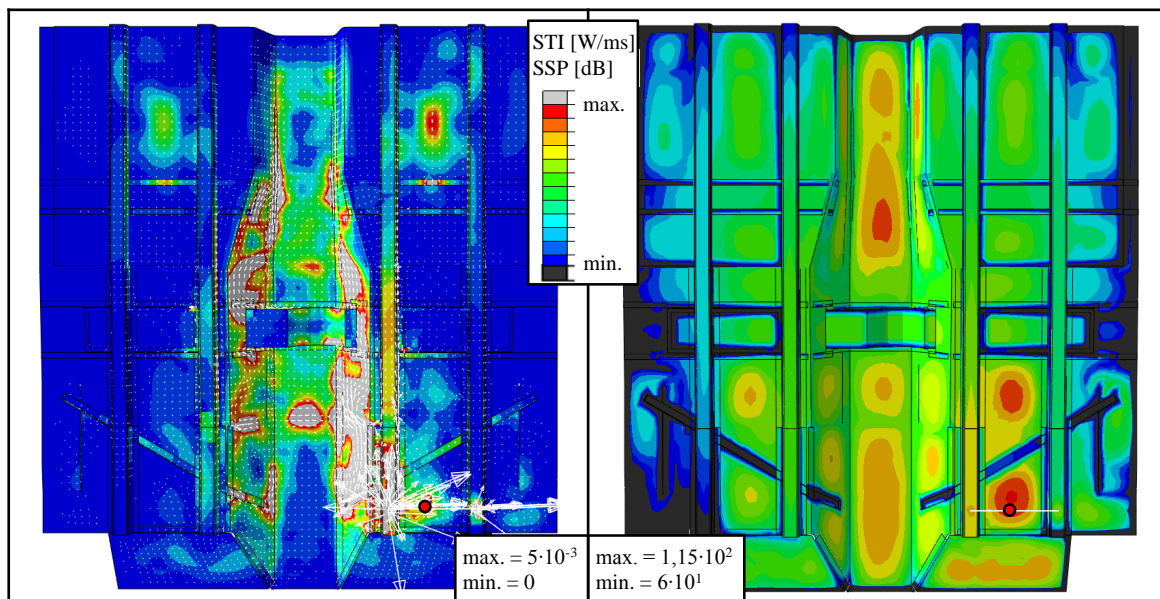


Bild 4-19: STI (links) und SSP (rechts) der ersten Modifikation des Wagenbodens inkl. Anregungspunkt (rot), 100 – 300 Hz

Modifikation 2: Gegenlaufende Sicken

Um eine gleichmäßigere Verteilung der Intensität zu ermöglichen, soll durch eine Änderung der Sickenkonfiguration deutlich mehr Energie auf die linke Seite des Wagenbodens gebracht werden. Hierfür ist es notwendig, den Transferpfad entlang des Tunnelknicks, im Gegensatz zu Modifikation 1, zu nutzen statt zu unterbinden. Dies wird erreicht, indem der mittensymmetrischen Sicke eine zweite Sicke hinzugefügt wird und die linke Seite diesmal nur verschoben statt gespiegelt ausgeführt wird. Zur weiteren Reduzierung des Energieflusses über die Tunnelwände wird eine kurze Sicke in den Tunnelwänden hinter dem vorderen Sitzquerträger eingeführt (Bild 4-20).

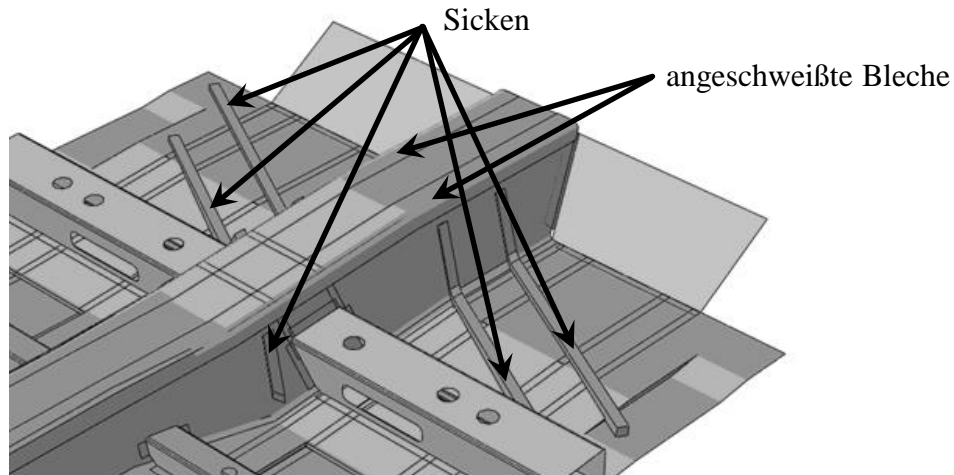


Bild 4-20: Änderungen der zweiten Modifikation, Draufsicht

Die Berechnungsergebnisse, die in Bild 4-21 dargestellt sind, zeigen, dass die gezielte Aktivierung des Transportpfades über den Tunnel möglich ist. Die Schwingungsenergie wird von den Sicken auf der rechten Seite aufgenommen und über die Kante direkt auf die Sicken der linken Seite geleitet. Als Resultat ergeben sich höhere Intensitätswerte auf der anregungsabgewandten Seite im hinteren Bereich des Wagenbodens (Bild 4-21, links oben). In Bild 4-22 ist darüber hinaus die Wirkung der Sicken in den Tunnelwänden zu sehen, die in der Ansicht von unten in Bild 4-21 nicht deutlich wird: Die Positionierung nahe des Sitzquerträgers leitet die Energie stark in diese steife Struktur, von wo aus sie über die Verbindungspunkte in den inneren Längsträger der linken Seite geleitet wird. Für den hinteren linken Blechteil ergeben sich somit drei Zuflussstellen.

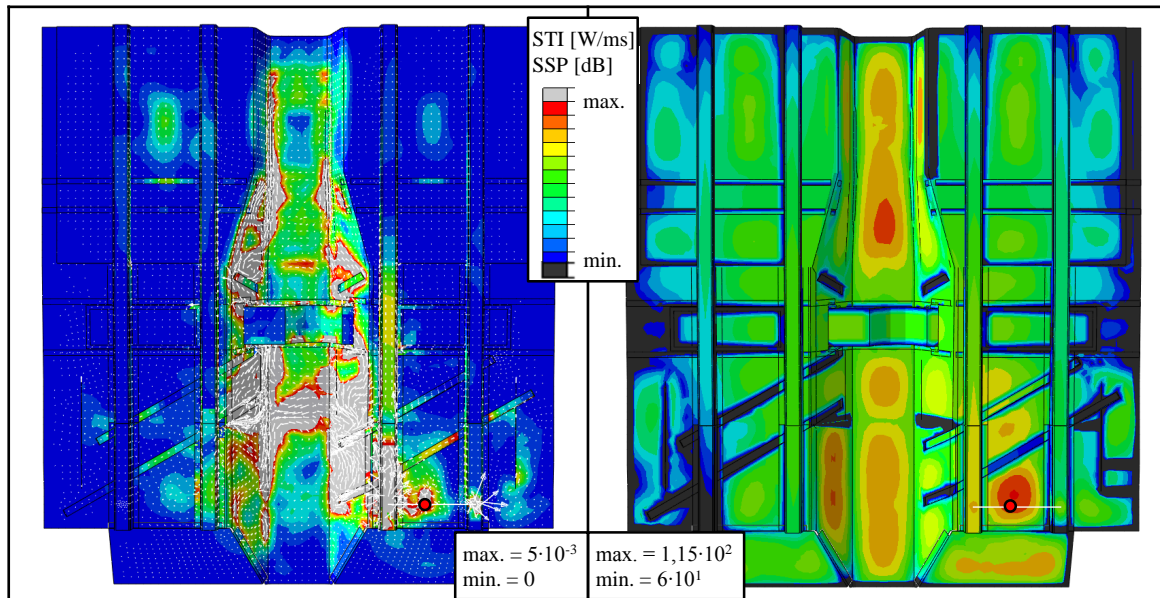


Bild 4-21: STI (links) und SSP (rechts) der zweiten Modifikation des Wagenbodens inkl. Anregungspunkt (rot), 100 – 300 Hz

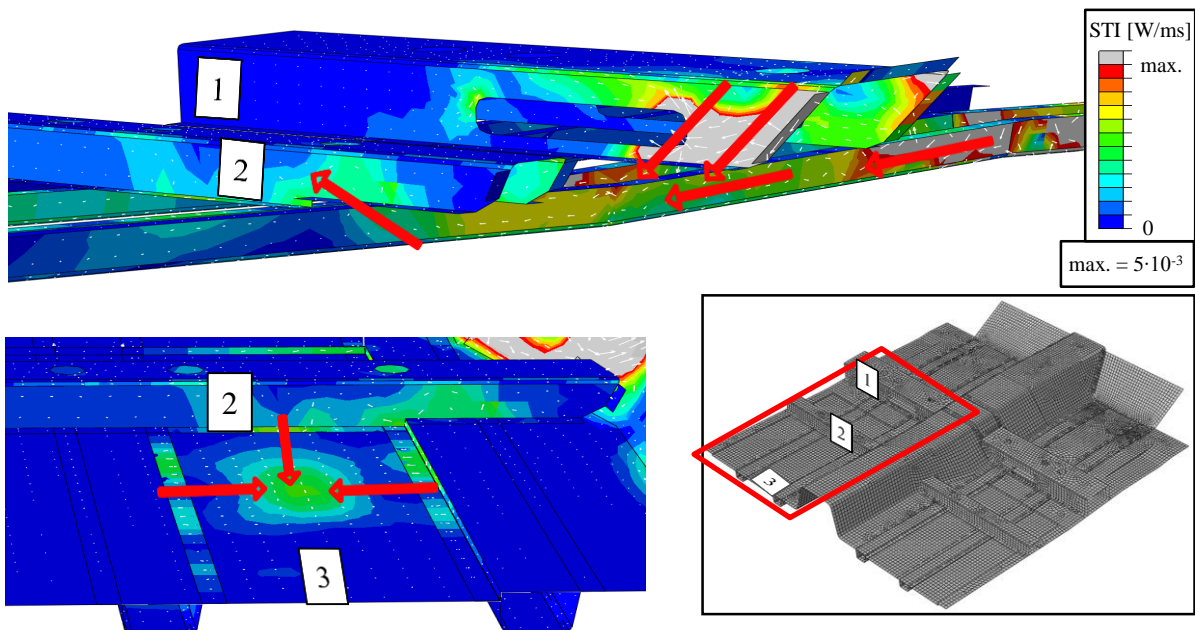


Bild 4-22: Leitung der Energie über die Sitzquerträger in das linke, hintere Bodenblech

Die Betrachtung der Schwingschnellen der zweiten Modifikation (Bild 4-21, rechte Seite) zeigt, dass auch der SSP der linken Seite gegenüber der ersten Modifikation steigt, auf der rechten Seite hingegen fällt. Die andere Verteilung der Intensität wirkt sich also wie gewünscht aus.

4.2.3 Fazit

Am Beispiel von drei Varianten eines Wagenbodens kann gezeigt werden, dass eine gezielte Intensitätsleitung und eine daraus abgeleitete Beeinflussung des Schwingschnellepegels grundsätzlich möglich ist. Die Absenkung des Intensitäts- und SSP-Niveaus ist hierbei gesondert zu bewerten, da sich dieses aus der Erhöhung der Eingangsimpedanz, der geänderten Energieleitung und der Frequenzverschiebung im betrachteten Frequenzband ergibt. Für die Aufschlüsselung dieser Komponenten ist folglich eine weiter detaillierte Betrachtung notwendig, die unter anderem einen Bezug der Intensitäts- und SSP-Werte auf die Eingangsimpedanz notwendig macht.

Die gewählten Modifikationen in Form von schräg verlaufenden Sicken und lokal eingesetzten Verstärkungsblechen eignen sich grundsätzlich auch für den realen Einsatz und bedeuten ein vernachlässigbares Zusatzgewicht von weniger als einem halben Kilogramm. Größere Modifikationen, die stark in die grundlegende Topologie der Struktur eingreifen würden oder ein deutliches Zusatzgewicht ($\gg 1$ kg) verursachen würden, werden im Rahmen dieses Beispiels nicht betrachtet. Hier ist zunächst die Frage der sinnvollen konstruktiven Grundauslegung zu betrachten, die im Fall eines Pkw neben dem akustischen Verhalten auch andere funktionale Anforderungen wie Betriebsfestigkeit und Crashperformance berücksichtigen muss.

4.3 Strukturintensität in der Rohkarosserie

Um in der Fahrzeugserienentwicklung eingesetzt zu werden, ist es unerlässlich, die Gültigkeit der Methode der STI auch an Gesamtfahrzeugmodellen zu bestätigen. Im Folgenden soll der Nachweis erbracht werden, dass die Berechnungsergebnisse auch bei großen Strukturen wie einer Rohkarosserie plausibel und interpretierbar sind und somit einen wesentlichen Beitrag zum Systemverständnis leisten können. Dies erfolgt an zwei Modellkategorien: Einem Konzeptmodell und einem Feinmodell. Im einen Fall wird ein aufsummiertes Frequenzband be-

trachtet, im anderen Fall wird die transiente Schwingungsausbreitung im Zeitbereich untersucht. Es werden raderregte Schwingungen vorausgesetzt, weshalb die Anregung jeweils am Federbeindom in Fahrzeughochrichtung erfolgt.

4.3.1 Betrachtung am Konzeptmodell im Frequenzbereich

Die Berechnung der STI im Frequenzbereich am Konzeptmodell dient der Identifikation von dominanten Transferpfaden in einem Frequenzband und insbesondere der Bewertung von Strukturmaßnahmen hinsichtlich der Auswirkung auf die Abstrahlungseigenschaften der Karosserie. In der Analyse ist zu berücksichtigen, dass die Vernetzung beim Konzeptmodell (siehe Bild 4-23), dem Entwicklungsstand entsprechend, noch sehr grob ausfällt und Trägerstrukturen nur als Balken, also ohne exakte Modellierung der lokalen Geometrie, vorliegen. Dies wirkt sich einerseits sehr positiv auf die Berechnungszeit aus, limitiert jedoch die Möglichkeiten, über die Variation von Konstruktionsdetails Einfluss auf den Energiefluss zu nehmen.

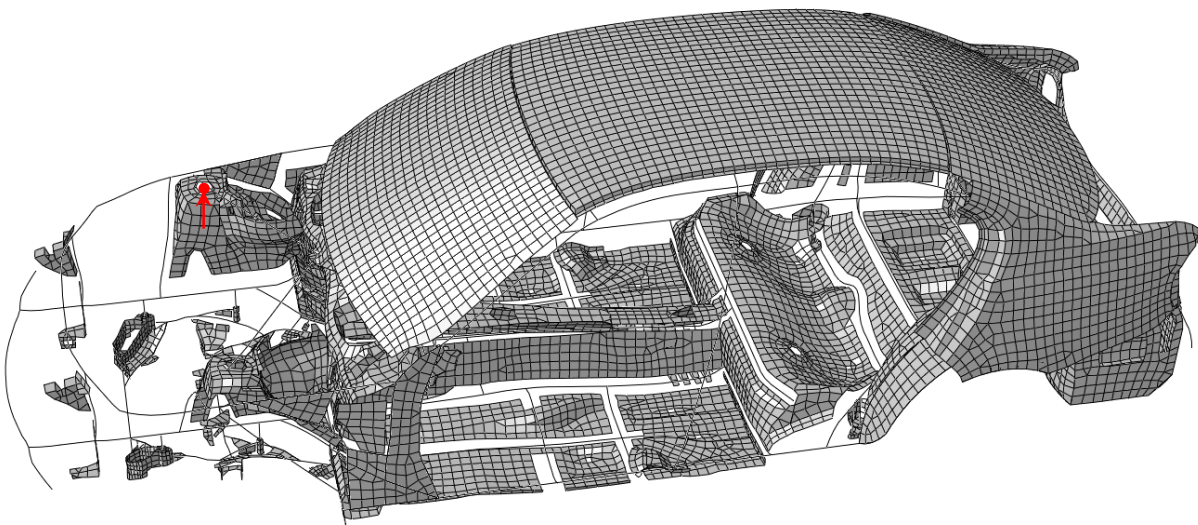


Bild 4-23: Konzeptmodell zur Berechnung der STI im Frequenzbereich inkl. Anregung (rot)

Betrachtung von STI, Schwingschnellen und ERP an der Originalkarosserie

Als Modell wird ein reguläres Konzeptmodell einer Fahrzeugkarosserie verwendet, welches an dem vorderen rechten Federbeindom angeregt wird und an den hinteren Federstützen fest gelagert wird. Wie in Abschnitt 4.2 wird das Frequenzband zwischen 100 und 300 Hz untersucht,

das oberhalb der globalen Eigenfrequenzen der Karosserien und im Hauptbereich des körperschallübertragenen Rollgeräuschs liegt. Eine Abschätzung über Gleichung (2-24) ergibt, dass im ungünstigsten Fall eines ebenen 0,8 mm Stahlblechs mit einer Longitudinalwellengeschwindigkeit c_L nach (2-26) von circa 6100 m/s, einer maximal betrachteten Frequenz von 300 Hz und einer Elementkantenlänge von maximal 35 mm noch immer mehr als fünf Elemente pro Schwingungsperiode zur Verfügung stehen, um die Schwingung abzubilden. Dies ist nach KOLLMANN [53] gerade noch zulässig. Die Berechnungsschrittweite beträgt 1 Hz, es werden folglich 201 Stützstellen generiert.

Die Betrachtung der aufsummierten STI (Bild 4-24, linke Seite) zeigt einen hohen Anteil der Energie im Bereich der großen Flächen wie der Frontscheibe oder dem Dach. Weitere Bereiche hoher Intensität, neben der Einleitungsstelle, sind die Rückbank und die hintere Seitenwand. Als wesentlicher Transferpfad ist der Dachrahmen anzusehen. Es ist jedoch zu beachten, dass der größte Teil (in manchen Bereichen des Modells deutlich über 90 %) der Intensität als In-Plane-Wellen vorliegt, so dass hier nicht automatisch von einer Korrelation zu der Abstrahlung der Struktur ausgegangen werden kann.

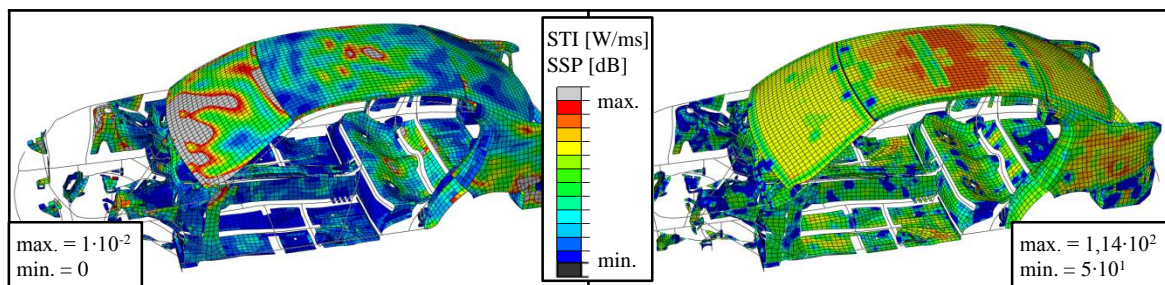


Bild 4-24: Flussdichte (links) und SSP (rechts) der Karosserie im Ausgangszustand

Erst der Vergleich mit den Schwingsschnellen offenbart, dass insbesondere der Bereich der Dachmitte im Abstrahlverhalten als kritisch anzusehen ist, hier bietet lediglich der Dachspriegel eine Abstützung in Fahrzeughochrichtung. Der gemittelte ERP-Pegel über das gesamte Frequenzband beträgt 82,8 dB.

Generell kritisch anzumerken sind die teils größeren Sprünge in den Ergebnissen von Flussdichte und SSP zwischen zwei benachbarten Elementen. Der Kompromiss zwischen Berech-

nungsgeschwindigkeit und -genauigkeit fällt jedoch insbesondere zu Beginn des Fahrzeugentwicklungsprozesses tendenziell zu Gunsten der Geschwindigkeit aus, solange die grundsätzliche Gültigkeit der Ergebnisse gegeben ist.

Betrachtung von STI, SSP und ERP an der modifizierten Struktur

Ziel der folgenden Untersuchung ist die Bewertung von Strukturmaßnahmen zur Reduktion von SSP und ERP-Pegel unter Zuhilfenahme der Ergebnisse der STI-Berechnung. In Bezug auf Abschnitt 3.1 wird hierbei auf die bereits beschriebenen grundlegenden Veränderungsmöglichkeiten der Struktur zurückgegriffen. Die in Tabelle 4-1 dargestellten Veränderungen sind im Einzelnen:

- der Austausch der Dom-Stirnwand-Strebe durch eine Aluminiumvariante zur Reduktion der Schwingungseinleitung Richtung Stirnwand und Frontscheibe,
- die Erhöhung der Wandstärke des Federbeindoms um 50 % mit dem Ziel der Senkung der eingeleiteten Energie durch Steigerung der Eingangsimpedanz,
- eine 5 mm tiefe Versickung des Daches in Fahrzeuginnenrichtung zur Erhöhung der lokalen Steifigkeit und Reduktion der Abstrahlung des Subsystems,
- die Halbierung des E-Moduls des Klebstoffs für Front- und Heckscheibe sowie die Verbindung Dachspiegel zu Dach zur Entkopplung der Flächen und Änderung des kritischen Transferpfades und
- die Erhöhung der Wandstärke des Daches um 33 % zur gleichmäßigen Beruhigung der gesamten, als kritisch eingestuften Fläche.

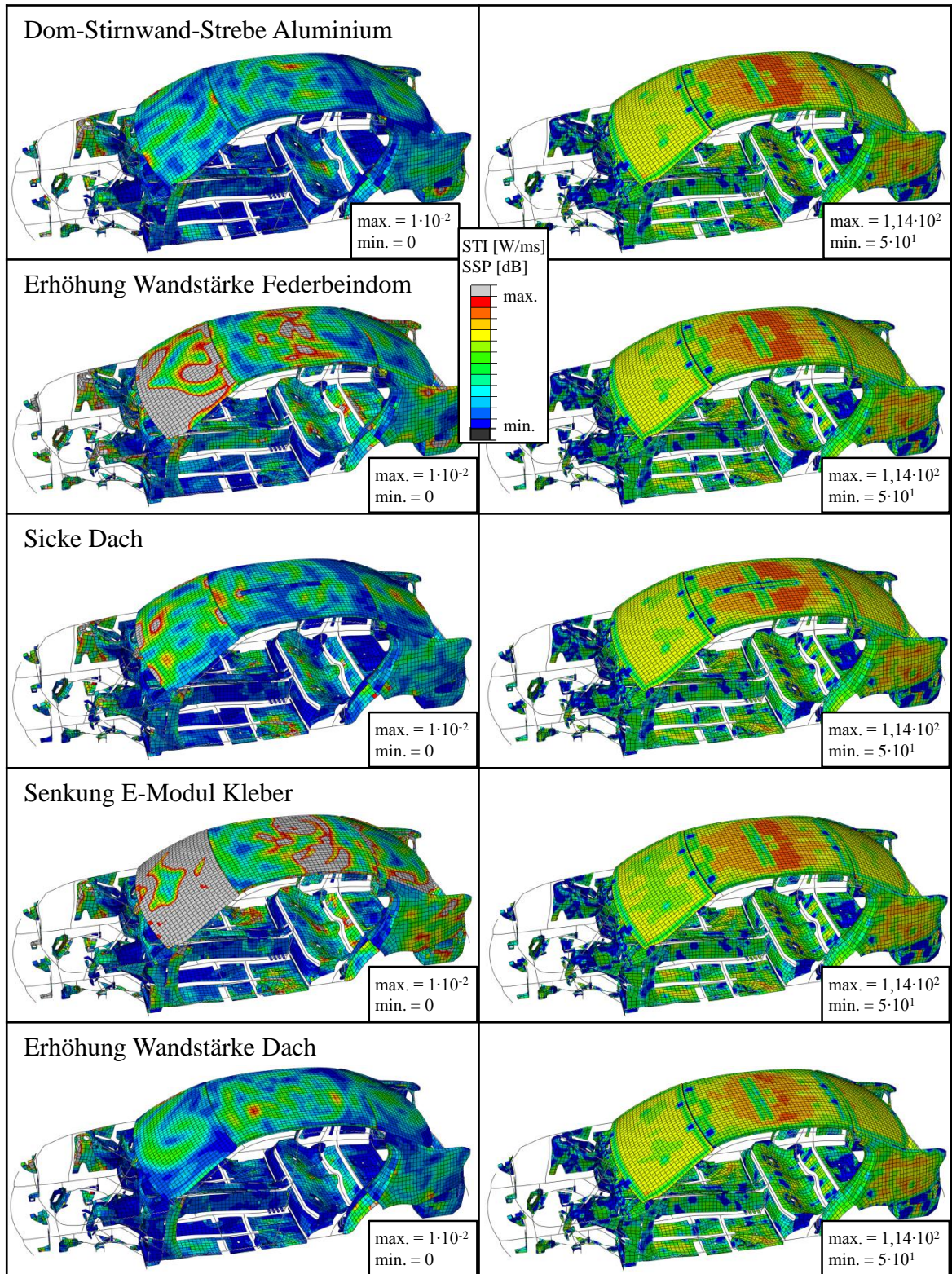


Tabelle 4-1: Flussdichte (links) und SSP (rechts) der Variationen der Ursprungskarosserie

Die korrespondierenden ERP-Pegel der Varianten sind in Bild 4-25 dargestellt.

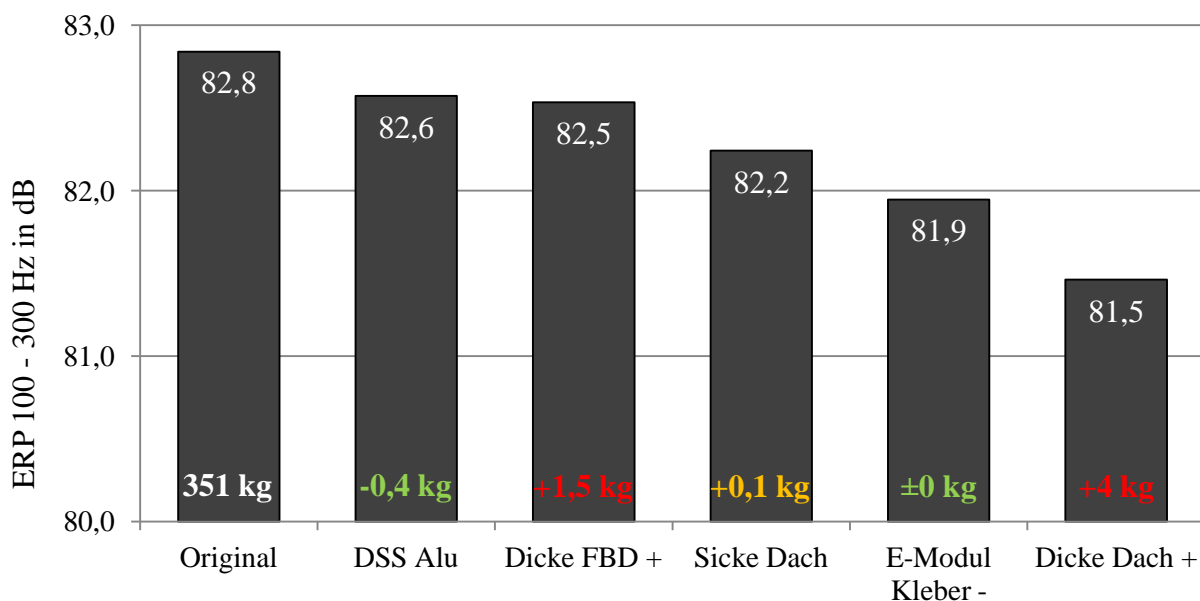


Bild 4-25: ERP-Pegel der Karosserievarianten, gemittelt zwischen 100 und 300 Hz

Bei allen fünf berechneten Varianten kann mindestens eine geringfügige Reduktion des ERP-Pegels erreicht werden. Den geringsten Einfluss haben der Tausch der Dom-Stirnwand-Strebe von Stahl zu Aluminium sowie die Erhöhung der Wandstärke des Federbeindoms um 50 %. Die größte Reduktion des Pegels kann durch die Erhöhung der Wandstärke des Daches um 33 % erzielt werden. Somit haben in diesem Fall Maßnahmen den größten Einfluss, die sich direkt auf die zu beruhigende Fläche beziehen, die Erhöhung der Wandstärke des Daches bedeutet aber auch einen Massezuwachs der Karosserie von knapp 4 kg. Die anderen Maßnahmen sind, mit Ausnahme der Wandstärkenerhöhung des Federbeindoms, die ca. 1,5 kg zusätzliche Masse bedeutet, weitestgehend masseneutral, die Aluminiumstrebe ist sogar ca. 400 g leichter als die Stahlstrebe. Auffällig ist weiterhin, dass eine Maßnahme zur Versteifung der Struktur im Vorderwagen, wie die Verdopplung der Wandstärke des Federbeindoms, eine Erhöhung der Intensität in allen innenraumbegrenzenden Flächen zur Folge hat, während steifigkeitserhöhende Maßnahmen an den innenraumbegrenzenden Flächen selbst das Intensitätsniveau dort senken.

Im Vergleich der Ergebnisse zeigt sich auch, dass der Betrag der STI für sich genommen nicht immer einen direkten Rückschluss auf das SSP-Niveau der Struktur zulässt. Auffällig ist besonders das Ergebnis des gesenkten E-Moduls des Klebers: Mit der Halbierung des E-Moduls wird deutlich mehr Energie in den Bereich der Frontscheibe geleitet, und auch das Fahrzeug-

dach und die Heckscheibe weisen ein höheres Intensitätsniveau auf als in der Originalkarosserie. Dieses höhere Niveau beinhaltet jedoch einen nochmals gestiegenen Anteil von In-Plane-Wellen. Der für die Abstrahlung relevante Teil der Out-of-Plane-Wellen nimmt ab. Die entkoppelnde Wirkung der geringeren Steifigkeit wirkt sich also vor allem in Normalenrichtung zur Fläche aus, während in Flächenebene weiterhin ein starker Energietransport stattfindet.

4.3.2 Betrachtung am Feinmodell im Zeitbereich

Zur Darstellung des Potentials der Zeitbereichsberechnung wird das Feinmodell einer Fahrzeugkarosserie verwendet, das alle wesentlichen Anbauteile wie Vorderachsträger oder Vorderwagenstreben enthält, und die initiale Ausbreitung des Schwingungsenergieflusses betrachtet, bevor größere Reflexionen die Energieausbreitung stören.

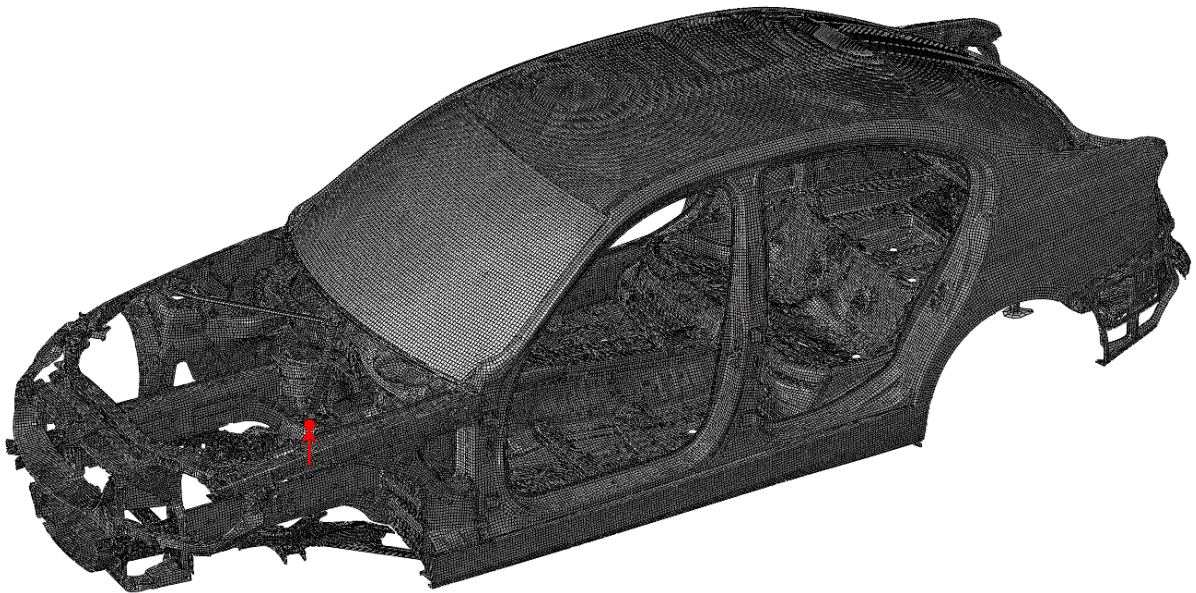


Bild 4-26: Fein diskretisiertes FE-Modell einer Karosserie inkl. Anregung (rot) zur Berechnung der STI im Zeitbereich

Die Anregung der Struktur erfolgt über einen scharfen, 0,8 ms breiten Impuls am linken Federbein, die Lagerung über Sperrung aller Freiheitsgrade an den hinteren Federstützen. Die Schrittweite der Simulation beträgt $1 \cdot 10^{-4}$ Sekunden, die gesamte Dauer der Simulation $1 \cdot 10^{-2}$ Sekunden. Fügstellendämpfung an Schweißpunkten und Kontaktbedingungen werden auch in dieser Simulation nicht berücksichtigt.

In Bild 4-27 ist die STI der Struktur betragsmäßig als Flussdichte dargestellt.

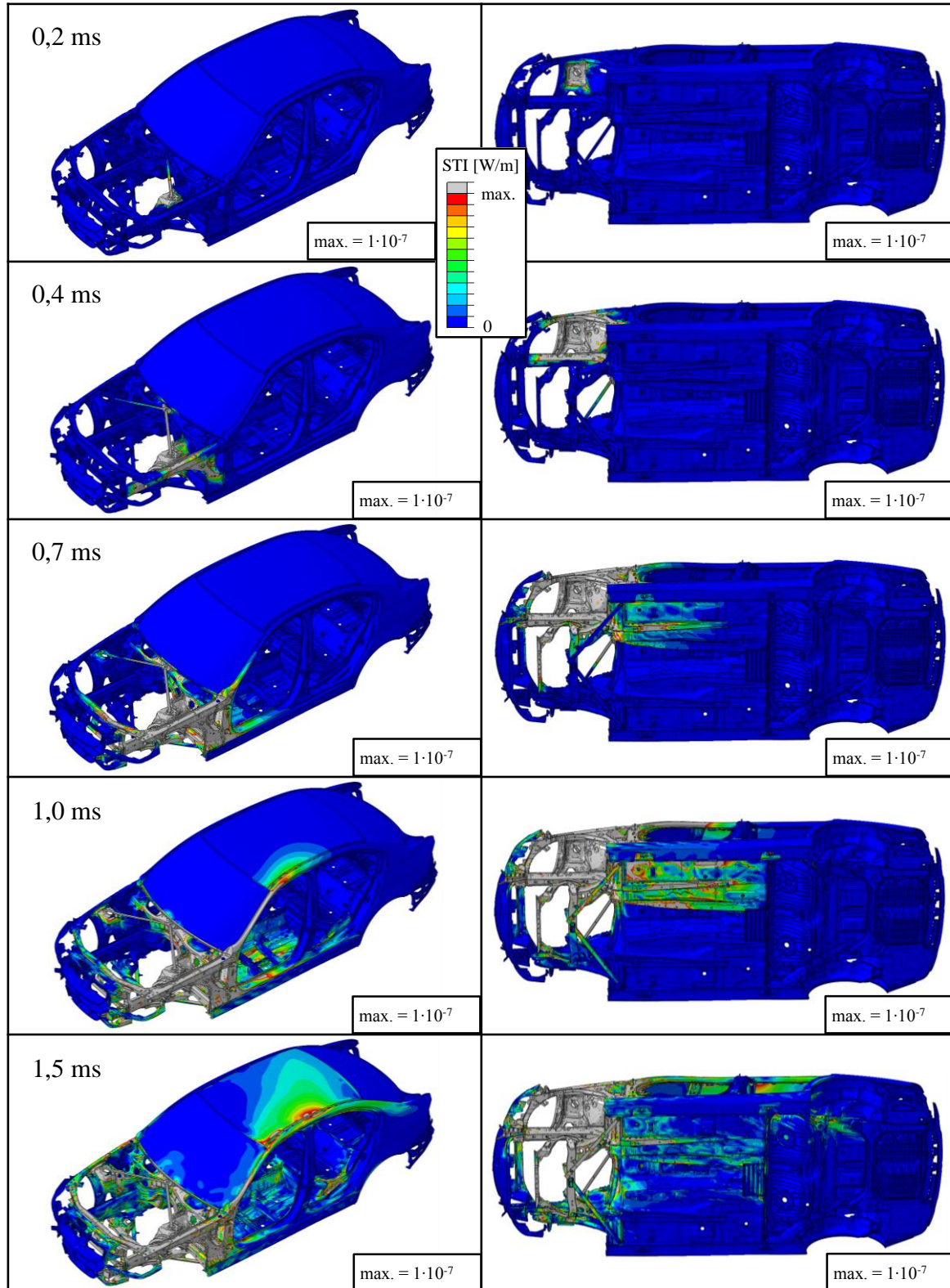


Bild 4-27: Flussdichte einer Fahrzeugkarosserie im Zeitbereich in zwei Ansichten

Ausgehend vom Federbeindom breitet sich die Schwingung über die steifen, homogenen Träger in der Struktur aus. Bei der gewählten Anregung sind vor allem die Transferpfade über den Motorlängsträger in den Unterboden sowie über die A-Säule in das Fahrzeugdach auffällig. Hier gelangt die erste Energie bereits nach 1,5 Millisekunden bis in den Heckbereich der Karosserie. Dies ist in erster Linie den In-Plane-Wellen geschuldet, die sich nach Gleichung (2-26) deutlich schneller als die Biegewellen nach Gleichung (2-25) ausbreiten. Eine Gegenüberstellung der Flussdichten ist in Bild 4-28 zu sehen.

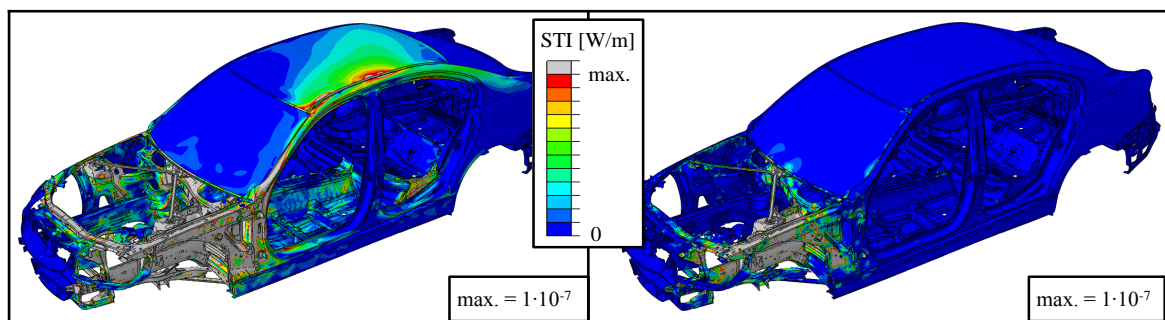


Bild 4-28: Vergleich der In-Plane- (links) und Out-of-Plane-Flussdichte (rechts) nach 1,5 ms

Im Vergleich von Verschiebung und Flussdichte der In-Plane-Wellen nach 1,5 ms in Bild 4-29 zeigt sich der qualitative Unterschied in der Ausbreitung der STI gegenüber der Verformung der Struktur. Auffällig bei der STI sind vor allem die stark ausgeprägten Transferpfade über den Dachrahmen und über den Mittelunnel. Im Gegensatz dazu spielt der Schweller, welcher bereits eine deutliche Verschiebung erfährt, bei der STI nur eine untergeordnete Rolle.

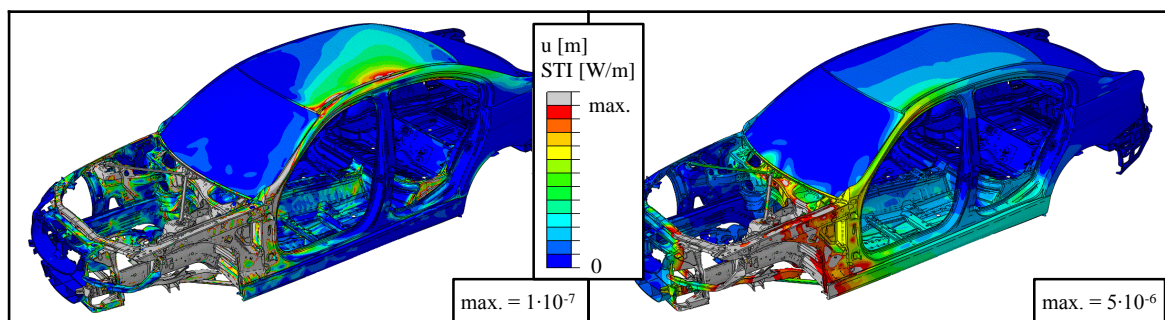


Bild 4-29: Vergleich der STI der In-Plane-Wellen (links) und der Verschiebung (rechts) nach 1,5 ms

Eine Erklärung hierfür ist die homogenere Anbindung des Dachrahmens an den Federbeindom mit wenigen Fügstellen und geringen Richtungsänderungen. Hierdurch wird die schnelle Leitung der Energie bis in den hinteren Fahrzeugteil begünstigt.

4.3.3 Fazit

Die Berechnung der STI an der Rohkarosserie kann beim Verständnis von Schwingungsphänomenen unterstützen und Transferpfade aufzeigen, die einen hohen Einfluss auf die äquivalente Schallabstrahlung der Karosserie haben. Die an den zwei berechneten Beispielen erzielten Ergebnisse sind plausibel und geeignet, bei der akustischen Auslegung von Fahrzeugstrukturen zu helfen.

Einschränkungen sind bei der Berechnung am Konzeptmodell in der groben Vernetzung des Modells sowie der Abbildung der Trägerstruktur als Balken begründet. So treten an Übergängen zwischen Teilstrukturen vermehrt starke Sprünge im Berechnungsergebnis auf. Hierdurch verliert das globale Ergebnis zwar nicht seine Gültigkeit, die Beurteilung von Konstruktionsdetails, eine Stärke der STI-Berechnung, ist so jedoch nicht möglich.

Das Feinmodell liefert sehr genaue Ergebnisse für jeden berechneten Zeitschritt. Hier kann die Ergebnisqualität noch durch die genauere Abbildung von Fügstellen gesteigert werden. Als kritisch sind jedoch die langen Berechnungszeiten von mehreren Tagen zu bewerten, die eine Sensitivitätsanalyse mittels Berechnung vieler Strukturvarianten langwierig werden lassen. Es ist davon auszugehen, dass in diesem Punkt durch steigende Leistungsfähigkeit der Computer und optimierte Berechnungsabläufe in kommender Zeit Fortschritte erzielt werden können, so dass die STI-Berechnung zukünftig vermehrt in Entwicklungsprojekten Anwendung finden wird.

5 Berechnung der Strukturintensität bei anisotropen Werkstoffen

Werkstoffe mit anisotropen Eigenschaften bieten die Möglichkeit, eine Struktur noch beanspruchungsgerechter auszulegen. Bei Faserverbundwerkstoffen, die in Form von glas- und kohlefaserverstärkten Kunststoffen (GFK/CFK) immer größere Verwendung auch im Automobilbau finden, lässt sich dies über die Ausrichtung der Fasern in der umgebenden Matrix realisieren. Je stärker die Fasern unidirektional ausgerichtet werden, desto größer sind die Differenzen in den mechanischen Kennwerten, wie der Steifigkeit, je nach Belastungsrichtung. Prinzipielle Beispiele hierfür werden in Bild 5-1 gezeigt. Diese Kenntnis wird heute bei Strukturen schon für die gezielte Auslegung der Struktursteifigkeit eingesetzt [65, 66].

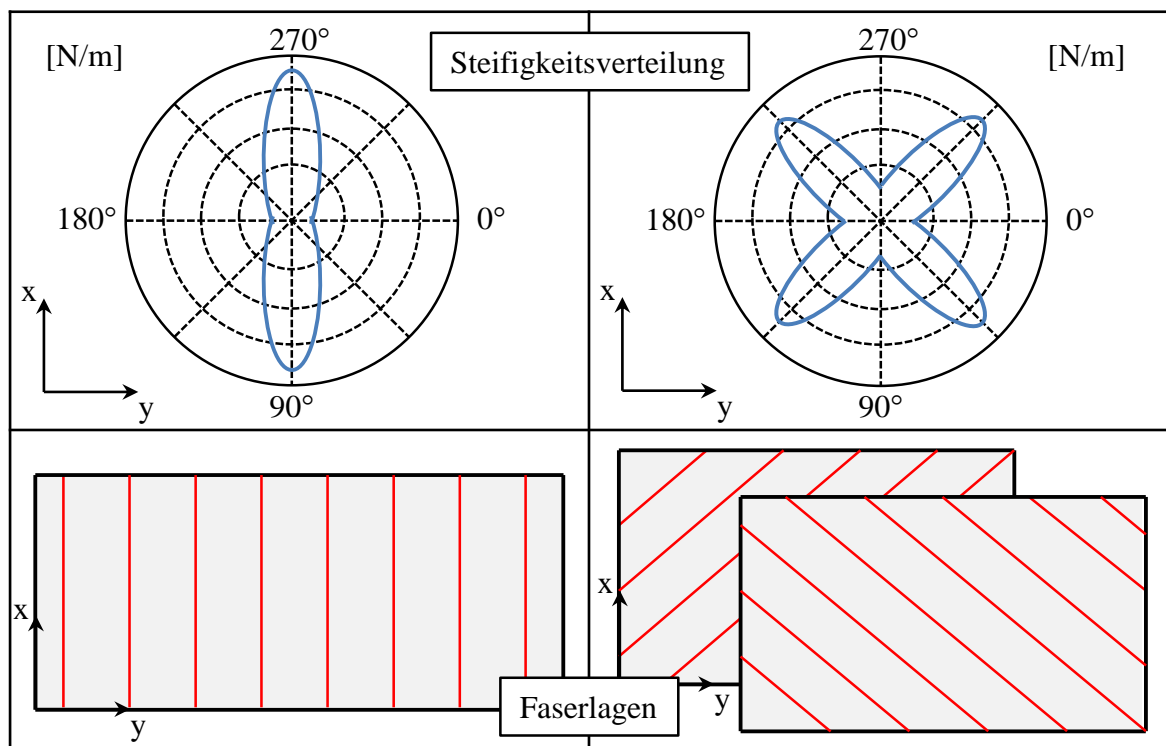


Bild 5-1: Qualitative, richtungsabhängige Steifigkeitsverteilung in Abhängigkeit vom Lagenaufbau

Mit der Berechnung der STI lässt sich die Schwingungsausbreitung in einer anisotropen Struktur unter dynamischer Belastung, wie sie beispielsweise bei DOYLE [48] für Impulsanregungen beschrieben wird, besser verstehen und im nächsten Schritt gezielt beeinflussen.

Der qualitative Vergleich der STI zweier Varianten einer Rechteckplatte der Geometrie aus Abschnitt 3.1.1 mit anisotrop gestalteten Bereichen, wie sie in Bild 5-2 zu sehen ist, zeigt, wie stark sich das STI je nach Ausrichtung der Steifigkeit verändern lässt. In diesem Beispiel beträgt die Drehung der Hauptsteifigkeitsrichtung 45° , das Verhältnis hoher zu niedriger Steifigkeit beträgt 10:1. Verglichen wird die fünfte Resonanzfrequenz, die in beiden Varianten bei 323 Hz liegt.

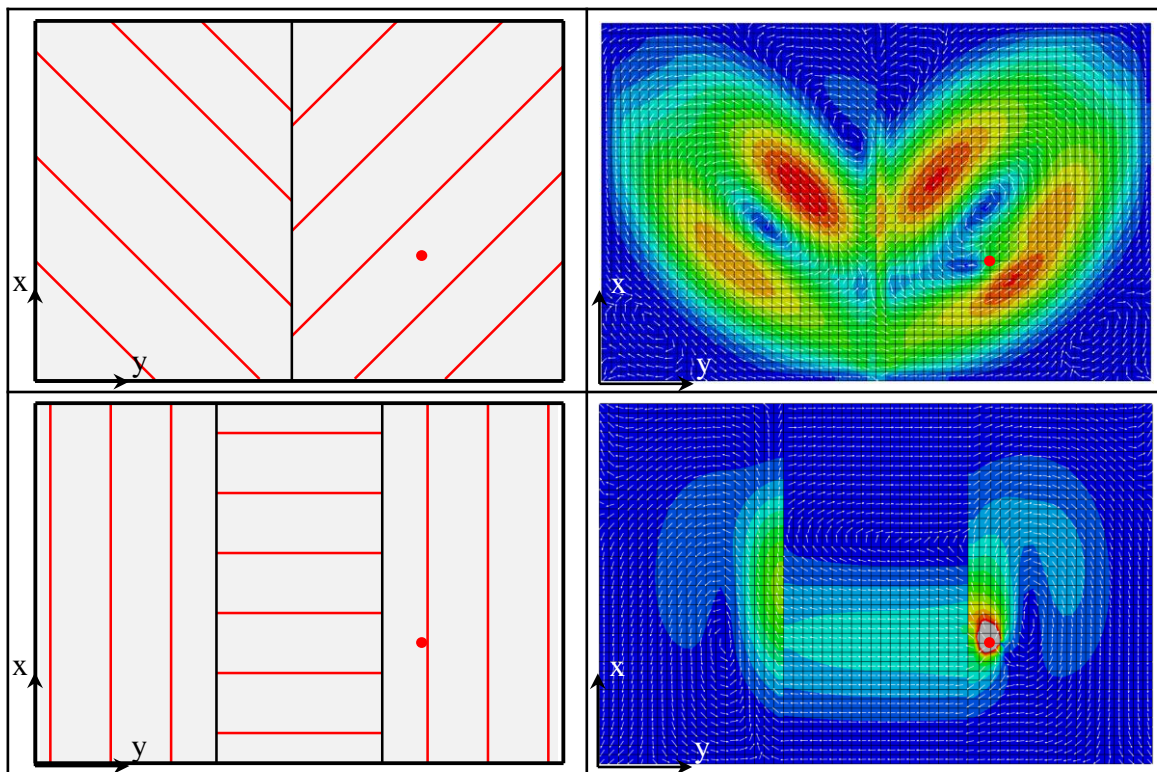


Bild 5-2: Qualitative Darstellung der STI (rechts) bei Variation des anisotropen Verhaltens der Rechteckplatte aus Bild 3-2 inkl. Anregungsstelle (roter Punkt)

Wie dies auch bei metallischen Strukturen zu beobachten ist, fließt die Schwingungsenergie bevorzugt entlang steifer Transferpfade. Durch die Variation der Steifigkeit im Werkstoff selbst muss jedoch nun nicht zwangsweise eine Geometrieänderung vorgenommen werden.

Als zweites Beispiel soll der Bereich des Mitteltunnels des Wagenbodens aus Abschnitt 4.1 anisotrop, vergleichbar zu unidirektional faserverstärktem Kunststoff ausgeführt werden und die Auswirkung auf den Energiefluss im Vergleich zu den Modifikationen aus Abschnitt 4.1.2 bei derselben Einzelfrequenz untersucht werden. Es wird ein unidirektionaler Lagenaufbau mit

den folgenden, für kohlefaserverstärkte Kunststoffe (CFK) typischen Materialparametern gewählt:

- E-Modul längs zur Faser (E_{\parallel}): $1,4 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
- E-Modul quer zur Faser (E_{\perp}): $1,2 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$
- Schubmodul längs zur Faser ($G_{\perp\parallel}$): $5,8 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$
- Schubmodul quer zur Faser ($G_{\perp\perp}$): $5,4 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$
- Querkontraktionszahl (μ): 0,26.

Dies ist analog zur linken Seite von Bild 5-1 und so gewählt, dass eine größtmögliche Beeinflussung der STI erreicht werden kann. In diesem Zusammenhang wird nicht auf fertigungstechnische Randbedingungen wie die Drapierbarkeit des Fasergeleges oder andere funktionale Anforderungen wie Crashesicherheit oder Betriebsfestigkeit eingegangen, die bei einer realen Auslegung berücksichtigt werden müssten.

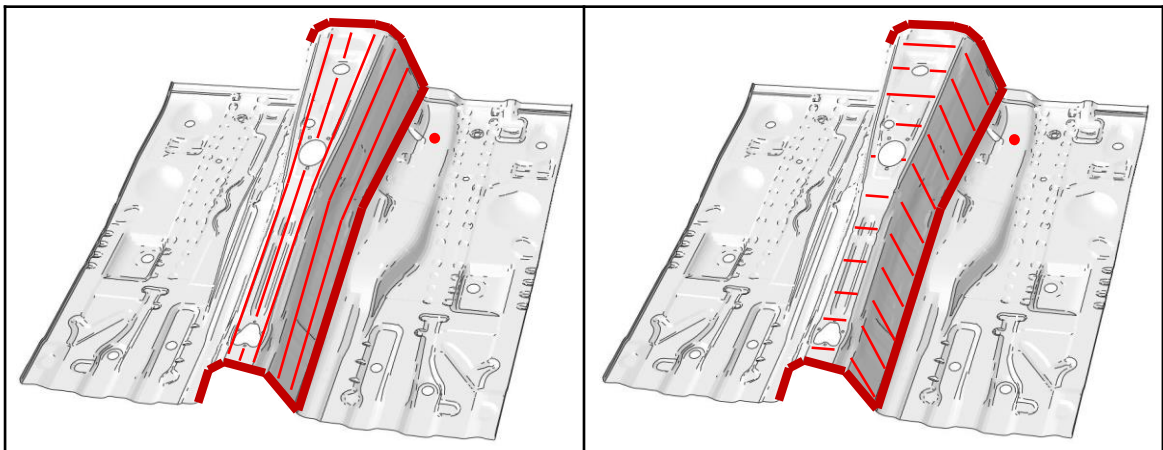


Bild 5-3: Aufbau des Wagenbodens mit CFK-Mitteltunnel mit Hauptfaserrichtung längs (links) und quer (rechts) inkl. Anregungsstelle (roter Punkt)

Wie in Bild 5-3 dargestellt werden zwei Varianten des Wagenbodens miteinander verglichen: Zunächst wird die Hauptsteifigkeitsrichtung entlang der Fahrzeuglängsachse ausgerichtet. Nach den Ergebnissen aus den vorangegangenen Kapiteln ist zu erwarten, dass dies eine Sperrwirkung für den Energiefluss bedeutet. Als zweites wird die Hauptsteifigkeitsrichtung um 90°

gedreht, was im Gegensatz zu Variante 1 den Energiefluss auf die linke Wagenbodenseite deutlich begünstigen sollte, den Mitteltunnel aber gleichzeitig versteifen sollte, um die Schwingungsamplitude zu begrenzen.

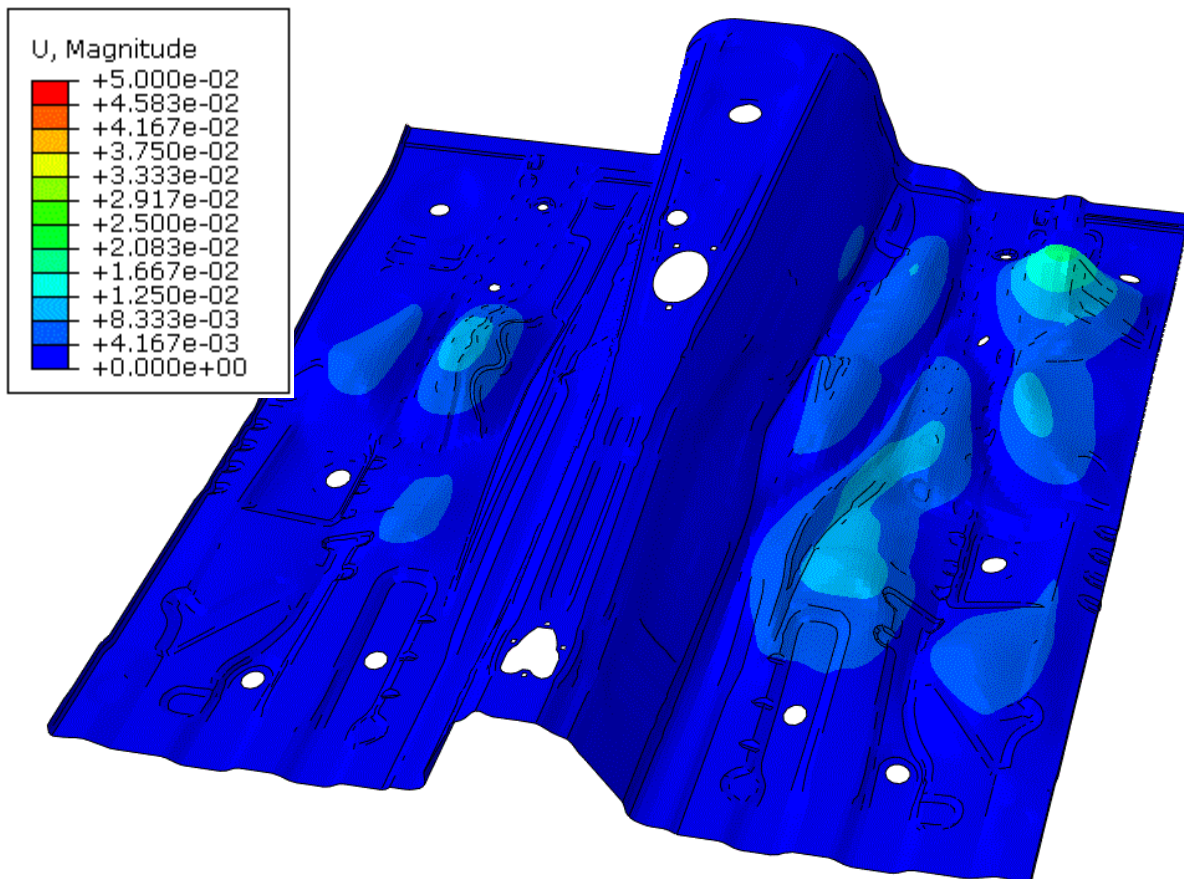


Bild 5-4: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs mit anisotrop gestaltetem Mitteltunnel längsverstärkt (vgl. Bild 5-3 links)

In Bild 5-4 ist zunächst die Auslenkung des Wagenbodens der ersten Variante dargestellt. Im Vergleich zum Ausgangszustand in Bild 4-2 zeigt sich eine deutlich reduzierte Schwingungsamplitude auf der linken Bodenseite. Die Reduktion ist über die gesamte Struktur hinweg sogar stärker als bei den anderen in Abschnitt 4.1 vorgeschlagenen Variationen. Stattdessen tritt die ebenfalls bereits beobachtete Amplitudenverteilung auf der rechten Seite wieder hervor.

Die STI in Bild 5-5 legt den zugrundeliegenden Schwingungsenergiefluss offen. Nachdem die Leitung der Energie auf dem ersten Abschnitt auf die bekannte Weise erfolgt, zeigt sich im Bereich des Mitteltunnels, dass die über die Kante eingeleitete Energie nicht auf die linke Wagenbodenseite geleitet wird, sondern sich stattdessen auf der rechten Seite über die gesamte

Wagenbodenlänge verteilt. Die Richtwirkung des unidirektionalen Lagenaufbaus ist dabei deutlich sichtbar.

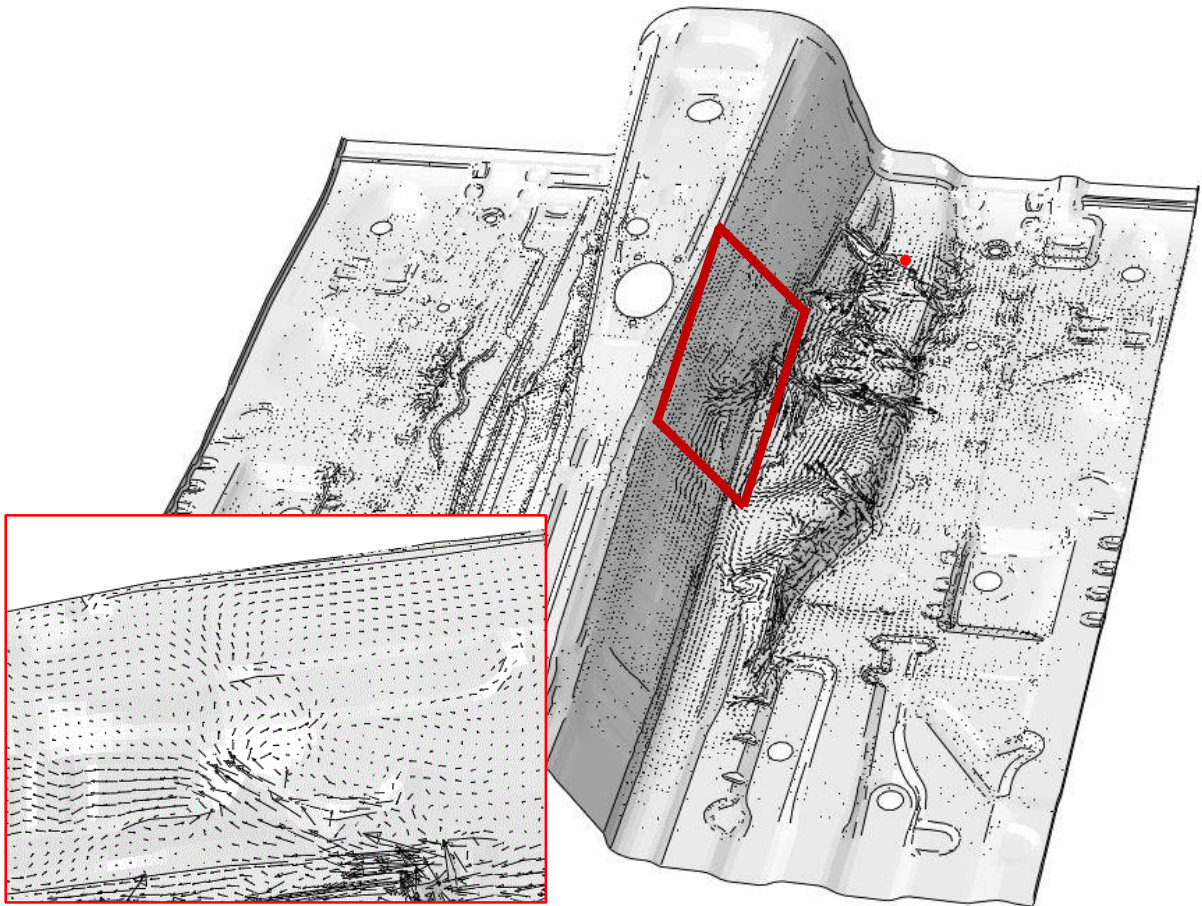


Bild 5-5: STI des Wagenbodenblechs mit anisotrop gestaltetem Mitteltunnel längsverstärkt

Im Gegensatz zur Variante mit längs zur Fahrzeugfahrtrichtung ausgerichteten Fasern zeigt die zweite Variante in Bild 5-6 eine sehr starke Ausprägung der Schwingungsamplitude auf der linken Seite im Vergleich zur annähernd nicht vorhandenen Schwingungsamplitude auf der rechten Seite des Wagenbodens.

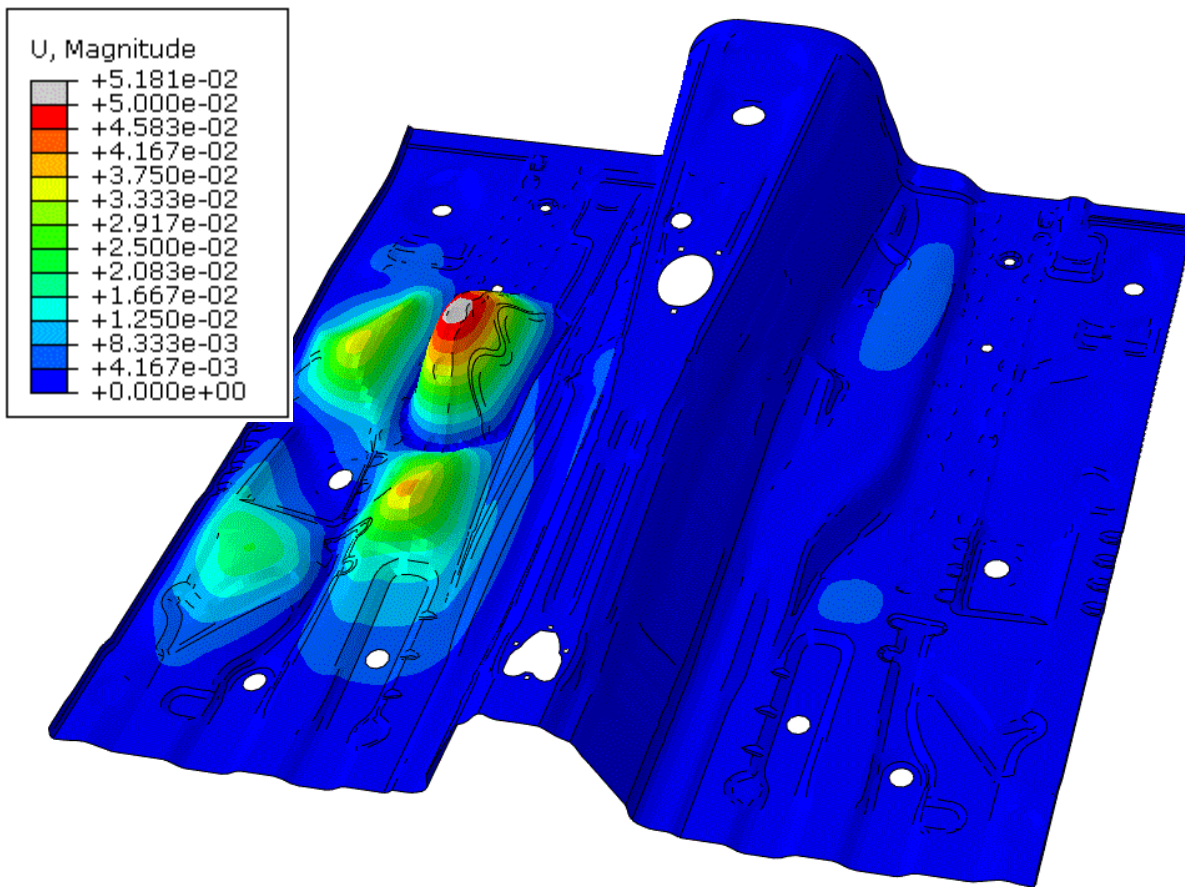


Bild 5-6: Verschiebung (in mm) des Wagenbodenblechs mit anisotrop gestaltetem Mitteltunnel querverstärkt
(Bild 5-3 rechts)

Bild 5-7 offenbart den deutlichen Unterschied in der STI-Verteilung. So wird in diesem Beispiel der Transfer der Schwingungsenergie über den Mitteltunnel auf die linke Wagenboden-
seite durch die anisotrope Steifigkeitsverteilung stark begünstigt.

Im Vergleich der Detaildarstellungen von Bild 5-5 und Bild 5-7 zeigt sich der massive Einfluss der Hauptsteifigkeitsrichtung auf die Flussrichtung. Hier eröffnet sich folglich in der Entwurf-
phase eine neue Möglichkeit, um auf Basis der Informationen aus der STI Strukturen aus faserverstärkten Kunststoffen durch entsprechende Lagenaufbauten gezielt hinsichtlich ihrer
Akustikanforderungen zu gestalten.

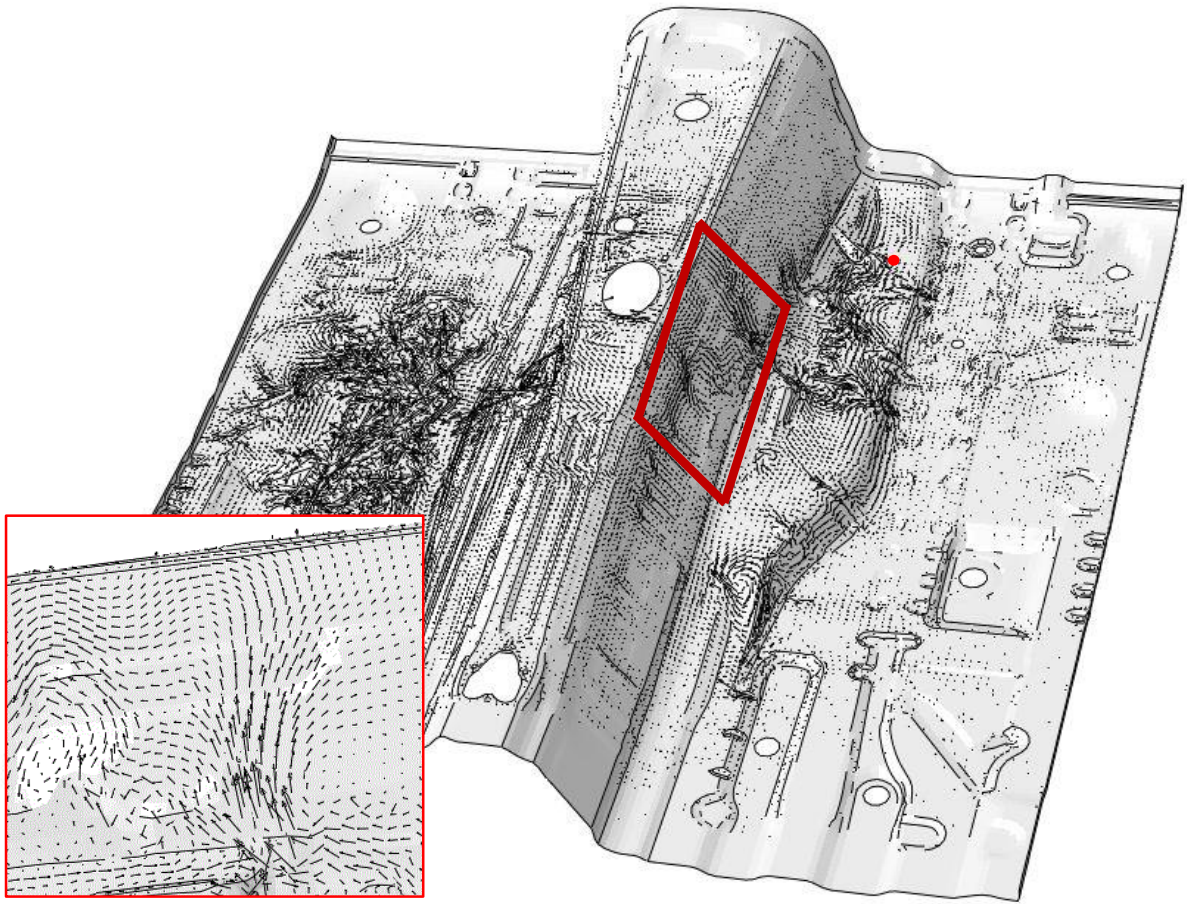


Bild 5-7: STI des Wagenbodenblechs mit anisotrop gestaltetem Mitteltunnel querverstärkt

6 Zusammenfassung und Ausblick

Mit der Berechnung der STI wird in dieser Arbeit eine Methodik vorgestellt, die es erlaubt, das Übertragungsverhalten von komplexen Strukturen zwischen beliebigen dynamischen Anregungen und der Abstrahlung auf Basis einer energetischen Größe im Frequenz- und im Zeitbereich zu beschreiben und zu beeinflussen. Im Gegensatz zu vorangegangenen Arbeiten, die sich im Wesentlichen auf die Berechnung und Analyse der STI einzelner Frequenzen von akademischen Strukturen beschränken, wird in dieser Arbeit gezeigt, dass eine Übertragung der Erkenntnisse auch auf komplexe Strukturen zulässig ist und die Berechnung der STI sowohl für Einzelfrequenzen und Frequenzbänder als auch für den Zeitbereich einen Mehrwert für die effiziente Auslegung komplexer Strukturen darstellt.

6.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird gezeigt, dass sich die Berechnungsgröße der STI durch eine Erweiterung gängiger Finite-Elemente-Simulationsprogramme sowohl für einfache, als auch für komplexe Strukturen berechnen lässt. Die Ausbreitung der Energie in der Struktur, ausgehend von der Anregungsstelle, kann sowohl im Frequenzbereich als auch im Zeitbereich visualisiert werden und liefert so eine Erklärung für die Ausprägung von deren dynamischen Verhalten.

Konstruktive Änderungen der untersuchten Strukturen wirken sich qualitativ sehr unterschiedlich auf die STI aus. Während die reine Änderung des E-Moduls nur einen quantitativen Einfluss auf die STI hat, kann zum Beispiel über Aussparungen eine Umleitung der Energie in andere Strukturbereiche erzielt werden. Im Fall einfacher Strukturen wie der Rechteckplatte haben Sicken den größten qualitativen Einfluss aller Strukturmaßnahmen, da sie neben einer richtungsabhängigen Versteifung der Struktur auch eine Umwandlung verschiedener Wellenformen ineinander verursachen. Dieser Effekt, sowie die unterschiedliche Ausbreitungsgeschwindigkeit von Schwingungen in unterschiedlichen Materialien, kann insbesondere im Zeitbereich gut nachverfolgt werden. Versuchsergebnisse können hierdurch plausibilisiert werden.

Die Anwendbarkeit der Analyse auf Schwingungsprobleme realer Fahrzeugstrukturen kann am Beispiel eines Wagenbodens nachgewiesen werden. Durch die Nutzung der Informationen aus der STI-Berechnung kann hier über gezielte Modifikationen eine effektive und gleichzeitig effiziente Reduzierung einer störenden Schwingung im Bereich des Fahrerfußraums bei Anregung auf der gegenüberliegenden Wagenbodenseite erreicht werden. Dabei kann die akademische Modifikation auch auf eine real umsetzbare konstruktive Lösung übertragen werden.

Die Erweiterung der STI-Berechnung auf eine Rohkarosserie sowie die STI-Berechnung über Frequenzbänder demonstriert die Einsetzbarkeit der Methode bereits in der frühen Entwicklungsphase, in der noch keine detaillierten Modelle vorhanden und keine Probleme bei Einzel Frequenzen spezifiziert sind. Gleichzeitig werden Grenzen aufgezeigt, insbesondere im Hinblick auf die Notwendigkeit der detaillierten Strukturmodellierung zur Abbildung aller Transferpfade und der Analyse kleinerer Strukturmodifikationen.

Durch die Verknüpfung der STI-Berechnung mit der Berechnung der Abstrahlungseigenschaften auf Basis der ERP und der SSP wird ein weiterer Schritt in der Wirkkette in Richtung Luftschall gegangen. Dies ermöglicht eine bessere Abschätzung des Einflusses der vorgenommenen konstruktiven Änderungen auf eine direkt für den Menschen erlebbare Eigenschaft wie den Luftschallpegel am Fahrerohr. Der Nachweis der Korrelation von STI- und SSP-Verteilung wird an einer Wagenbodenstruktur erbracht. Mit der Berechnung einer transienten Schwingungsausbreitung im Zeitbereich für eine Rohkarosserie kann weiterhin exemplarisch dargestellt werden, dass sich auch bei komplexen Strukturen einzelne Transferpfade detailliert nachverfolgen lassen.

Am Beispiel der STI-Berechnung für eine Variante des Wagenbodenblechs mit anisotropen Materialeigenschaften wird gezeigt, dass die Methode wertvolle Informationen zur optimalen Auslegung hinsichtlich des Schwingungsverhaltens liefern kann. Dies ist insbesondere vor dem Hintergrund relevant, dass Verbundwerkstoffe wie CFK, die in der Automobilindustrie immer häufiger verwendet werden, sich bereits über den Lagenaufbau in ihrem richtungsabhängigen Verhalten stark beeinflussen lassen, ohne dass Änderungen an der Geometrie der Bauteile vorgenommen werden müssen.

Es ist somit auf Basis dieser Arbeit möglich, sowohl für harmonische als auch für transiente Schwingungsphänomene im Körperschallbereich an Fahrzeugstrukturen konstruktiv in den

Transferpfad zwischen Anregung und Abstrahlung einzugreifen und in der Wirkkette quellen-näher zu arbeiten als mit klassischen Entwicklungswerkzeugen. Der Ansatz auf Basis von FE-Simulationen reduziert darüber hinaus die Anzahl der Versuchsträger und Prototypen, die zu einer Problemlösung eingesetzt werden müssen. Hierdurch wird in Zeiten weiter intensivierter Leichtbaubemühungen bei sich verkürzenden Entwicklungszyklen sowie steigendem Kostendruck im Automobilbau ein deutliches Einsparungspotential aufgezeigt. Die Herausforderungen im Automobilentwicklungsprozess, wie sie in Abschnitt 2.1 beschrieben werden, können durch die STI-Berechnung folglich wirksam unterstützt werden.

6.2 Ausblick

Um das Potential der STI-Berechnung jedoch noch stärker zu nutzen, sollte sich der Fokus in zukünftigen Arbeiten auf folgende Themenbereiche richten.

Genauere Modellbildung

Bei der Betrachtung der STI ganzer Fahrzeugkarosserien spielt die genaue Modellierung der verschiedenen Dämpfungsformen eine wesentliche Rolle. Im Vergleich zur Fügstellendämpfung spielt die Werkstoffdämpfung bei komplexen Strukturen, wie herkömmlichen metallischen Karosserien, nur eine untergeordnete Rolle [53] (S. 39). Bislang wird üblicher Weise für die gesamte Struktur ein gemittelter Dämpfungswert angegeben, der die einzelnen Dämpfungsteile beinhaltet. Je nach Verteilung und Beschaffenheit der Fügstellen muss für diese im FE-Modell jedoch eine gesonderte Dämpfung berücksichtigt werden, was einen hohen Aufwand in der Modellerstellung und der Berechnung bedeutet. Dies bietet jedoch auch das Potential, bereits durch die gezielte Gestaltung der Fügstellen Einfluss auf das dynamische Strukturverhalten zu nehmen.

Beim Einsatz von Faserverbundwerkstoffen kommen weiterhin deren anisotrope Eigenschaften sowie eine starke Frequenzabhängigkeit der Dämpfung und Steifigkeit hinzu, was die akustische Relevanz bestimmter Einzelfrequenzen deutlich verändern kann. Bei Einsatz dieser Werkstoffe stehen dem Konstrukteur jedoch schon stoffseitig mehr Parameter zur Verfügung, die Struktur hinsichtlich der NVH-Eigenschaften zu verbessern. Die STI-Berechnung kann dabei durch das transparente Aufzeigen vorhandener Transferpfade unterstützen.

Ausbau der Wirkkettenbetrachtung

Die STI schafft als energetische Größe die Möglichkeit einer durchgängigen Beschreibung der mechanisch-akustischen Wirkkette. Durch die Verfolgung des Energieflusses von der Anregungsstelle der Struktur über den Körperschall zur Abstrahlung bis hin zum Luftschall am Fahrerohr ergibt sich ein deutlich höheres Systemverständnis. Dies wiederum ist die Grundlage für eine ganzheitliche Verbesserung der Schwingungs- und Akustikeigenschaften.

Seitens der FEM muss hierfür eine Fluid-Struktur-Kopplung erfolgen, um den Übergang hin zur Schallintensität beschreiben zu können. Weiterhin ist es für die Modellierung von Fahrzeuginnenräumen erforderlich, die Phasenbeziehungen und den Abstrahlgrad der schwingenden Flächen zu erfassen, um Auslöschungseffekte und die tatsächlich abgestrahlte Schallleistung berücksichtigen zu können. Dies bedingt jedoch wiederum die genaue Modellbildung, um große, schwingende Flächen, wie die Türen oder die Heckklappe, in ihren resultierenden Eigenschaften, inklusive der dynamischen Steifigkeiten in den Schlössern oder Scharnieren, korrekt abbilden zu können.

Für die verbesserte Beurteilung der Auswirkung von Modifikationen an Strukturen auf Basis von aus STI-Berechnungen gewonnenen Erkenntnissen erscheint die zusätzliche Nutzung von auf die Eingangsimpedanz bezogenen Werten sinnvoll (Gleichung (2-21)). So kann sichergestellt werden, dass nicht nur die Reduktion der eingeleiteten Energie ein Absinken des Pegels von Schwingschnelle und ERP verursacht, sondern darüber hinaus die qualitativ veränderte Leitung der Energieflüsse zur gewünschten Strukturänderung führt.

Optimierung auf Basis der Strukturintensität

Um die STI-Berechnung effizient einsetzen zu können, ist es notwendig, eindeutige Ziele für die Intensität einzuführen. Wie in Abschnitt 4.3.1 jedoch nachgewiesen wurde, kann nicht pauschal davon ausgegangen werden, dass ein niedriger Wert der STI grundsätzlich gut, ein hoher Wert jedoch schlecht für die Abstrahlung der Karosserie ist. Vielmehr muss immer auf den Verlauf sowie den Anteil an In-Plane- und Out-of-Plane-Wellen geachtet werden. Dies ist ein stark manueller Prozess, der in der Serienentwicklung nicht dauerhaft aufrechterhalten werden kann.

Über die Einführung einer numerischen Optimierung auf Basis der STI in Kombination mit der ERP besteht die Möglichkeit, einen höheren Automatisierungsgrad zu erreichen und die Berechnungsergebnisse der STI auf die Zielgrößen zu beziehen, die letztendlich in die direkt für den Fahrzeuginsassen relevanten Eigenschaften wie Schalldruck am Fahrerohr oder die Beschleunigungen an Sitzen, Lenkrad und Pedalen münden. Auch eine Optimierung der Platzierung von Dämpfungsbelägen ist in diesem Zusammenhang vorstellbar.

Zusammenfassend lassen sich die zukünftigen Potentiale der STI-Betrachtung auch in drei Ebenen der Weiterentwicklung beschreiben:

- die konstruktive Ebene (Potential systematischer Parametervariation und neuer Werkstoffsysteme wie CFK),
- die Modellbildungsebene (Potential der FEM-Modellierung) und
- die methodische Ebene (Potential der Intensitätsbetrachtung in der Wirkkette Körper-/Luftschall).

Diese Ebenen können weitgehend getrennt voneinander bearbeitet werden, müssen jedoch alle gemeinsam in zukünftige Simulationen einfließen, um eine weitere Verbreitung in der Strukturauslegung hinsichtlich NVH zu erreichen.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] HERING, T.
Strukturintensitätsanalyse als Werkzeug der Maschinenakustik.
Dissertation, TU Darmstadt; 2012.
Link: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/2991/>

- [2] KUHL, S.
Gezielte Leitung von Körperschall unter Zuhilfenahme der Strukturintensitätsrechnung.
Dissertation, TU Darmstadt; 2010.
Link: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/2314/>

- [3] STEIN, M.
Ausbreitung von Körperschall in ebenen Strukturen.
Dissertation, TU Darmstadt. Aachen: Shaker; 2004.
ISBN: 978-3-8322-3896-4

- [4] MEUDT, P.
Strukturintensitätsanalyse in der Maschinenakustik.
Dissertation, TU Darmstadt. Aachen: Shaker; 1998.
ISBN: 978-3-8265-4213-8

- [5] BUCKERT, S.
Bewertung adaptiver Strukturen auf Basis der Strukturintensität.
Dissertation, TU Darmstadt; 2013.
Link: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/3346/>

- [6] CHRIST, A.
Sizilienfahrt, 2. Auflage.
Frankfurt am Main: Automobil-Revue; 1926.

- [7] LENNERT, S.
Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen.
Dissertation, TU Darmstadt. Düsseldorf: VDI-Verlag; 2009.
ISBN: 978-3-18-369812-7

- [8] KNAUER, P.
Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung.
Dissertation, TU München. Göttingen: Cuvillier; 2010.
Link: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/966144/966144.pdf>

- [9] KOSFELDER, M.
Die Objektivierung des Schwingungskomforts von Kraftfahrzeugen auf der Grundlage globaler Bewegungsformen. In: 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und

Motorentchnik 2005.
Aachen 2005. S. 1631–1644 (Tagungsband).

- [10] FÜLBIER, K.P.
Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen.
Dissertation. RWTH Aachen; 2001.
Link: <http://d-nb.info/96282223x/34>
- [11] MOOSMAYR, T. A.
Objektivierung von transienten Störgeräuschen im Fahrzeuginnenraum.
Dissertation, TU München. Düsseldorf: VDI-Verlag; 2009.
ISBN: 978-3-18-370512-2
- [12] GEIB, W.
Akustik und Schwingungstechnik im Spannungsfeld zwischen Komponenten- und Gesamtfahrzeugeigenschaften. In: Tagung Meß- und Versuchstechnik im Automobilbau, München.
Düsseldorf: VDI-Verlag; 1990, S. 1–37 (VDI-Berichte Nr. 791).
- [13] ZELLER, P. (.).
Handbuch Fahrzeugakustik.
München: Springer; 2009.
ISBN: 978-3-8348-0651-2
- [14] HIERONIMUS, K.
Anforderungen an Schwingungs- und Akustikberechnung aus Sicht der Fahrzeugentwicklung. In: Berechnung im Automobilbau 1990, Würzburg.
Düsseldorf: VDI-Verlag; 1990, S. 705–734 (VDI-Berichte Nr. 816).
- [15] DRESIG, H. ; HOLZWEIBIG, F.
Maschinendynamik. 8. Auflage.
Berlin: Springer; 2007.
ISBN: 978-3-5407-2032-4
- [16] BOEHM, B.
Guidelines for Verifying and Validating Software Requirements and Design Specifications. In: proceedings of the European Conference on Applied Information Technology of the International Federation for Information Processing.
London 1979. S. 711–719.
- [17] RICHTLINIE VDI 2206
Entwicklungsmethodik mechatronischer Systeme.
Berlin: Beuth; 2004.
- [18] MEYWERK, M.
CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik.
Berlin: Springer; 2007.
ISBN: 978-3-540-49867-4

- [19] LINDEMANN, U.
Methodische Entwicklung technischer Produkte.
Berlin: Springer; 2005.
ISBN: 978-3-642-01423-9
- [20] FREYMAN, R.
Advanced Numerical and Experimental Methods in the Field of Vehicle Structural-Acoustics.
Habilitation, TU München. München: Hieronymus; 2000.
ISBN: 978-3897911727
- [21] BRAESS, H.H. ; SEIFFERT, U. (.).
Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 5. Auflage.
Wiesbaden: Vieweg; 2007.
ISBN: 978-3834802224
- [22] ADAM, T.
Untersuchung von Steifigkeitseinflüssen auf das Geräuschübertragungsverhalten von Pkw-Karosserien.
Dissertation, RWTH Aachen. Aachen: ika, Schriftenreihe Automobiltechnik; 2000.
ISBN: 978-3-9251-9447-4
- [23] FRICKE, E.
Functional Orientation in Automotive Architecture Development.
Keynote Lecture, 12th International DSM Conference, Cambridge University; 2010.
- [24] GENUIT, K. (.).
Sound-Engineering im Automobilbereich.
Berlin: Springer; 2010.
ISBN: 978-3-642-01415-4
- [25] KRUSE, A.
NVH Technologie für akustische Fahrzeugoptimierungen. 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2005.
Entnommen von: http://www.aachen-colloquium.com/pdf/Vortr_Nachger/Kruse.pdf
- [26] BECKENBAUER, T.
Einfluss der Fahrbahntextur auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch.
Bonn: Bundesministerium für Verkehr, Bau- u. Wohnungswesen, Abt. Straßenbau, Straßenverkehr; 2002.
ISBN: 978-3-9344-5879-6
- [27] HEIBING, B. ; ERSOY, M. UND GIES, S. (.).
Fahrwerkhandbuch. 3. Auflage.
Wiesbaden: Vieweg+Teubner; 2011.
ISBN: 978-3-8348-0821-9
- [28] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.
Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4. Auflage.

- Berlin: Springer; 2004.
ISBN: 978-3-5404-2011-8
- [29] JANSSENS, K. ; GAJDATSY, P. UND VAN DER AUWERAER, H.
Operational Path Analysis: a critical review.
In: Proceedings of ISMA2008, S. 3657–3671; Heverlee, 2008.
- [30] DEMMERER, S.
Simulation von Schallfeldern am Kraftfahrzeug.
Dissertation, TU München; 2002.
Link: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/601523/601523.pdf>
- [31] SELL, H.
Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von elastischen Bauteilen im Einbauzustand.
Dissertation, TU Hamburg-Harburg. Weinheim: Vibracoustic; 2005.
Link: <http://www.gbv.de/dms/hebis-darmstadt/toc/135086027.pdf>
- [32] DE KLERK, D.
Dynamic Response Characterization of Complex Systems through Operational Identification and Dynamic Substructuring.
Dissertation, TU Delft; 2009.
Link: http://repository.tudelft.nl/assets/uuid:2e4dd63e-68d5-41a4-8201-1e784f2f752c/DdeKlerk_herz.pdf
- [33] MANGER, S.
Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen bei kleinen Erregeramplituden unter besonderer Berücksichtigung der Coulombschen Reibung.
Dissertation, Universität Karlsruhe; 1995.
- [34] MÖSER, M. ; KROPP, W.
Körperschall, 3. Auflage.
Berlin: Springer; 2010.
ISBN: 978-3-540-49048-7
- [35] MAYSENHÖLDER, W.
Körperschallenergie.
Stuttgart/Leipzig: Hirzel; 1994.
ISBN: 3-7776-0607-3
- [36] FAHY, F. J.
Sound intensity.
Barking: Elsevier; 1989.
ISBN: 978-1-8516-6319-4
- [37] PIERCE, A. D.
Acoustics.
Woodbury: Acoustical Society of America; 1989.
ISBN: 978-0-8831-8612-1

- [38] NOISEUX, D. U.
Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plates.
In: Journal of the Acoustical Society of America 47. S. 238–247; 1970.
- [39] PAVIC, G.
Measurement of Structure Borne Wave Intensity.
Journal of Sound and Vibration Vol. 49(2). S. 221–230; 1976.
- [40] VERHEIJ, J. W.
Cross Spectral Density Methods for Measuring Structure Borne Power Flow on Beams and Pipes.
Journal of Sound and Vibration Vol. 70(1), S. 133–139; 1980.
- [41] MAYSENHÖLDER, W. ; SCHNEIDER, W.
Sound bridge Localization in Buildings by Structure-borne Sound Intensity Measurements. In: Acustica Vol. 68, S. 258–262.
Stuttgart: Hirzel; 1989.
- [42] NABHAN, K. ; MAYSENHÖLDER, W.
Effiziente Lokalisierung von Körperschallbrücken und Identifizierung von Körperschallwegen in Gebäuden.
Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag; 2003.
- [43] MOORHOUSE, A.T.
Determination of the propagation path of structure-borne sound.
Proceedings of the Institute of Acoustics, Vol. 10, Part 2, S. 759–766, 1988.
- [44] GAVRIC, L. ; PAVIC, G.
A Finite Element Method for Computation of Structural Intensity by the Normal Mode Approach.
Journal of Sound and Vibration 164(1), S. 29–43; 1993.
- [45] GAVRIC, L. ; PAVIC, G.
Computation of structural intensity in beam-plate structures by numerical modal analysis using FEM. In: Proceedings of the Third International Conference on Intensity Techniques.
Senlis 1991. S. 207–214.
- [46] KHUN, M.S. ; LEE, H.P. UND LIM, S.P.
Structural intensity in plates with multiple discrete and distributed spring-dashpot systems.
Journal of Sound and Vibration, 276(3-5): S. 627–648.; 2004.
- [47] LIU, Z.S. ; LEE, H.P. UND LU, C.
Structural intensity study of plates under low-velocity impact.
International Journal of Impact Engineering 31: S. 957–975, 2005.

- [48] DOYLE, J. F.
Wave Propagation in Structures.
New York: Springer; 1997.
ISBN: 978-1-4612-1832-6
- [49] GROSS, D. , ET AL.
Technische Mechanik 4, 5. Auflage.
Berlin: Springer; 2004.
ISBN: 978-3-5402-2099-2
- [50] MÖSER, M.
Technische Akustik, 7. Auflage.
Berlin: Springer; 2007.
ISBN: 978-3-5407-1386-9
- [51] LUEGMAIR, M.
Erweiterung der Transmission-Line-Methode auf die Biegewelle zur Simulation von
Crashsensordaten.
Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg; 2011.
Link: <http://edoc2.bibliothek.uni-halle.de/hs/id/2024>
- [52] HE, Y.
Analyse des Körperschallübertragungs- und Abstrahlverhaltens umgeformter
Blechbauteile.
Dissertation, Universität Stuttgart. Renningen: expert verlag; 2008.
ISBN: 978-3-8169-2855-3
- [53] KOLLMANN, G. ; SCHÖSSER, T. F. UND ANGERT, R.
Praktische Maschinenakustik.
Berlin: Springer; 2006.
ISBN: 978-3-540-30975-8
- [54] FORSEN, J. ; KROPP, A. UND FISCHER, F.
Überwinden des Zielkonfliktes Akustik und Leichtbau durch einen ganzheitlichen
validierten Auslegungsprozess. In: Maschinenakustik 2008, Böblingen.
Düsseldorf: VDI-Verlag; 2008, S. 95–106 (VDI-Berichte Nr. 2052).
- [55] ISO 1683
Preferred reference values for acoustical and vibratory levels.
Genf: ISO; 2008.
- [56] HERING, E. ; MODLER, K.H.
Grundwissen des Ingenieurs, 14. Auflage.
München: Hanser; 2007.
ISBN: 978-3-4462-2814-6
- [57] TANAKA, N. , ET AL.
Vortex structural power flow in a thin plate and the influence on the acoustic field.
In: Journal of the Acoustical Society of America 96 (3). S. 1563–1574; 1994.

- [58] TANAKA, N. ; SNYDER, S. D. UND HANSEN, C. H.
Vorticity characteristics of the vibrational intensity field in an actively controlled thin plate.
In: Journal of the Acoustical Society of America 99 (2). S. 942–953; 1996.
- [59] STOEWER, T. , ET AL.
Mit Schwingungsenergieflussberechnungen zur effizienten akustischen Auslegung von Fahrzeugstrukturen. In: Aachener Akustik Kolloquium 2011.
Aachen: 2011. S. 215–221 (Tagungsband).
ISBN: 978-3-9403-7453-0
- [60] GEISLER, J.
Numerische und experimentelle Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Strukturen mit Fügstellen.
Dissertation. Universität Erlangen-Nürnberg; 2010.
Link: <https://opus4.kobv.de/opus4-fau/files/1167/JohannesGeislerDissertation.pdf>
- [61] MAYER, M.
Zum Einfluss von Fügstellen auf das dynamische Verhalten zusammengesetzter Strukturen.
Dissertation, Universität Stuttgart. Tönning: Der Andere Verlag; 2007.
ISBN: 978-3-8995-9585-7
- [62] PETUELLI, G.
Theoretische und experimentelle Bestimmung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften normalbelasteter Fügstellen.
Dissertation, RWTH Aachen; 1983.
- [63] RUDOLPH, U.
Dynamisches Verhalten von Faserverbundkunststoff/Stahl-Fügstellen.
Dissertation, TU Berlin. München: Hanser; 1994.
ISBN: 978-3-4461-7774-1
- [64] HABERSTOCK, C.
Die Holographische Modalanalyse.
Dissertation, TU München; 2005.
Link: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/601959/601959.pdf>
- [65] EHRENSTEIN, G. W.
Faserverbundkunststoffe, 2. Auflage.
München: Carl Hanser; 2006.
ISBN: 978-3-4462-2716-3
- [66] SCHÜRMAN, H.
Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden, 2. Auflage.
Berlin: Springer; 2007.
ISBN: 978-3-540-72190-1