Synergielösung im Auslegungs- und Absicherungsprozess zur Identifikation und Zielführung von Leichtbaupotenzialen in der Wirkkette niederfrequenter Fahrzeugakustik

Sensitivitätsanalyse, robuste Auslegung und flexibler Produktentwicklungsansatz als multidisziplinäre Optimierungsaufgabe der Leichtbau- und Akustikzielführung

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

> > DISSERTATION

von Lukas Berk, Dipl.-Ing. aus Prien am Chiemsee

1. Gutachter
2. Gutachter
Tag der Einreichung:
Tag der mündlichen Prüfung:

Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz Prof. Dr. Christian Beidl 22.11.2021 22.03.2022

Darmstadt

D17



TECHNISCHE UNIVERSITÄT DARMSTADT



Berk, Lukas: Fachgebiet für Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik Fachbereich Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als: URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-211582 https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/21158

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints, E-Publishing-Service der TU Darmstadt http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de tuprints@ulb.tu-darmstadt.de



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz: Namensnennung – keine kommerzielle Nutzung – keine Bearbeitung 4.0 international https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0

Kurzfassung

Die Belange niederfrequenter Fahrzeugakustik beginnen bei dem Fahrzeugkomfort und reichen bis hin zu sicherheitsrelevanten Merkmalen psychoakustischen Ursprungs. Hierzu zählen Konzentrationsschwäche und Müdigkeit, welche die Sicherheit des Fahrers und der Verkehrsteilnehmer gefährden können. Mit diesen Begründungen werden zur Verstimmung oder Schwingungstilgung von Fahrzeugstrukturen zum Teil hohe Zusatzgewichte in Kauf genommen. Zudem werden seitens der Vibroakustik hohe globaldynamische Steifigkeiten in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase angestrebt. Diese verursachen neben der unmittelbaren Gewichtsmehrung massespezifische Skalierungseffekte im gesamten Produktentwicklungsprozess. Steifere Profilquerschnitte verursachen in der Regel ein höheres Karosseriegewicht. Folglich müssen z. B. für das Überschlagsszenario stabilere Säulen oder mehr Leistung von Antrieb und Bremssystem gewährleistet werden. Gewichtsintensive Maßnahmen der frühen Entwicklungsphase setzen somit eine Kettenreaktion in Gang.

Die Potenziale konventioneller strukturbasierter Auslegungsmethoden sind hinsichtlich der Leichtbaueffizienz nach vier Jahrzehnten der Strukturoptimierung erschöpft. Eine effizientere Prognosefähigkeit bieten Fluid-Struktur-Modelle, mit denen sich durch den Schalldruck eine wahrnehmbare Größe prognostizieren lässt. Die berechneten Akustikprognosen unterliegen jedoch einer hohen Streuung bedingt durch Daten-, Modell- und Strukturunsicherheit. Es existieren keine gängigen gewichtsneutralen Ansätze, mit denen akustische Zielverfehlungen ohne eine nachträgliche Masseapplikation korrigiert werden können.

Ziel dieser Arbeit ist es, eine Methode zu entwickeln, welche Leichtbaupotenziale in der Wirkkette niederfrequenter Akustik (20-80 Hz) identifiziert und durch eine synergetische Zielführung realisiert. Anhand der schalldruckbasierten Auslegung mit einem Fluid-Struktur-Modell werden durch globale Sensitivitätsanalysen Gestaltungsspielräume parametrisch aufgezeigt und gemeinsame Zielkonflikte bestmöglich optimiert. Durch die Vermeidung unverhältnismäßiger, globaler Steifigkeit wird neben der unmittelbaren Gewichtsmehrung einem prozessbedingten Massenskalierungseffekt entgangen. Die Aktivierung geeigneter Sensitivitätsindizes soll eine nachträgliche Verstimmung der Fahrzeugstruktur anhand entsprechender Stellhebel ermöglichen. Durch dieses Vorgehen können annähernd gewichtsneutrale Maßnahmen zur nachträglichen akustischen Systemverstimmung eingesetzt und konventionelle, gewichtsintensive Maßnahmen vermieden werden.

Die Inspiration für diesen neuen Ansatz der Auslegung wird durch eine umfassende Analyse des wissenschaftlichen Umfelds sowie aktuelle Trends der Leichtbau- und Produktentwicklung einleitend dargelegt. Nach der Konkretisierung der Zielstellung folgt die Auswahl, Begründung und Erläuterung grundlegender Methodenbausteine zur akustischen Phänomenologie und den angewendeten Sensitivitäts- und Optimierungsmethoden. Weiter- und neuentwickelte Methodenbausteine werden in einem prozessualen Vorgehen automatisiert. Die Entwicklung und Absicherung eines repräsentativen Validierungsmodells dient der Bestätigung der Funktionalität und der Erprobung der Grenzen dieser neuen Auslegungsmethodik. Schließlich erfolgt eine Pilotanwendung an einem weiterentwickelten Fahrzeugmodell.

Abstract

Low-frequency vehicle acoustics are concerned with various aspects, from vehicle comfort to safety-relevant features of psychoacoustic origin. This includes concentration deficits and fatigue, which can affect the safety of the driver and other road users. Because of these potential risks, high additional weights are accepted for the detuning or vibration-damping of vehicle structures. Furthermore, high global dynamic stiffnesses are targeted in the early vehicle development phase by the vibroacoustics design. Besides the direct increase in weight, this causes mass-specific scaling effects in the entire product development process. Thus reinforcement by increasing wall thickness results in a higher body weight. If the chassis is heavier, the rollover scenario requires more stable pillars. Simultaneously powertrains and braking systems must be more powerful. Weight-intensive modifications in the early development phase trigger a chain reaction. The efficiency of the basic design regarding lightweight and acoustics must be improved by using a synergetic approach.

After four decades of structural optimization the potential of conventional structure-based design methods has been exhausted in terms of lightweight efficiency. A more efficient prediction capability is offered by fluidstructure models, which allow perceptible targets to be predicted by sound pressure. However, the calculated sound predictions are subject to a high degree of scatter due to data, model and structural uncertainty. In case of missing targets, there are no common weight-neutral approaches for acoustic detuning in the validation process. Consequently, there is a high risk of subsequent mass applications.

The aim of this work is to develop a method that identifies lightweight construction potentials in the effect chain of low-frequency acoustics (20-80 Hz) and to realize them through synergetic targeting. Sound pressurebased engineering with a fluid structure model is used to assign scopes to the parameters by global sensitivity analyses. Conflicting objectives are to be transformed into the best possible compromise through an optimization process. This prevents the implementation of disproportionate global stiffness and in addition to the immediate weight reduction avoids a mass scaling effect. Due to suitable sensitivity indices, levers for acoustical adjustment are activated in the early design phase. These levers enable weight-neutral influenceability of low-frequency acoustics for subsequent acoustic system tuning. As a Result, a weight-optimized basic design can be achieved and conventional, weight-intensive measures can be avoided.

The inspiration for this new approach of engineering is outlined by a comprehensive analysis of the scientific environment as well as current trends in lightweight design and product development. After the concretization of the objective, the selection, justification and explanation of basic method modules for acoustic simulation and the applied sensitivity and optimization methods are presented. The further developed method modules are automated in a procedural approach. The development and validation of a representative validation model is used to confirm the functionality and to test the limits of this new design methodology. Finally, a pilot application is carried out on a purpose adapted vehicle model.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung

1.1	Motivation und Problemstellung2		
1.2	Analyse des aktuellen Forschungsumfeldes		
1.3	Zielse	tzung und methodisches Vorgehen	15
2	Grundlagen, Methoden und Tools		
2.1	Phänomenologie der niederfrequenten Fahrzeugakustik		21
	2.1.1	Das niederfrequente Rollgeräusch	21
	2.1.2	Objektivierung der auditiven Wahrnehmung durch den Schallpegel	24
	2.1.3	Leichtbau- und akustikgerechte Parameterziele	27
2.2	Numerische Simulation und Optimierung von vibroakustischen Systemen		35
	2.2.1	Finite-Elemente-Modelle für die niederfrequente Fahrzeugakustik	35
	2.2.2	Fluid- und Strukturdynamik in Nastran	
	2.2.3	Parametersensitivität in vibroakustischen FE-Modellen	42
	2.2.4	Statistische Versuchsplanung und globale, multidisziplinäre Designoptimierung	50
	2.2.5	Automatisierung und Tools	54
2.3	Unsicherheit in der vibroakustischen Fahrzeugauslegung		54
	2.3.1	Deterministische und stochastische Modellbetrachtung	55
	2.3.2	Robuste Optimierung und Robustheitsanalyse	57
	2.3.3	Kontrollparameter zur akustischen Verstimmung	59
3	Method	denentwicklung zur Optimierung von Leichtbau- und Akustikdesigns	
3.1	Minin	nalmodell für die Methodenentwicklung	62
	3.1.1	Modellbeschreibung	62
	3.1.2	Parameterdefinition des Minimalmodells	63
	3.1.3	Voruntersuchung zur Nichtlinearität und Nichtadditivität	64
3.2	Weiterentwicklung der Morris Methode6		65
	3.2.1	Einführung eines Qualitätskriteriums für das Sampling	66
	3.2.2	Prozessparameter für konstante Ergebnisqualität	68
	3.2.3	Ergebnisauswertung und erweiterter Morris-Plot	69
3.3	Sensitivitätskriterium zur Auslegung von Gestaltungsspielräumen		71
	3.3.1	Gültigkeit der lokalen Parametersensitivitäten 1. Ordnung	72
	3.3.2	Sensitivitätsindizes für die akustische Verstimmbarkeit	72
3.4	Entwi	cklung einer multidisziplinären Optimierung	74
	3.4.1	Definition der Eingangs- und Ausgangsgrößen	74
	2 1 2	Normionung, und Courishtungsfaltonen der Derformensefunktion	70

4 Anwendung und Validierung der Methode am repräsentativen Modell

4.1	Entwicklung des repräsentativen Validierungsmodells		87
	4.1.1	Konzeptionierung des repräsentativen Validierungsmodells	
	4.1.2	Dimensionierung von Fluid- und Strukturdynamik	91
	4.1.3	Vorstellung des repräsentativen Validierungsmodells	97
4.2	Modellabgleich des realen und virtuellen Modells		98
	4.2.1	Messung und Berechnung der Anbauteile	100
	4.2.2	Modellabgleich durch unsichere Modellparameter	104
	4.2.3	Parameterintervalle und physikalische Plausibilität	110
4.3	Validierung der Methode		114
	4.3.1	Zielwerte im Ausgangszustand und Voruntersuchungen	114
	4.3.2	Akustische Aktivierung und Deaktivierung der Kontrollparameter	118
	4.3.3	Anwendung der gesamten Methode am Validierungsmodell	128

5 Anwendung der Methode am Fahrzeugmodell

5.1	Fahrzeugmodell für niederfrequente Leichtbau-Akustik-Optimierung	144
5.2	Parameterdefinition des Fahrzeugmodells	.145
5.3	Anwendung der Methode und Ergebnisse	146

6 Zusammenfassung und Ausblick

A Anhang

A.1	Algorithmus zur Absicherung der Samplingqualität		
A.2	Spezifikationen zum Validierungsmodell		
A.3	Quellen der Prozessunsicherheit von Tools und Methoden		
A.4	Zielgrößenkorrelationen der Optimierung des Validierungsmodells		
A.5	Ergänzungen zur Pilotanwendung am Fahrzeugmodell		
Abb	ildungsverzeichnis	167	
Abb Tabo	ildungsverzeichnis	167 171	
Abb Tabo Abk	ildungsverzeichnis ellenverzeichnis ürzungsverzeichnis	167 171 172	

Kapitel 1 Einleitung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung einer Methode zur synergetischen Zielführung von Leichtbau und der niederfrequenten Fahrzeugakustik. In Abschnitt 1.1 erfolgt eine individuelle Betrachtung des Standpunktes von Fahrzeugakustik und Leichtbau, indem die Bedeutung und Herausforderungen der jeweiligen Funktionen erläutert werden. Es folgt eine Begründung, warum insbesondere diese beiden Disziplinen Verursacher eines Zielkonfliktes in der Fahrzeugentwicklung sind. Neben der technischen Begründung wird auf die prozessualen Ursachen der Produktentwicklung von Fahrzeugen eingegangen. Aus den technischen und prozessualen Herausforderungen werden die Vorteile einer synergetischen Zielführung beschrieben. In Abschnitt 1.2 folgt eine Analyse des Forschungsumfeldes. Hierbei werden methodische und anwendungsorientierte Lösungsansätze dargestellt. Zudem wird das generische Leichtbaupotenzial von Fahrzeugen anhand von Studien und Forschungsarbeiten dargelegt. Nach den genannten Rechercheabschnitten erfolgt eine Zusammenfassung und Bewertung inwiefern die Lösungsansätze für die Leichtbau-Akustik-Optimierung eingesetzt werden können. Schließlich wird in Abschnitt 1.3 eine Zielstellung formuliert. Diese umfasst das Leichtbauziel, eine prozessuale Eingliederung der Methode und die Konkretisierung der Methodenbausteine.

1.1 Motivation und Problemstellung

Standpunkt der Akustik

Schwingungen sind regelmäßige zeitliche Schwankungen einer Zustandsvariable um ihre Ruhelage [1]. Sie sind essenzieller Bestandteil unseres Lebens, da sie sich durch Wechselwirkungen mit der Umgebung als Wellen ausbreiten können und so den Transport von Energie oder Informationen über z.T. sehr hohe Distanzen möglich machen. Durch das Vorhandensein von Licht und Schall haben sich unsere Sinnesorgane dahingehend ausgebildet, dass Interaktion, Wahrnehmung und Verhalten im Wesentlichen durch die Dekodierung der von Wellen übertragenen Signale bestimmt wird. So wird das vom Auge wahrgenommene Licht durch elektromagnetische Wellen in einer für die Farbe charakteristischen Zusammensetzung erkannt. Bei der akustischen Wahrnehmung erfolgt die Signalübertragung durch zeitlich und räumlich veränderliche Druckschwankungen der Luft als Transfermedium. Die charakteristische Zusammensetzung der Frequenzen bestimmt in Analogie zum Licht die Klangfarbe.

Die ersten Hinweise auditiver Wahrnehmungen von Lebewesen gehen ca. zwei Millionen Jahre in die Jura-Zeit zurück [2]. Seither hat sich die akustische Wahrnehmung an unsere Umwelt hinsichtlich überlebenswichtiger Klangfarben, der Schallintensitäten und der Frequenzspektren angepasst. Die technologische Transformation stellt uns vor Herausforderungen einer neuen synthetischen Klangwelt. Denn neben der Interaktion über Sprache oder Geräusche ist die Wahrnehmung akustischer Signale unweigerlich an die Entstehung von Gefühlen gebunden [3]. So führt das Geräusch eines Donners bei vielen Menschen dazu Angst zu empfinden. Das Prasseln von Regen wirkt hingegen für die meisten von uns entspannend. Neben solchen psychoakustischen Wahrnehmungsphänomenen können Schädigungen des Gehörs und Konzentrationsschwächen vorkommen, wenn Lärm in ungünstigem Maße hinsichtlich Intensität und Langfristigkeit auftritt [4]. Die Berücksichtigung akustischer Eigenschaften ist daher zum Wohlempfinden und unter gesundheitlichen Gesichtspunkten ein zentraler Bestandteil der Produktentwicklung. Eine besonders kritische Situation ergibt sich, wenn sich die Wahrnehmung auf den Innenraum einer Struktur bezieht, welche die Luft vollständig umschließt. Ähnlich wie in einem Wellenbad tritt das Fluid mit der schwingenden Struktur in dauerhafte Wechselwirkung. Im Falle des Wellenbades handelt es sich bei dem Fluid um Wasser, welches als annähernd inkompressibel angenommen werden kann. Anstelle der lokalen Volumenänderung tritt bei periodischer Anregung, wie in Abbildung 1.1 gezeigt, ein Ausweichen der Partikel an der Oberfläche als eine Welle auf.



Abbildung 1.1: Resonanzüberhöhung strukturangeregter Fluidschwingungen am Beispiel eines Wellenbades

Trifft die Strukturschwingung nun eine Eigenfrequenz des Fluids kommt es zu einer energetisch günstigen Schwingform, der sog. stehenden Welle. Niederfrequente Schwingungsphänomene, die zu stehenden Wellen führen, sind schwach gedämpft und führen durch den Interferenzeffekt bei anhaltender Anregung zu einer starken Überhöhung der Amplitude [5]. Folglich können bei relativ kleinen, anhaltenden Strukturanregungen $\alpha_{str}(\tau)$ sehr hohe Fluidamplituden $\alpha_{fl}(\tau)$ auftreten [1]. Im Falle des umschlossenen Luftvolumens im Fahrzeuginnenraum kann dieser Effekt, je nach Geometrie und Längs- bzw. Querausrichtung in einem Frequenzbereich zwischen 20 und 80 Hz auftreten. Dieser niederfrequente Bereich überschneidet sich mit ungünstigen psychoakustischen Wahrnehmungsphänomenen, die neben dem unangenehmen Geräusch, Müdigkeit und Konzentrationsschwäche verursachen können [6].

Standpunkt von Leichtbau und Gewicht

Die Effizienz individueller Fortbewegung hat sich aufgrund des damit verbundenen Ausstoßes von Treibhausgasen zu einer der zentralen, sozial-ökologischen Herausforderungen unserer Zeit entwickelt. CO₂ dominiert unter den abgegebenen klimaschädlichen Treibhausgasen von Verbrennerfahrzeugen mit 92 %1 des Volumenanteils. Bei der Verbrennung von einem Liter Benzin werden ca. 2,37 Kilogramm CO₂ erzeugt.² Dabei werden nur 18 %3 der chemischen Primärenergie, also 0,43 kg des erzeugten CO2, welches bei der Reaktion entsteht als kinetische Energie für die Fortbewegung genutzt. Elektrisch angetriebene Fahrzeuge können dagegen mit mind. 64 % einen wesentlich höheren Anteil der Energie kinetisch umsetzen.⁴ Der Anteil nicht umsetzbarer Energie besteht aus einer Reihe verlustbehafteter Energiewandlungs- und Übertragungsprozesse und wird als Verlustleistung bezeichnet. Neben den Wärme- und Reibungsverlusten, die von Aggregaten, Generatoren oder dem Kältemittelverdichter verursacht werden, tritt der Fahrwiderstand als ein maßgeblicher Anteil im Verlustfaktor auf. Der Fahrwiderstand liegt sowohl bei Verbrennerfahrzeugen als auch bei den elektrisch betriebenen Fahrzeugen gleichermaßen vor. Da moderne Elektromotoren häufig bereits einen Wirkungsgrad von 95 % besitzen und die übrigen Aggregate in den letzten Jahren weitgehend optimiert wurden, ist bei elektrisch betriebenen Fahrzeugen der Fahrwiderstand häufig die einzige Möglichkeit, um eine signifikante Effizienzsteigerung zu erzielen. Der Fahrwiderstand setzt sich wie in Gleichung 1-1 nach [7] beschrieben aus dem Reibungs-, Beschleunigungs-, Luft- und Steigungswiderstand zusammen.

$$F_W = m_F g f_R + \frac{1}{2} \rho_L c_W A_F v^2 + m_F g * \sin(\alpha) + m_F a$$
 Gleichung 1-1

Darin entspricht f_R dem Rollwiderstandsbeiwert, c_W dem Luftwiderstandsbeiwert, A_F der projizierten Fahrzeugquerschnittsfläche, α der Steigung und m_F der Gesamtmasse des Fahrzeugs. Drei der vier Summanden

¹ Berechnet durch die Abgaszusammensetzung von 12 % CO2 und 1 % sonstiger Treibhausgase nach Sharma et al. [142, S. 2]

² Online-Artikel, Helmholtz, Januar 2020 [148]

³ Vgl. Haupt [136, S. 10]

⁴ In der Literatur finden sich abweichende Angaben zum mittleren Wirkungsgrad von Elektrofahrzeugen: 64 % [140] bis 80 % [139]

des in Gleichung 1-1 beschriebenen Fahrwiderstands enthalten die Masse als Faktor. Lediglich der Luftwiderstand steht durch die Angriffsfläche und der damit zusammenhängenden Größe des Fahrzeugs nur indirekt mit dem Gewicht in Zusammenhang. Auch unter Berücksichtigung der Rekuperation von Elektrofahrzeugen, bei der eine Rückgewinnung des Beschleunigungs- und Steigungswiderstandes mit einem Wirkungsgrad von gut 60 %⁵ möglich ist, bleibt die Masse in jedem Summanden der Fahrwiderstandsgleichung vorhanden. Daher bleibt auch im Zuge der E-Mobilität der Leichtbau ein zentraler Stellhebel, um die Effizienz von Fahrzeugen zu verbessern.

Seit 2012 die erste gesetzliche Verankerung eines Flottengrenzwertes von 140g CO₂ pro km in der EU festgelegt wurde, werden Verstöße mit entsprechenden Bußgeldern bestraft [8]. Dadurch gehen Flottenverbrauch und Fahrzeuggewicht in die betriebswirtschaftliche Kalkulation des Unternehmens ein. Fahrzeuge mit reinen Verbrennungsmotoren besitzen derzeit einen Marktanteil von 59,4 %⁶. Zudem wächst die Nachfrage an schweren Fahrzeugmodellen wie SUVs⁷ stetig⁸. Die Hersteller müssen den Flottengrenzwert weitestgehend ausreizen, damit der Spagat aus Kundenwünschen und Emissionszielen gelingt und so der wirtschaftliche Erfolg gesichert wird. Die Einhaltung der regulatorischen Maßnahmen wird über das WLTP Verfahren geprüft, welches aufgrund realitätsnäherer Messung eine Verschärfung von ca. 20 %⁹ gegenüber der bisherigen NEFZ Messung darstellt. Zudem sieht die Regulatorik eine schrittweise Verschärfung der Ziele von 95 g ab dem Jahr 2021, 80 g ab 2025 und 59 g ab 2030 vor [8]. Da die Produktentwicklungszyklen von Fahrzeugen ca. fünf Jahre betragen, ist eine sukzessive Umsetzung dieser Ziele nicht möglich. Vielmehr ist ein punktgenaues Monitoring sowie die Zielführung des Flottenverbrauches und den damit zusammenhängenden Fahrzeuggewichten erforderlich. Infolgedessen ist das Erreichen des Flottengrenzwertes bereits in der frühen Entwicklungsphase an das Vorhandensein belastbarer Gewichtsdaten gekoppelt. Die Abschätzung von Leichtbaupotenzialen des gesamten Mengengerüsts der Fahrzeugkomponenten unterliegen jedoch in der frühen, konzeptionellen Entwicklungsphase einem hohen Risiko. Erschwerend kommt hinzu, dass durch das neue Messverfahren WLTP auch Innenverkleidungen und Ausstattungskonfigurationen mit in die Betrachtung einbezogen werden. Dies erfordert eine detaillierte Gewichtsprognose dieser Fahrzeugkomponenten. Um die Flottengrenzwerte einzuhalten und gleichzeitig den wirtschaftlichen Erfolg des Unternehmens zu gewährleisten, muss der Leichtbau zunehmend in der Grundauslegung verankert und quantifiziert werden. Gewichtsmehrungen in der späten Entwicklungsphase, z.B. durch funktionale Anforderungen aus der Fahrzeugakustik, führen zunehmend zu Problemen hinsichtlich der Homologation. Aus diesem Grund ist es notwendig ein leichtbaueffizientes Vorgehen in der Grundauslegung, bei der Definition funktionaler Anforderungen und bei der gewichtsneutralen Absicherung konsequent umzusetzen.

⁵ Online Artikel, Heise, März 2019 [147]

⁶ Online Artikel, Tagesschau, Juli 2021 [146]

⁷ Sport Utility Vehicle "SUV" ist einen PKW mit erhöhter Bodenfreiheit und vergrößerter Fahrgastzelle

⁸ Online Artikel, Handelsblatt, August 2021 [145]

⁹ Anspannung gilt gegenüber dem bisherigen Messverfahren NEFZ nach [8]

Der Zielkonflikt von Leichtbau und Akustik

Die synergetische Zielführung von Leichtbau und niederfrequenter Akustik stellt einen zentralen Entwicklungsbaustein dar, um Kundenwünsche, wirtschaftlichen Erfolg und gesetzliche Anforderungen in Einklang zu bringen. Die Fahrzeugakustik trägt insbesondere im Premiumsegment bei vielen Kunden maßgeblich zur Kaufentscheidung bei [9]. Das konventionelle Vorgehen der Auslegung eines akustisch hochwertigen Designs ist jedoch häufig mit gewichtsintensiven Maßnahmen verbunden. Die Auslegung stellt somit einen Konflikt gegenüber dem Leichtbau dar. Um die Regularien des Flottenverbrauches zu erfüllen und gleichzeitig die wirtschaftliche Konkurrenzfähigkeit sicherzustellen, muss das Leichtbau- und Gewichtziel erfüllt werden.

Als Qualitätsmerkmal der niederfrequenten Strukturdynamik haben sich in der Vergangenheit die Admittanz, die globalen Eigenfrequenzen und Eigenmoden sowie die lokaldynamischen Anbindungssteifigkeiten bewährt [10]. Trotz hoher Steifigkeiten und der virtuellen Prognose der Akustik werden immer wieder unvorhergesehene Störphänomene in späten Entwicklungsphasen entdeckt [10]. Als mögliche Ursache kann die fehlende Berücksichtigung des Fluids sowie die Modell-, Daten- und Strukturunsicherheit genannt werden. Eine Verstimmung der Struktur ist aufgrund der sehr eingeschränkten Änderungsmöglichkeiten in der späten Entwicklungsphase meist nur durch die Applikation von Impedanzmassen oder Tilgern möglich.

Das Bestreben nach höherer Steifigkeit geht mit der Zunahme an Gewicht in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase einher. Leichtbausubstitutionen können eine Lösung bezüglich der Anforderung höherer Steifigkeit bei gleichbleibender oder reduzierter Masse darstellen. Die akustische Wirksamkeit von strukturdynamischen Zielen kann allerdings ohne Betrachtung des Fluidverhaltens nicht sichergestellt werden.¹⁰ Zudem wird in der frühen Entwicklungsphase der Grundstein für den Leichtbau gelegt. Leichtbaumaßnahmen, die in dieser Phase eingebracht werden, besitzen durch die Folgeeffekte der Skalierung überproportionale Gewichtseinsparung. Beispielsweise hängt der notwendige Querschnitt der Dachsäulen maßgeblich von der Masse im Unterflur ab, da diese bei einem Überschlag aufgefangen werden muss. Wird das Gewicht von Hochvoltspeicher oder Unterflur frühzeitig reduziert, kann auch die Wandstärke der Säulen reduziert werden. Um den Leichtbau zu optimieren, kann der Ingenieur neben dem Gesamtsystem auch bei den Baugruppen oder den Komponenten separat beginnen. Im Falle der Akustik muss jedoch die Systemidentität sichergestellt werden.

Systemidentität¹¹: Im Leichtbau kann die Systemintegrität aufgehoben werden, ohne die Systemidentität zu verlieren. Folglich lässt sich eine Optimierung der Subsysteme und der Komponenten auf das Gesamtsystem übertragen. Eine Gewichtsersparnis von 300 g an einer Komponente, bedeutet demnach auch 300 g Massereduktion im Gesamtsystem. In der niederfrequenten Akustikauslegung muss die Systemintegrität gewährleistet werden, da ansonsten ein Verlust der akustischen Systemidentität vorliegt.

¹⁰ Neben dem Schalldruck kann auch der taktile Eindruck bei der NVH Auslegung eine Rolle spielen [10]. Die holistische Betrachtung der psychoakustischen Wahrnehmungsphänomene setzt daher die Betrachtung der Struktur und des gekoppelten Fluid-Struktur-Systems voraus. Um den Rechenaufwand der Fluid-Struktur-Kopplung zu vermeiden, werden häufig strukturbasierte Ersatzschallpegel wie z.B. der ERP (equivalent radiated power) verwendet. Da hierbei das Fluid und die entsprechenden Moden vernachlässigt werden, liefert der ERP jedoch nur unvollständige Informationen gegenüber dem Schalldruck [41].

¹¹ Definition Systemintegrität [137, S. 16 ff.]

Einzelne Systembauteile können nur in Ausnahmefällen weggelassen bzw. reduziert betrachtet werden. Dies liegt daran, dass alle Komponenten sowohl über die Struktur als auch über das Fluid zueinander in Wechselwirkung stehen [11]. Die akustische Systemidentität ist folglich nur gewährleistet, wenn Fluid und Struktur vollständig einbezogen werden.

Die Potenziale der Fahrzeugoptimierung sind unter der Voraussetzung strukturbasierter Zielgrößen und konventioneller Bauweisen nach vier Jahrzehnten der Strukturoptimierung erschöpft. Die Gestaltungsspielräume, welche sich aus innovativen Leichtbaumaßnahmen ergeben, eröffnen für den Fahrzeugleichtbau und die Akustikauslegung ein neues Optimierungspotenzial. Dieses Potenzial kann nur im Zuge einer synergetischen Optimierung ausgeschöpft werden. Umgekehrt kann die Integration der akustischen Funktion dazu führen, dass die Umsetzbarkeit von Leichtbaumaßnahmen aufgrund der Kostenvorteile durch Synergieeffekte verbessert wird. Das Auslegungsziel Schalldruck, welches von Insassen unmittelbar wahrgenommen werden kann, bietet hinsichtlich der Ableitung akustischer Maßnahmen eine Effizienzsteigerung. So kann Gewicht und ggf. Steifigkeit dort reduziert werden, wo es keine Verschlechterung oder sogar eine Verbesserung der akustischen Wahrnehmung darstellt.

1.2 Analyse des aktuellen Forschungsumfeldes

Fahrzeugleichtbau und Fahrzeugakustik besitzen eine zentrale Rolle in der Fahrzeugentwicklung. Die Zielführung erfolgt aufgrund der separaten Funktionsverantwortung in den Fachbereichen überwiegend getrennt. Eine synergetische Lösung beider Bereiche ist notwendig, um unter Erhaltung der Systemintegrität ein erfolgreiches Gesamtkonzept zu entwickeln. In diesem Abschnitt soll eine Analyse des Forschungsumfeldes bezüglich des Fahrzeugleichtbaus, der niederfrequenten Fahrzeugakustik und beiden Themen vereint durchgeführt werden. Die Einbeziehung des Optimierungsumfeldes liegt aufgrund der multidisziplinären Funktionsbetrachtung nahe. InTabelle 1.1 werden Begriffe aufgelistet, durch deren Einbeziehung relevante Treffer bei der systematischen Suche erzielt werden konnten.

	Begriffe Literaturrecherche
Leichtbau	lightweight, mass-reduction, light, substitution, multi-material
Niederfrequente	noise-vibration-harshness, nvh, low-frequency, fluid-structure, cavity-noise,
Fahrzeugakustik	vibration-control, acoustic-pressure, noise-protection, sound-insulation, booming,
	humming, sound-package, enclosure, sound-level, acoustic-transfer-vector, atv
Optimierung	multidisziplinary optimization, mdo, objective-function, design-sensitivity, robust-
	optimization, parameter-screening, gauge-optimization

Der Suchbegriff "low-frequency" eröffnet ein sehr breites Feld an Veröffentlichungen hinsichtlich des zugrundeliegenden Frequenzspektrums. Daraus kann abgeleitet werden, dass keine einheitliche Definition der niederfrequenten Fahrzeugakustik hinsichtlich des Frequenzintervalls existiert. Der Einsatz von Schalldämmung und Schalldämpfung mittels Metamaterialien zählt zu den häufigsten Suchtreffern. Diese Maßnahmen sind in dem Frequenzbereich zwischen 20-80 Hz nicht wirksam. Durch den Terminus "booming" anstelle von "low-frequency" können diese Veröffentlichungen vermieden werden und folglich kann eine höhere Trefferquote erzielt werden. Aus einer Vielzahl an Begriffen zur Themenbeschreibung werden "Booming, NVH, Lightweight und Optimization" als grundlegender Terminus für die folgende Literaturanalyse bestimmt. Die Suche erfolgt auf den Websites der Anbieter Google Scholar, Microsoft Academic, World Wide Science, Springer und Science Direct. In Abbildung 1.2 werden die Anzahl an Suchtreffer der getrennten und der gemeinsamen Themensuche dargestellt.



Abbildung 1.2: Überblick der Anzahl an Suchtreffer im Bereich Fahrzeugleichtbau, der niederfrequenten Fahrzeugakustik und der Schnittmenge aus beiden Bereichen

Die Voranalyse der Themengebiete zeigt, dass bei separater Betrachtung beider Bereiche ein weites Feld an wissenschaftlichen Veröffentlichungen existiert. Der Fahrzeugleichtbau ist, unter Ausnahme von "Microsoft Academic", auf allen Plattformen deutlich stärker vertreten als die niederfrequente Fahrzeugakustik. Die Schnittmenge beider Themen vereint, führt zu einer überschaubaren Anzahl an Veröffentlichungen. Die folgende Beschreibung der relevanten Literatur ist in vier verschiedene Abschnitte unterteilt. Im ersten Abschnitt liegt der Schwerpunkt auf synergetischen Methodenentwicklungen von Leichtbau und niederfrequenter Akustik. Anschließend werden anwendungsorientierte Fallstudien des interdisziplinären Bereiches beginnend mit dem Fokus Leichtbau und folgend mit dem Fokus niederfrequente Akustik genannt. Zuletzt werden Veröffentlichungen zum Fahrzeugleichtbau zusammengefasst, welche die Grundlage für den parametrischen Gestaltungsspielraum der multidisziplinären Optimierung darstellen. Die Aufzählung erfolgt nach Relevanz sortiert, beginnend mit der wichtigsten Veröffentlichunge.

Niederfrequente Akustik und Leichtbau – Methodenschwerpunkt

Moroncini et al. veröffentlichen 2010 in [12] eine bei der BMW AG entstandene Arbeit, welche die Akustikauslegung unter Einbeziehung der Gesichtspunkte von Gewicht und Bauraum ermöglicht. Die Methode dient einer Strukturoptimierung in der frühen Designphase und wird mit Ansa, Opticenter und MSC Nastran realisiert. Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der Modellbildung des Balken-Schalen-Modells. Durch die parametrische Darstellung der Balkenquerschnitte können Wandstärken- und Gestaltoptimierung gleichzeitig erfolgen. Für die Anwendung wird eine FRF¹² Analyse mit Standardlastfällen der NVH-Auslegung herangezogen. Die Auswertung erfolgt mittels SOL200¹³ anhand der Zustandsgrößen statischer und dynamischer Steifigkeiten. Im Anwendungsfall konnte eine durchschnittliche Wandstärkenreduktion von 18 % erzielt werden. Weitere Ergebnisse und Studien werden in den Veröffentlichungen [13] und [14] vorgestellt. Darin wird unter anderem eine Optimierung beschrieben, bei der eine Aluminiumsubstitution und anschließend eine NVH Optimierung der Karosserie durchgeführt wird. Das Ergebnis ist eine Gewichtsreduktion von 168,6 kg bei gleichzeitiger Verbesserung der dynamischen Steifigkeit und leichter Verschlechterung der statischen Steifigkeit. Türen, Klappe und Fluid sind in den Untersuchungsmodellen nicht vorhanden.

2012 folgt eine Veröffentlichung in welcher Doke et al. [15] eine ähnliche Methode vorschlagen. Auch hier werden variable Balkenquerschnitte und Wandstärken als Parameter für eine NVH Optimierung unter Gesichtspunkten des Leichtbaus und des Bauraumes in der Konzeptphase beschrieben. Die Optimierungsziele entsprechen ebenfalls den oben genannten statischen und dynamischen Steifigkeiten. Zudem wird das Modal-Assurance-Criteria "MAC" zur Absicherung des virtuellen Modells angewendet. Durch dieses wurde die Übereinstimmung von virtuellem und realem Modell anhand der jeweiligen Modalmatrix nachgewiesen bzw. verbessert.

Böhler et al. [16] beschreiben eine Optimierungsmethodik, um niederfrequente Akustik bis 300 Hz zu verbessern und dabei die Gesichtspunkte des Leichtbaus mit einzubeziehen. Die fünfstufige Methode basiert auf einem CBIW¹⁴. Zu Beginn wird eine Modalanalyse durchgeführt, um erste Erkenntnisse zu gewinnen und die Plausibilität des Modells zu überprüfen. Danach werden mithilfe der Übertragungsfunktionen Frequenzen ermittelt, in welchen Bereichen der Body-In-White "BIW" besonders empfindlich reagiert. Nach der Definition der Flächenbereiche wird eine Flächenbeitragsanalyse für die betroffenen Frequenzen durchgeführt. Im Polardiagramm lassen sich die Partizipationsfaktoren darstellen und eine Schwachstellenanalyse durchführen. Nach einer Strukturmodifikation an den Schwachstellen beginnt das Verfahren von vorne. Aufgrund der Komplexität ist immer nur Fokus auf eine bestimmte Frequenz möglich. Auf diese Weise wird eine Designoptimierung eines Aluminiumdaches durchgeführt. Zudem beschreiben Böhler et al. die Substitution eines Stahlschwellers durch einen Schweller in Aluminiumbauweise. Durch die Substitution ist neben der Gewichtsreduktion eine deutliche Reduktion der Teileanzahl möglich. Als akustisches Auslegungsmerkmal nennt er bei dem 12,9 kg leichteren Modell die Anhebung der ersten Torsionseigenfrequenz um 1,6 Hz. Zudem ist durch

¹² Frequency Response Function "FRF" bzw. Übertragungsfunktion beschreibt die mathematische Beziehung zwischen Eingangs- und Ausgangssignal eines dynamischen Systems.

¹³ SOL200 ist ein in NASTRAN implementiertes analytisches bzw. semianalytisches Lösungsverfahren zur Berechnung von Parametersensitivitäten und zur Durchführung gradientenbasierter Optimierungen. Weiterführende Informationen in [82].

¹⁴ Closed-Body-In-White-Modell "CBIW" ist ein FE-Modell, bei dem die Rohkarosserie inklusive der Anbauteile wie Türen und Heckklappe modelliert werden. Die Kavität des Innenraums ergibt sich folglich aus der geschlossenen Struktur.

Kleben und Stanznieten eine Erhöhung der Dämpfung möglich. Eine Optimierung auf luftschallbasierte Zielgrößen kann der Veröffentlichung trotz des CBIW-Modells nicht entnommen werden.

Ein Ähnliches Vorgehen beschreiben Britto et al. [17], die im Auftrag von Renault-Nissan das NVH-Verhalten einer Leichtbaukarosserie kostenoptimiert weiterentwickeln. Hierbei sollen Brummgeräusche bei hohen Motordrehzahlen zwischen 100 und 200 Hz verbessert werden. In einer Ursachenanalyse an Real- und CAE-Modell nutzt die Gruppe Modalanalyse, Betriebsschwingformen, Eingangsimpedanzen und Transferfunktionen. Bei den abgeleiteten Maßnahmen wird Schwingungtilgern eine leichtbaugerechte Wandstärkenanpassung beschrieben.

Mochihara et al. [18] beschreiben einen Bedarf an leistungsfähigeren Leichtbaukomponenten, die den Anforderungen von NVH und Systemzuverlässigkeit gerecht werden. Dazu wird eine Methodik vorgestellt, bei der ein Mehrkörpersimulationsmodell für eine multidisziplinäre Optimierung genutzt wird. Die Methodik dient der Grundauslegung einer Basisstruktur mit kleinstmöglichem Gewicht. Die Validierung ist anhand eines Vierzylindermotors vorgenommen worden.

Eine Forschungsgruppe, welche von der Ford-Motor-Company finanziert wird, schlägt in einer 2008 erschienen Veröffentlichung [19] die Nutzung von Sensitivitätsindizes zur effizienten Ermittlung von Wandstärkenänderungen im Sinne von Leichtbau und NVH vor. Hierbei wird je nach Größe der Änderung die Tangenten- oder die Sekantenmethode angewendet. So sind auch innovative Strategien zur Materialsubstitution ableitbar. Eine Anwendung erfolgt mittels der Zustandsgröße der Formänderungsenergie. Der Zusammenhang mit NVH-relevanten Eigenschaften wird nicht weiter erläutert. 2009 erscheint eine weitere Beschreibung der Forschungsinhalte [20]. Die Herleitung der Sensitivitätsindizes anhand einer Balkenstruktur mit den Zielfunktionen des Massenträgheitsmomentes und der Biegegleichung wird beschrieben. Außerdem erfolgt eine Bestimmung der Indizes bezüglich kritischer Eigenmoden. Durch die Methode können Querschnitte identifiziert werden, welche sich für eine Wandstärkenänderung oder eine Materialsubstitution eignen. In den Studien an einer Fahrzeugstruktur zeigt sich ein Leichtbaupotenzial von 24 % für eine Stahl-Aluminium-Substitution.

Leichtbau geht aufgrund der verschiedenartigen Materialen und Verbunde auch häufig mit höheren Dämpfungswerten einher. Diese Dämpfung kann einen positiven Effekt gegenüber der niederfrequenten Fahrzeugakustik darstellen. Bis heute existiert jedoch kein universell einsetzbarer Ansatz, um realistische Strukturdämpfung bei der Berechnung von FE-Modellen zu berücksichtigen [21]. Dies ist eine Forschungslücke, welche im Zuge dieser Arbeit nicht behandelt werden soll. Die entsprechenden Veröffentlichungen sind daher von der Analyse des Forschungsumfeldes ausgenommen.

Niederfrequente Akustik und Leichtbau - Anwendungsschwerpunkt

Da besonders im größten Wachstumsmarkt China die vorwiegende Kundenpräferenz zu maximal reduzierten Fahrgeräuschen herrsche, beschäftigen sich Gu et al. [22] mit der Wechselwirkung von Akustikauslegung und Leichtbaustrategien. Letztere könnten ggf. zu NVH-Problemen führen, die potenziell schwer zu beheben sind, da diese Probleme die grundlegende Konstruktion der Karosseriestruktur betreffen. Verschiedene Systeme und Subsysteme besitzen komplexe Wechselwirkungen zueinander. Daher wachse auch mit zunehmender Relevanz von Leichtbaumaßnahmen die Notwendigkeit einer synergetischen Auslegung. Als Qualitätsmerkmal von NVH-Eigenschaften wird hier eine hohe Torsionssteifigkeit der Karosserie genannt. Neben Gestaltoptimierung und Wandstärkenreduktion werden neue Technologien vorgestellt. Hierzu gehören Flüssigacryl Strukturschalldämpfung anstelle schwerer Bitumenbeläge, welche im Test auch Wirksamkeit im niederfrequenten Bereich 20-80 Hz zeigen.

Bei einem von Renault-Nissan-Mitsubishi durchgeführten Zukunftsprojekt sollte bereits 2008 ein Auto entworfen werden, welches 2025 die Emissionsziele mit konventionellem Verbrennungsmotor erfüllt. Dazu wurde für einen Kleinwagen eine Gewichtsreduktion von 400 kg erzielt. Zhang [23] beschreibt in einer NVH-Veröffentlichung zu diesem Projekt, dass die klassischen, passivakustischen Lösungen nach jahrzehntelangen Bemühungen erschöpft sind und zukünftig nur noch innovative Materiallösungen und aktive Systeme die Zielerreichung gewährleisten können. Für einen Frequenzbereich bis 50 Hz ist das BIW-Design inkl. neuer Materialien ausschlaggebend für die globaldynamische Steifigkeit und damit auch für die akustischen Eigenschaften. Zwischen 50 und 250 Hz ist ANC die effizienteste Lösung, um Fahrbahn- und Motorgeräusche inkl. Wummern zu verbessern. Außerdem werden Hohlraumkonzepte mit porösen Absorbern zur Verbesserung der Luftschallabsorption vorgeschlagen. Durch Aluminium-Strukturknoten und FVK-Doppelwandböden wird die dynamische Steifigkeit der ersten Torsionsmode um 20 % erhöht. Der Prototyp zeigt keine Leerlaufvibrationen und eine erfolgreiche Schallreduktion für mittel- und niederfrequente Akustik durch ANC. Auffällig sind jedoch hohe Empfindlichkeiten bezüglich der Vibrationen. Aktive Maßnahmen sind bei aktuellen Fahrzeugen relativ einfach umzusetzen. Dazu gehören neben dem ANC¹⁵, AVC¹⁶ und ACM¹⁷. Innovative, passive Maßnahmen bedürfen jedoch tiefgreifende Änderungen im Herstellungsprozess.

Die Entwicklung eines leichtbaugerechten Sound-Packages wird von Zhang in [24] detailliert beschrieben. Doppelwandböden und multifunktionelle Sandwichstrukturen aus mehreren Schichten, sollen eine Funktionsintegration von Außenhaut, Innenverkleidungen und Querträgern in einem Bauteil ermöglichen. Cameron bestimmt in [25] die NVH-Eigenschaften einer integrativen Dachstruktur im gekoppelten Fluid-Struktur-Modell für mittelfrequente Fahrzeugakustik. Bei gleichbleibenden Akustikeigenschaften kann so eine Gewichtsreduktion der betrachteten Bauteile von 80 % erzielt werden.

Mehrere Untersuchungen zu akustischen Optimierungen veröffentlichen Olatunbosun et al. [26, 27, 28]. Hierbei handelt es sich um strukturdynamische Optimierungen an der Karosserie unter Berücksichtigung des Leichtbaus. Die Zustandsgrößen der Optimierung sind die Eingangsimpedanzen, die Übertragungsmobilität und die modale Mobilität. 2011 wurden Fallstudien zu einem Liefer- und zu einem Sportwagen veröffentlicht [26, 27, 28]. Im ersten Schritt wird das Gewicht durch Wandstärkenreduktion verringert. Bereits durch die

¹⁵ "Active-Noise-Cancelling" aktive Geräuschunterdrückung durch Antischall (Fluid).

¹⁶ "Active-Vibration-Cancellation" aktive Strukturschallauslöschung durch Antischall (Struktur).

¹⁷ "Active-Control-Mount" aktive Lager zur Entkopplung von Aggregaten oder Motoren.

Leichtbauoptimierung werden deutliche Verbesserungen der Eingangsimpedanzen an Motorlagern und Federungssystem erreicht. Lokale Resonanzmoden der Seitenwände können durch geeignete Flächenverprägungen und ein neues Design der Tragstruktur verbessert werden. Im Falle des Lieferwagens ergibt sich so eine Gewichtseinsparung von 10 % bzw. 15 % bei größerem Transportvolumen.

Bankar [29] veröffentlicht 2017 eine Arbeit, in der motorangeregte Schwingungen in einem Leichtbaufahrzeug verbessert werden. Durch eine Aluminium- und Magnesiumsubstitution des Motorträgers und einer Gestaltoptimierung werden die Leichtbauziele erfüllt. Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der strukturdynamischen Auslegung von Motorlager und Motorträger. Dazu gehört die Bewegungs- und Kraftisolation des Motors zur Vermeidung von Resonanzen des Montagesystems und deren Transmission in die Karosserie.

In [30] wird in Zusammenarbeit mit Hyundai für das Bodenblech eines Fahrzeugs eine Gewichtsreduktion von 20 % bei gleichzeitiger Verbesserung der Strukturantwort erreicht. Hierbei wurde eine Strukturoptimierung durchgeführt und die Dämpfungsbeläge sowie Innenverkleidung optimiert. Die Optimierung wurde anhand eines Prototyps validiert. Ein akustischer Einfluss zeigt sich erst ab 200 Hz. Zwischen 20 und 80 Hz ist die Schalldruckkurve trotz der Gewichtsreduktion unverändert gegenüber dem Referenzmodell.

Mit der Umsetzung des Multi-Material-Lightweight-Vehicle-Projektes "MMLV" hat Ford und Magna ein Großprojekt durchgeführt, bei dem die Auswirkungen von Leichtbaumaßnahmen auf die gesamte Produktentwicklung geprüft werden sollten. Gur et al. [31] stellen 2012 in einer Veröffentlichung, Studien zu unterschiedliche Scheibenmaterialien und deren Einfluss auf Gewicht und NVH vor. Durch Materialsubstitution ist ein Leichtbaupotenzial von 30-40 % gegenüber herkömmlichen Scheiben zu realisieren. 2019 folgt eine Veröffentlichung zur akustischen Auslegung eines Prototyps [32]. Für den Frequenzbereich zwischen 400-10.000 Hz wurde ein Leichtbau-Sound-Package durch den Einsatz innovativer Akustiktechnologien und mithilfe der statistische Energieanalyse entwickelt. Für den Frequenzbereich zwischen 10 und 400 Hz nutzte die Gruppe ein CBIW inkl. Innenverkleidungen, Sitze und Fluid zur Auslegung des Schallpegels. Der Vergleich des Berechnungsmodelles gegenüber dem Realmodell zeigt Abweichungen der Schalldruckkurve. Ohne einen Abgleich mit experimentellen Daten ist die niederfrequente Auslegung nicht möglich. Durch hochfeste Stähle, Magnesium- und Aluminiumlegierungen konnte eine Gewichtsreduktion von 23,3 % erzielt werden.

Beim Fokus auf die erreichten Leichtbauziele werden in der globalen Struktur Gewichtspotenziale zwischen 10-20 % erzielt, während einzelne Komponenten bis zu 80 % leichter werden. Eine klare Abgrenzung zeigt sich bei der Vorgehensweise gegenüber den methodenorientierten Ansätzen, da bei den anwendungsorientierten Leichtbausubstitutionen häufig ein Vorgehen nach dem Trial-and-Error-Prinzip gewählt wird. Das bedeutet, dass eine neue Bauweise umgesetzt wird und erst im Nachhinein eine akustische Absicherung durchgeführt wird. Ursache hierfür ist, dass sich durch die Vielfalt an Leichtbautechnologien das Gestaltungspotenzial schwer in die Modelle implementieren lässt. Eine geeignete Schnittstellenkommunikation zwischen der virtuellen Auslegung und leichtbaugerechten Umsetzungen wird im Zuge der Recherche nicht gefunden.

Leichtbaupotenziale im Gesamtfahrzeug

Da alle an das System gekoppelten Massen für das strukturdynamische Verhalten im niederfrequenten Bereich potenziell relevant sind, können sie auch für eine Akustikabstimmung genutzt werden. Leichtbau ist somit nicht nur ein Selbstzweck, sondern ermöglicht auch Maßnahmen in der akustischen Grundabstimmung. Um unter Berücksichtigung von Kosten und Umsetzbarkeit einen sinnvollen Gestaltungsraum zu generieren, werden im Folgenden Leichtbaupotenziale im Gesamtfahrzeug aufgezeigt.

Durch den ℓ /kg-Wert können Änderungskosten bei der Produktion, dem Materialwert und der Auslegung sowie Absicherung zusammengefasst werden. Im Zuge des Multi-Material-Lightweigt-Prototype-Vehicles (MMLV) wurden in einem Bericht von Mascarin et al. [33] die Kosten ermittelt, die eine Gewichtsreduktion von 40-45 % verursachen. Die Subkomponentengruppen wurden hinsichtlich unterschiedlicher Leichtbaugrade in zwölf Szenarien aus Stahl-, Aluminium- und Multimaterialbauweise untersucht. Für einen Leichtbaugrade von 40-45 % beträgt der Kostenaufwand umgerechnet (Umrechnungskurs 2015) 8,19 ℓ /kg. Bei 10 % Gewichtseinsparung des Gesamtfahrzeugs nennt Hirsch [34] einen Kostenaufwand zwischen 1,05 ℓ /kg und 2,83 ℓ /kg (Umrechnungskurs 2015). In einer weiteren Studie aus dem Jahr 2014 wird mit 38 Projektpartnern darunter sieben OEMs analysiert, welche Kostenauswirkungen sich durch möglichen Leichtbauszenarien am BIW ergeben [35]. Demnach sind für Stahl-Leichtbau Kosten von <2,5 ℓ /kg bei einer Gewichtseinsparung von bis zu 19 % zu kalkulieren. Aluminiumsubstitution und Stahlleichtbau können kombiniert zu einer 27 %igen Reduktion des Gewichtes führen. Dies kann bei einem Preis von <5 ℓ /kg realisiert werden. In der Klasse der High-Tech-Materialien, zu welchen bestimmte Aluminium- und Magnesiumlegierungen gezählt werden, führen Investitionen von bis zu 10 ℓ /kg zu Gewichtsersparnissen von bis zu 39 %.

In einer Studie von Drucker Research [36] aus dem Jahr 2012 wurde anhand einer Auswahl von 57 Fahrzeugen aus fünf verschiedenen Segmenten eine Bewertung des Potenzials von Aluminiumsubstitution an 39 Subsystemen durchgeführt. Aus der systematischen Auswertung der Leichtbaupotenziale ergibt sich eine mögliche Reduktion des Gesamtgewichts von 140 kg. Hierbei entfallen 69 kg auf die Antriebskomponenten, 37 kg auf das Fahrwerk und die Federung, sowie 26 kg auf die Karosserie.

Tisza [37] beziffert das Leichtbaupotenzial durch Aluminiumsubstitution in einem 2018 erschienen Beitrag auf 30-50 %. Die höchsten Leichtbaupotenziale liegen demnach in BIW, gefolgt von Fahrwerk und Federung sowie der Innenausstattung. Klappen und Türen folgen an vierter Position mit 11 % Leichtbaupotenzial. Neben den Verarbeitungsvarianten werden unterschiedliche Legierungen, Kosten, Fügetechnologien und Crashsowie Betriebsfestigkeit in die Betrachtung miteinbezogen.

Modi et al. [38] untersucht in einer 2016 veröffentlichten Studie fahrzeugspezifische Bauteile, die sowohl hohes Leichtbaupotenzial als auch hohes Änderungspotenzial hinsichtlich neuer Technologien besitzen. Die Umfrage mit 16 OEMs deckt segmentübergreifend 42 % des US-Amerikanischen Marktes ab. In der Klasse der Subkomponentengruppen besitzen Klappen und Türen die höchste Relevanz für eine Substitution. Gefolgt von dem BIW und allen ungefederten Massen. Auf Komponentenebene werden für Kotflügel, Motorhaube, Vordertüren, Gepäckraumdeckel sowie A- und B-Säule eine hohe Priorität festgestellt. Unterteilt in 5 %, 10 %

oder 15 % Gewichtseinsparung wird die Fokussierung auf die Materialität anhand der Türen und Klappen dargestellt. Stahlsubstitutionen können demnach bei 5 %-Zielen eine geeignete Strategie darstellen. Für höhere Leichtbauziele besitzt Aluminium den höchsten Planungsanteil für künftige Substitutionen. Für 10 % und 15 % leichtere Komponentenziele sind Magnesium, Faserverbundbauteile sowie Hybridbauteile wichtige Substitutionsmaterialien. Im BIW steht die Design Optimierung für alle Zielstufen im Fokus der Änderungsmaßnahmen. Gefolgt von hochfesten und ultrahochfesten Stählen. Aluminiumsubstitution sowie FVK spielen nur bei 15 %-Zielen eine Rolle. Der industrielle Änderungsaufwand und die materialspezifischen Eigenschaften werden zudem beschrieben und in den Ergebnissen berücksichtigt. Eine darauf aufbauende Studie [39] des "Center for Automotive Research" fokussiert 2016 die Umsetzung möglicher Leichtbausubstitutionen an Klappen und Türen. Bei der Betrachtung wurden alle funktionsrelevanten Bauteile inkl. Scharniere mit einbezogen. Durch eine integrative Multimateriallösung und die entsprechenden Herstellungsverfahren sowie der Fügetechnik können demnach Gewichtsreduktionen von bis zu 65 % realisiert werden. Eine andere Betrachtung metallischer Leichtbausubstitutionen im Gesamtfahrzeug wurde 2014 im Zuge einer Studie des Fraunhofer ISI [40] veröffentlicht. Demnach liegt ein Einsparungspotenzial von 33 % des Gesamtgewichtes vor. In der von Agreli et al. [41] durchgeführten Fallstudie zur akustikgerechten Gestaltung von Leichtbautüren werden 2018 umfangreiche NVH-Test durchgeführt. Die zugrundeliegenden Leichtbaumaßnahmen sind geringere Wandstärken und der Einsatz hochfester Stähle. Für verschiedene Abrollszenarien und instationäre Anregungen wird anhand der Transferpfade eine akustische Optimierung vorgenommen.

Zusammenfassung und Bewertung des Forschungsstandes

Definiert als Methodenschwerpunkt finden sich Ansätze, welche Leichtbaupotenziale mit entsprechenden Auslegungsmethoden der niederfrequenten Fahrzeugakustik identifizieren. Die Bewertung der Akustik erfolgt zumeist bezüglich konkreter Änderungsmaßnahmen, wie der Wandstärke oder dem Material. In der letztgenannten Veröffentlichung von Prater et al. [20] werden Sensitivitätsindizes einbezogen. Diese geben kein konkretes Ziel nach dem Nominalwertprinzip vor, sondern eine Richtung, mit der eine Eigenschaft verändert werden sollte. Dieser Ansatz bietet den Vorteil, dass Leichtbauziele flexibler umsetzbar werden. Dadurch besteht eine höhere Chance innovative Leichtbausubstitutionen im Produktentwicklungskontext verwirklichen zu können. Aufgrund der Vielzahl von neuen Komponentenanforderungen sind innovative Leichtbaumaßnahmen häufig mit einem hohen Umsetzungsrisiko verbunden. Bei entsprechenden Komplikationen, werden während der Produktentwicklungsphase Kompromisse getroffen. Wenn die Möglichkeit einer teilweisen Potenzialausschöpfung bereits in der akustischen Grundauslegung berücksichtigt wird, sinkt das Risiko, dass die strukturdynamischen Ziele dadurch verfehlt werden. Die Vorhersagbarkeit von Sensitivitäten auf Basis der Sekantenmethode, wie sie in [19] vorgeschlagen wird, ist jedoch insbesondere bei mehreren Parametern aufgrund Nichtadditivität und Nichtlinearität der vibroakustischen Zielfunktion nur eingeschränkt möglich. Der Vorteil der Sekantenmethode ist, dass mit nur zwei Berechnungen ein globaler Sensitivitätsindex generiert werden kann. Sollte dies für einen validen Sensitivitätswert nicht ausreichen, müssten mehr Berechnungen durchgeführt werden. Eine Vielzahl an Berechnungen ist durch den von Moroncini et al. [12] und Doke et al. [15] vorgeschlagenen Ansatz der Erstellung eines Balken-Schalenmodells möglich. Wie auch in den übrigen Veröffentlichungen basiert die akustische Bewertung in den genannten Arbeiten auf strukturdynamischen Ersatzgrößen, wie der statischen und globaldynamischen Steifigkeit. Erst durch die Einbeziehung der Fluiddynamik, kann die akustisch wahrnehmbare Zielgröße des Schalldrucks berechnet werden. Strukturelle Maßnahmen, die durch eine Schalldruckberechnung begründet werden, sind aufgrund der unmittelbaren Wahrnehmbarkeit die effizienteste Lösung der akustischen Auslegung [42]. Die Effizienz der Auslegungszielgröße ist ein zentraler Baustein für leichtbaugerechte Auslegung. Voraussetzung für die Schalldruckauslegung ist ein CBIW-Modell wie es von Böhler et al. [16] und Britto et al. [17] vorgeschlagen wird. Neben der geschlossenen Struktur ist die Einbeziehung des Fluids notwendig, wodurch Modellgröße und Berechnungsaufwand steigen. Zusammenfassend lassen sich die wesentlichen Herausforderungen der vorgestellten Arbeiten in dem Berechnungsaufwand des Modells, der akustischen Wahrnehmbarkeit der Zielgröße und der hohen Streuung von Schalldruckprognosen festhalten.

Die Veröffentlichungen zum Anwendungsschwerpunkt umfassen konkret umgesetzte Leichtbaumaßnahmen, welche akustisch abgesichert oder ausgelegt werden. Allgemeingültige Maßnahmen existieren im Auslegungskontext strukturbasierter Zielgrößen der statischen und dynamischen Steifigkeit. Akustisch wirksam und damit durch Luftschall begründbar existieren nur für das jeweilige Fahrzeugderivat individuelle Maßnahmen. Maßnahmen, die anhand des Schalldrucks ausgelegt werden, finden sich lediglich im MMLV-Projekt [32]. ANC ist als zusätzliche Hardwarekomponente die einzige allgemeingültige Maßnahme zur Verbesserung der Akustik. Wird die passivakustische Auslegung dabei vernachlässigt, können laut Zhang et al. [23] akustische Störphänomene auftreten, die sich durch ANC nicht mehr korrigieren lassen und potenziell schwer behebbar sind. Zudem könne ANC dazu führen, dass der Fokus der Sinneswahrnehmung bei geringerem Geräuschpegel auf die Vibrationen gerichtet wird. ANC kann also nur in Kombination mit AVC und ACM eine vollumfängliche Lösung darstellen. Durch ANC ergibt sich keine Veränderung der niederfrequenten, akustischen Strukturanforderungen und somit auch kein Leichtbaupotenzial. ANC kann eine zusätzliche Verbesserung des Innenraumgeräusches darstellen, ersetzt aber nicht die passivakustische Auslegung.

Die Studien der Leichtbaupotenziale im Gesamtfahrzeug analysieren, abhängig von der Investitionsbereitschaft und den Emissionszielen, welches Maß an Leichtbaupotenzial in der Fahrzeugentwicklung sinnvoll wäre. Wirtschaftlich sinnvoll ist die Investition in den Leichtbau, da sich bei Nichteinhaltung der Emissionszielen sensible Geldstrafen durch die Gesetzgebung ergeben. Je mehr Funktionen die Leichtbaumaßnahme integrieren kann, desto Kosteneffizienter wirkt sie sich für das Gesamtsystem aus. Die synergetische Auslegung von Leichtbau und niederfrequenter Akustik ist daher auch aus betriebswirtschaftlicher Sicht sinnvoll. In Zeiten der Elektromobilität behält das Fahrzeuggewicht einen hohen Stellenwert, da Reichweite und Effizienz davon abhängen. Dennoch ist eine geringere Investitionsbereitschaft gegenüber dem Leichtbau ubsehbar, da für Elektrofahrzeuge keine Strafzahlungen fällig werden. Eine Umsetzung der Leichtbaupotenziale, welche in den zuvor genannten Studien mit entsprechenden €/kg-Werten versehen werden, wird sich daher auf einen geringeren Umfang belaufen. Für die folgende Arbeit werden daher leichtbaubedingte Gestaltungsspielräume von 10-15 % angenommen. Besonders bzgl. der Klappe und den Türen könnte das in [39, 41] beschriebene Leichtbaupotenzial gegenüber der niederfrequenten Akustik einen Synergieeffekt darstellen, da diese Bauteile häufig als akustisch relevant auftreten. Die Erkenntnisse aus der Analyse und Bewertung des Forschungsumfeldes stellen die Basis dar, um im Folgenden die Zielsetzung festlegen zu können.

1.3 Zielsetzung und methodisches Vorgehen

Die Anteile des Fahrzeuggewichtes, welche auf die Auslegung niederfrequenter Akustik zurückzuführen sind, können wie in Abbildung 1.3 dargestellt drei verschiedenen Ursachen zugeordnet werden. Mit der gestrichelten Linie wird die Menge an Gewichtszuwächsen gegenüber den Fahrzeugentwicklungsphasen schematisch aufgetragen. Das Flächenintegral soll folglich die Gesamtmasse darstellen, welche durch die akustischen Maßnahmen in das Fahrzeug eingebracht wird.



Abbildung 1.3: Schematische Darstellung der akustikbedingten Gewichtsmehrungen im Fahrzeugentwicklungsprozess

Aufgrund der strukturbasierten Zielgrößen der virtuellen Auslegung erfolgt in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase der höchste Gewichtszuwachs. Dieser ist insbesondere auf die Anforderung hoher globaler Karosseriesteifigkeit zurückzuführen. In der funktionalen Auslegung von Crash, Betriebsfestigkeit oder der Fahrdynamik sind die Ziele weitestgehend von dem Fahrzeuggewicht abhängig. Es ergibt sich ein Gewichtszuwachs, welcher von der akustischen Auslegung indirekt verursacht wird. Dieser Skalierungseffekt lässt sich häufig erst im Laufe der Entwicklung und Absicherung feststellen und tritt daher verzögert ein. In der späten Produktentwicklungsphase werden häufig unvorhergesehene akustische Störphänomene festgestellt [10]. In dieser Phase existieren allerdings sehr begrenzte Möglichkeiten für Strukturänderungen. Die Fahrzeugverstimmung erfolgt daher durch die Applikation von Tilgern oder Impedanzmassen in Bereichen in denen noch Bauraum vorhanden ist. Diese Positionen sind meist nicht ideal geeignet und stellen daher keinen effizienten Einsatz von Massen zur Fahrzeugverstimmung dar.

Die in Abbildung 1.3 dargestellte Zielkurve soll in der frühen Phase dadurch erreicht werden, dass ein reduzierter Gewichtszuwachs aufgrund der effizienteren, schalldruckbasierten Auslegung umgesetzt wird. So kann die Forderung nach einer hohen Karosseriesteifigkeit, welche entsprechende Gewichtsaufwände und keine unmittelbare Verbesserung der Akustik darstellt, vermieden werden. Hierdurch ergibt sich auch die Reduktion der gewichtsspezifischen Skalierungseffekte. Sollte das Schalldruckziel nicht erreicht werden, sollen gewichtsneutrale Stellhebel zur akustischen Fahrzeugverstimmung eingesetzt werden. So kann ein Gewichtszuwachs auch in der späten Entwicklungsphase vermieden werden.

Der Erfolg der virtuellen Auslegung und Optimierung hängt maßgeblich davon ab, ob sich die Gestaltungspotenziale auf Basis der Parameter beschreiben lassen. Innovative Leichtbaumaßnahmen zeichnen sich durch vielfältige Substitutionsmöglichkeiten aus. Im Zuge dieser Arbeit muss daher eine Parametrisierung entwickelt werden, die eine geeignete Schnittstellkommunikation ermöglicht. Diese muss sowohl strukturdynamische Funktionsziele als auch die Handlungsempfehlungen für den Leichtbau beschreiben können.

Die Parameterkonstellationen des Modells sollen anhand einer Zustandsgröße bewertet werden. Die Schwingungsamplituden und -geschwindigkeiten der Komponenten, welche an der Kavitätsaußengrenze in Normalenrichtung wirken, sind nicht allein ausschlaggebend für den Schalldruck im Innenraum. Folglich stellt neben der lokalen und globalen Steifigkeit auch die Admittanz, kein effizientes Auslegungsziel dar. Die Objektivierbarkeit der akustischen Wahrnehmung durch eine entsprechende Zustandsgröße und die Berechnung dieser in einem geeigneten Modell ist eine der Zielstellungen dieser Arbeit.

Gur et al. [32] beschreiben, dass sich aus den schalldruckbasierten Auslegungen eine höhere Unsicherheit ergibt. Zudem existiert während der Fahrzeugentwicklung ein Gestaltungspielraum, der zu Abweichungen der geplanten Ziele führen kann. Dies verdeutlicht die Notwendigkeit, einer leichtbaugerechten Absicherungsmaßnahme. Die Zielstellung soll im Folgenden genauer beschrieben werden.

Akustische Stellhebel für höhere Flexibilität in späten Produktentwicklungsphasen

In der Vergangenheit wurden im Zuge der akustischen Absicherung, häufig masseintensive Maßnahmen zur Verstimmung genutzt. Die Berücksichtigung der Fluiddynamik und die Auslegung des Schalldrucks wird, aufgrund der höheren Unsicherheit, die Absicherungsproblematik weiter verschärfen. Andererseits ist durch schalldruckbasierte Zielgrößen eine präzisere Prognosefähigkeit von Störphänomen möglich, da der Schalldruck unmittelbar wahrgenommen wird. Eine Möglichkeit, um diesen Konflikt aufzulösen, wäre die Quantifizierung der Unsicherheiten im System. Der Gestaltungspielraum während der Fahrzeugentwicklung, der einer der maßgeblichen Unsicherheitsfaktoren gegenüber der Grundauslegung darstellt, basiert aber auf komplexen Entscheidungsprozessen im Unternehmen. Diese lassen sich nicht oder nur unter sehr hohem Aufwand quantifizieren. Anstelle der Quantifizierung der Unsicherheit, sollen eine gewichtsneutrale, akustische Verstimmbarkeit durch festgelegte Stellhebel erreicht werden. Dieser neue Ansatz soll angelehnt an das in Abbildung 1.4 dargestellte V-Modell prozessual eingegliedert werden. Eine detaillierte Beschreibung des V-Modells kann [43, 44] entnommen werden. Bei dem Vorgehensmodell wird linksseitig die Entwicklungsphase und rechtsseitig die Absicherungsphase dargestellt. Ausgehend von der Anforderungsanalyse in der Systemebene folgt mit den tieferen Ebenen eine zunehmende Detaillierung des Produktes. Jeder der Prozessbausteine ist an einen entsprechenden Meilenstein gebunden und die Entwicklungsschritte werden dem gegenüberliegenden Absicherungsprozess zugeordnet.



Abbildung 1.4: Prozessbild V-Modell inkl. Eingliederung der Prozessbausteine für die flexible Produktentwicklung; Darstellung V-Modell angelehnt an Meier [44]

Welche akustischen Stellhebel im Zuge der Grundauslegung aktiviert werden sollen, wird durch die Anforderungsanalyse festgelegt. Da die akustische Identität durch Erhalt der Integrität bei der Akustikauslegung gewährleistet sein muss, ist eine Aktivierung der Kontrollparameter auf der Ebene des Systemdesigns notwendig. Die daraus hervorgehenden Komponentenziele werden in den Folgeschritten des Subsystem- und Moduldesigns umgesetzt. Im Zuge des Integrationstests kann bei einer Abweichung von dem ausgelegten Schalldruck eine Verstimmung an den Stellhebeln vorgenommen werden. Der Stellhebel, an welchem eine akustische Aktivierung erfolgen soll, bezieht sich auf eine konkrete, änderbare Komponenteneigenschaft. Bei der Wahl dieser Komponenten ist zu berücksichtigen, dass durch eine Variation zwar die Akustik, aber im Sinne des Leichtbaus nicht das Gewicht verändert werden sollte. Somit ist ein Ziel, Komponenten zu identifizieren, an welchen das Fahrzeug im Integrationstest akustische Netelhebel ist, dass die Modifikationsfähigkeit bei entsprechend geringem Aufwand und niedrigen Kosten in der späten Entwicklungsphase des Integrationstests gegeben sein soll.

Methodenbausteine der Leichtbau-Akustik-Optimierung

Bei der Entwicklung einer Methode, welche eine Synergielösung von Leichtbau und niederfrequenter Akustik ermöglicht, muss sowohl der Auslegungs- als auch der Absicherungsprozess berücksichtigt werden. Bauteile, welche sowohl Akustik als auch Leichtbau beeinflussen, sollen im Zuge einer synergetischen Zielführung optimiert werden. Zur Intensivierung des Leichtbaugrades ist zudem eine Identifikation aller Bauteile mit Leichtbaupotenzialen notwendig. Dazu gehören folglich die Bauteile mit Leichtbaupotenzial, welche keinen Einfluss gegenüber der Akustik besitzen und diejenigen, welche in die synergetische Optimierung eingehen. Auf Basis eines gegebenen Gestaltungsraumes soll der Einfluss der relevanten Komponenteneigenschaften für den Leichtbau gegenüber der Akustik bewertet werden. Die Untersuchung muss unter Berücksichtigung der akustischen Systemidentität am generischen Fahrzeugmodell (Abbildung 5.1) durchgeführt werden. Die Ergebnisse, sollten komponentenspezifische Ziele darstellen, aus welchen sich eine eindeutige Handlungsempfehlung ableiten lässt. Um dies zu realisieren, wird ein mehrschrittiger Prozess entwickelt, dessen Methodenbausteine durch Abbildung 1.5 in der entsprechenden Reihenfolge dargestellt werden.



Abbildung 1.5: Sequenzielle Einordnung der Prozessbausteine zur synergetischen Optimierung

Der Einfluss aller Parameter hinsichtlich der Akustik und dem Leichtbau soll im ersten Schritt durch ein globales Screening bzw. eine Sensitivitätsbewertung ermittelt werden. Mithilfe der korrespondierenden Parameter sollen dadurch Bauteile identifiziert werden, die ohne Berücksichtigung der Akustik leichtbauoptimiert werden können und Bauteile, welche einer synergetischen Zielführung unterzogen werden müssen. Die Leichtbauoptimierung ohne eine Berücksichtigung der akustischer Zielführung, setzt voraus, dass von den Änderungen im gesamten Gestaltungsraum kein signifikanter akustischer Einfluss ausgeht. Ohne den akustisch relevanten Parametern reduziert sich die Anzahl an Parametern und folglich der Berechnungsaufwand für eine synergetische Zielführung. Anhand der akustisch relevanten Parameter soll im zweiten Schritt der Ergebnisraum nach optimalen Parameterkonstellationen durchsucht werden. Der Ergebnisraum definiert sich durch eine Performancefunktion, welche die Bestandteile der Leichtbau- und Akustikziele sowie der Kontrollparameter in einem skalaren Wert vereint. Designs mit guten Performancewerten sollen aus den Auswertungen selektiert werden. Da es wahrscheinlich ist, dass sich viele der besten Designs in ähnlichen Bereichen der Parameterdomäne befinden, soll im dritten Schritt ein Verfahren entwickelt werden, bei dem eine vorgegebene Anzahl möglichst unterschiedlicher Parameterkonfigurationen ermittelt wird. Jedes Design wird mit einem lokalen Parameteroffset beaufschlagt und steht stellvertretend für unterschiedliche Subdomänen des Parameterraums. Die neuen Parameterräume sollen hinsichtlich ihrer Robustheit bewertet werden. Die Analyse der Robustheit soll insbesondere die Selektion von Designs mit instabilen akustischen Zuständen, wie Resonanzen bzw. Antiresonanzen vermeiden. Die Parameter, welche für eine akustische Verstimmung vorgesehen sind, werden aus dieser Untersuchung ausgeschlossen. An ihnen soll eine hoher akustische Beeinflussbarkeit sichergestellt werden und daher ist eine Robustheitsanalyse hinsichtlich der Parameterintervalle nicht sinnvoll.

Kapitel 2 Grundlagen, Methoden und Tools

Ziel dieses Kapitels ist es geeignete Eingangsparameter und Zielgrößen festzulegen, ein virtuelles Berechnungsmodell auszuwählen und eine Auswahl der Methodenbausteine darzulegen und zu begründen. Die Phänomenologie niederfrequenter Fahrzeugakustik, sowie charakteristische Merkmale und besondere Herausforderungen, wie die Nichtlinearität und die Wechselwirkungseffekte, werden in Abschnitt 2.1 erläutert. Anhand der Objektivierbarkeit der akustischen Phänomene wird eine geeignete Zielgröße zur Bewertung von Modellzuständen abgeleitet. Zudem wird eine geeignete Parametrisierungslogik beschrieben. Ziel der Parametrisierung ist es, eine Schnittstellenkommunikation zwischen Akustik und Leichtbau auf Komponentenebene zu ermöglichen. In Abschnitt 2.2 wird auf die Grundlagen der vibroakustischen Berechnung eingegangen und bestehende Fahrzeugmodelle zur NVH Berechnung vorgestellt. Die Modelle werden im Kontext der Rechenzeit beschrieben und mögliche Handlungsspielräume zur Befähigung für eine hohe Anzahl an Auswertungszyklen erklärt. Zudem wird auf die Grundlagen der Sensitivitätsbewertung eingegangen und für die Zielstellung geeignete Verfahren sondiert. Zur Erkundung von Parameterraum und der Zielgröße werden geeignete Methoden vorgestellt. Es wird begründet, warum ein globaler Optimierungsalgorithmus ggf. nicht exakter, aber effizienter gegenüber DoE Methoden arbeitet und daher besser für die Aufgabe geeignet ist. Zuletzt wird die Bedeutung von Robustheit in der akustischen Fahrzeugauslegung hervorgehoben. Zudem werden methodische Ansätze aufgezeigt, mit welchen sich durch Sensitivitätsindizes akustische Kontrollparameter, aktivieren lassen.

2.1 Phänomenologie der niederfrequenten Fahrzeugakustik

Die vom Insassen wahrnehmbare Geräuschkulisse lässt sich auf die Ursachen des Antriebs, der Luftströmung und dem Rollgeräusch zurückführen. Umströmungsgeräusche, welche durch Transmission in das Fahrzeuginnere gelangen, gelten aufgrund des vorwiegend hochfrequenten Spektrums als nicht wirksam im niederfrequenten Bereich. Das Auftreten von niederfrequenten Störphänomenen aufgrund von Anströmung verursachter Strukturanregung des Fahrzeugbodens wurde in Ausnahmefällen beobachtet. Antriebsgeräusche dienten in der Vergangenheit dazu, den Charakter des Fahrzeugs zu unterstreichen und zu gestalten. Aufgrund der Elektrifizierung treten diese Geräusche zunehmend in den Hintergrund und die Aufmerksamkeit richtet sich auf das Rollgeräusch des Fahrzeugs.

2.1.1 Das niederfrequente Rollgeräusch

Das Rollgeräusch des Fahrzeugs wird, wie in Abbildung 2.1 dargestellt, bei der Überfahrt von Unebenheiten oder durch die makroskopische Oberflächenstruktur der Straße und die Reifenunebenheit verursacht. Die dadurch entstehenden Energieeinträge werden vom Fahrwerk gedämpft, bevor sie als Fahrwerkskräfte an die Karosserie weitergegeben werden. Durch die Karosserie wird die gesamte Struktur zum Schwingen angeregt. Dies führt zu einer Anregung des Fluids und der Entstehung von Luftschall an den entsprechenden Berührungsflächen mit der Struktur. Da Fluid und Struktur in Wechselwirkung zueinanderstehen ist dieser Prozess im niederfrequenten Bereich auch umgekehrt möglich. Es besteht eine direkte Kopplung.



Anregung der Karosserie durch Unebenheit von Reifen und Straße

Abbildung 2.1: Wirkkette fahrbahnangeregter Schwingungen in der niederfrequenten Akustik Das Fluid und die umgebende Struktur¹⁸ müssen somit als gesamtes und gekoppeltes System betrachtet werden. Hier gilt die Annahme, dass die eingetragene Energie zu einem großen Teil durch Dissipation und einem vernachlässigbar kleinen Teil durch Transmission umgewandelt wird. Die Berechnung niederfrequenter Akustik beruht daher auf der Annahme schallharter Oberflächen und niedriger Dämpfung [11]. Um das Modell so einfach wie möglich zu halten werden anstelle des Fahrwerks nur die Fahrwerkskräfte an den entsprechenden Koppelpunkten in die Betrachtung mit einbezogen. Für die Berechnung niederfrequenter Akustik wird die Annahme eines harmonischen, zeitinvarianten Systems getroffen [45]. Das Invarianzprinzip besagt,

¹⁸ Als umgebende Struktur wird die Tragstruktur als sogenannter Body In White (BIW) inkl. Scheiben, sowie Klappen und Türen bezeichnet.

dass ein linearer, zeitinvarianter Übertrager auf ein sinusförmiges Eingangssignal stets mit einem Ausgangssignal der gleichen Frequenz antwortet [11]. Die Übertragungsfunktion $H(\omega)$ ist somit von einer Kreisfrequenz ω abhängig, die sowohl im Eingangssignal $x(\omega)$ als auch im Ausgangssignal $y(\omega)$ auftritt. Die Reihenund Parallelschaltung aus mehreren Überträgern ergibt sich entsprechend den Produkten bzw. Summen der Teilüberträger

$$H(\omega) = \frac{x(\omega)}{y(\omega)}$$
. Gleichung 2-1

Durch Fouriertransformation lassen sich die Ein- und Ausgangssignale und damit die Vorgänge der niederfrequenten Dynamik mathematisch beschreiben. Dies setzt voraus, dass sich der dynamische Vorgang aus einem Spektrum harmonischer Verläufe zusammensetzt. Für die Berechnung niederfrequenter Akustik wird daher eine harmonische Schwingung $\{x\} = \{\psi\} * e^{j\omega t}$ in die modale Systembeschreibung mit der Massenmatrix [*M*] und der Gesamtsteifigkeitsmatrix [*K*] eingesetzt

$$[M]{\ddot{x}} + [K]{x} = 0.$$
 Gleichung 2-2

Durch die Lösung des verallgemeinerten Eigenwertproblems erhält man die Modalmatrix und durch Koordinatentransformation ergibt sich die Bewegungsgleichung in modalen Koordinaten. Dieses Verfahren wird als Modaltransformation bezeichnet und ist als Reduktionstechnik in der strukturdynamischen FE-Analyse weitestgehend etabliert. Die Betriebsschwingform wird durch die modalen Schwingformen unter Einbeziehung eines entsprechenden Dämpfungsansatzes und dem Superpositionsprinzip angenähert. Eine analytische Herleitung kann [11, 21, 46] entnommen werden. Die gängigen Dämpfungsansätze der viskosen Dämpfung, der modalen Dämpfung, der Rayleighdämpfung und der Strukturdämpfung werden in [47] erläutert.

Die Betriebsschwingform kann folglich als eine Überlagerung von modalen Schwingformen der Eigenfrequenzen des Systems interpretiert werden. Abhängig von der Position und Richtung der Kraftanregung sowie von der Frequenz werden die Schwingformen mehr oder weniger stark angeregt und gehen entsprechend bei der Superposition ein. In der niederfrequenten Akustik existieren einige lokale und globale Schwingformen, welche typischerweise kritische Geräusche im Innenraum verursachen. Als globale Phänomene werden solche bezeichnet, bei denen die gesamte Struktur eine Schwingform ausführt. Im betrachteten Frequenzbereich können die Starrkörperschwingungen Huben, Nicken, Gieren und Wanken aber vor allem die in Abbildung 2.2 dargestellte erste und zweite globale Biegung sowie die globale Torsion einen entscheidenden Beitrag leisten.



1. Torsionseigenform

1. Biegeeigenform

2. Biegeeigenform

Abbildung 2.2: Karosserieverformung der ersten globalen Eigenmoden 1. Torsion, 1. Biegung und 2. Biegung

Als lokale Phänomene werden Schwingformen bezeichnet, die sich auf eine oder mehrere Subkomponenten beziehen. Da die Fahrwerkskräfte an der Karosserie eingeleitet werden, beruhen alle lokalen Phänomene bei der Betrachtung fahrbahnangeregter Schwingungen zwingend auf einer globalen Schwingform. Lokale Phänomene treten in den niedrigen Frequenzbereichen an relativ weichen oder weich angebunden Komponenten auf. Dazu gehören die Blechflächen der Karosserie, die Frontscheibe und das Dach. Zudem sind die Türen und die Heckklappe von besonderer Bedeutung. Da alle diese Teile einen wesentlichen Beitrag an der Luftschallanregung besitzen, werden sie in Abbildung 2.3 als Flächenbeitragsleister definiert.





Für den niederfrequenten Luftschall kann, anders als im mittel- und hochfrequenten Bereich, keine freie Abstrahlung des Schalls ausgehend von der Struktur angenommen werden, sondern eine harmonische Schwingform, die das gesamte Luftvolumen ausführt. Da das Superpositionsprinzip gilt, führt die Überlagerung mehrerer angeregter Fluideigenschwingformen zu einer Betriebsschwingform. Durch diese wird der Schallpegel im Fahrzeuginneren bestimmt. Unmittelbar im Frequenzbereich von 20-100 Hz tritt in der Kavität von Kombi-Fahrzeugen¹⁹, wie in Abbildung 2.4 dargestellt, die Kompressionsmode und die erste Fluidlängsmode und die erste Fluidquermode auf. Zudem treten Diagonal- und Tangentialmoden²⁰ auf, die in der Abbildung nicht dargestellt sind. Aufgrund der energetisch niedrigeren Ausprägung der Tangentialmoden besitzt insbesondere die Längs- und Quermode einen wesentlichen Einfluss gegenüber der niederfrequenten Fahrzeugakustik [10].



kavität mit starrer Fluidberandung

¹⁹ Kombi-Fahrzeuge gelten als akustisch kritischer in der niederfrequenten Wirkkette als Limousinen. Sie besitzen ein durchgehendes und damit wesentlich längeres Luftvolumen. Die erste Fluidlängsmode liegt daher niedriger als bei Limousinen. Zudem steht das Innenraumfluid in unmittelbarer Interaktion mit der Heckklappe, welche ebenfalls eine niedrige Strukturresonanz besitzt.

²⁰ Der Schalldruck von Tangentialmoden ist gegenüber Longitudinalmoden 3 dB niedriger und der von Diagonalmoden 6 dB niedriger.

Die Anregung des Fluids erfolgt an den Grenzflächen der Kavität durch die Bewegung aller Strukturkomponenten in Richtung der Flächennormalen. Über analytische Randbedingungen wird durch die Gesetze der Fluid-Struktur-Kopplung eine Übersetzung der Bewegung in Druck erfolgen. Bei einer starken Kopplung ist dies auch umgekehrt der Fall. Details hierzu sind in [46] und [48] ausführlich beschrieben und werden in Abschnitt 2.2.2 erklärt.

Neben den Amplituden und Schwingformen der Flächenbeitragsleister besitzen insbesondere die Phasen eine zentrale Bedeutung. Die Phasen bestimmen, ob die Flächenbeitragsleister über das Fluid im Extremfall in Resonanz oder Antiresonanz zueinander geraten und ob sich so eine gegenseitige Auslöschung oder die Summe der Einzelbeiträge einstellt. Im Allgemeinen gilt die Auslegung basierend auf Antiresonanzen, mit der auch Phasensprünge einhergehen, als schlecht handhabbar. Dennoch sind Phasenbeziehungen der Flächenbeitragsleister in jedem Systemzustand vorhanden und durch ihren hohen Einfluss auf den Schalldruck müssen diese zwingend berücksichtigt und ausgelegt werden. Der hohe Einfluss von Phasenbeziehungen unterstreicht die Bedeutung der Systemintegrität bei der akustischen Auslegung.

2.1.2 Objektivierung der auditiven Wahrnehmung durch den Schallpegel

Schallereignisse können aufgrund ihrer Klangfarbe und der Lautstärke unterschieden werden. Die Lautstärke korreliert mit dem Schalldruck, welcher in Pascal angegeben wird. Hinsichtlich der Klangfarbe ist das ausschlaggebende physikalische Maß die Frequenz, welche in Hertz angegeben wird. Die Frequenz impliziert in der Akustik die Zugehörigkeit einer harmonischen Schwingung. Reale Schalldruckereignisse zeichnen sich jedoch durch einen zeitlich und räumlich, mehr oder weniger ungleichmäßigen Verlauf aus. Setzt man ein harmonisches Eingangssignal voraus, lässt sich dieser Verlauf durch eine Überlagerung entsprechender Sinusschwingungen nachbilden. Dieses Prinzip ist dadurch legitimiert, dass im Ursprung aller Schallsignale die energetisch günstige Form der modalen Schwingformen vorausgesetzt werden kann (Siehe Superposition Kapitel 2.2.2). Diejenigen harmonischen Schwingungsanteile bzw. Frequenzen, die in der Betriebsschwingform besonders dominant auftreten, bestimmen das Klangbild sowie die Lautstärke und sind somit Auslegungsrelevant. Die Betriebsschwingform ist neben der Struktur von den Anregungsbedingungen abhängig.

Im realen Betrieb ist jeder Lastfall individuell. Die auslegungsrelevanten Lastfälle müssen folglich so gewählt werden, dass potenzielle Störphänomene des in Abschnitt 2.1.1 beschriebenen Rollgeräusches unter den Lastbedingungen bewertet werden können. Im Folgenden werden kohärente Kräfte entsprechend des Anforderungslastfalls HA-Hubanregung, welcher in Abbildung 2.5 dargestellt wird, angewendet. Weitere Lastfälle unterscheiden sich in der Phasenbeziehung der Lasten und der Position des Kraftangriffspunktes. Die Auswertung des Schalldrucks erfolgt anhand von Mikrofonen an spezifischen Ohrpunkten. Die Struktur wird anhand eines linearen Sweeps durch den Frequenzbereich angeregt.



Abbildung 2.5: Ersatzlastfall Anforderung HA-Hubanregung

Sowohl bezüglich der Tonhöhenempfindung als auch bei der Lautstärkenempfindung richten sich äquivalent empfundene Änderungen nach einem festen prozentualen Wert ausgehend von dem Ausgangsreiz. Dies bedeutet, dass von dem Schalldruck p auf 2p sowie von 5p auf 10p eine äquivalent empfundene Lautstärkenänderung vorliegt. Analog gilt dies für die Tonhöhe zwischen den Frequenzen f und 2f sowie 5f und 10f. Der qualitative Zusammenhang dieser relativen Gesetzmäßigkeit zwischen Reizen und Empfindungen kann folglich in einer logarithmischen Funktion beschrieben werden. Als technisches Maß zur Bezifferung der Schalldruckgröße wird daher zumeist der Schalldruckpegel herangezogen. Hier wird, wie durch Gleichung 2-3 beschrieben, der Quotient des Schalldrucks p und des Normaldruck p_0 logarithmiert und mit dem Faktor 20 multipliziert. Für beide Druckwerte wird der Effektivwert \tilde{p} genutzt. Der Vorfaktor 20 ist so gewählt, dass 1 dB Unterschied im Schalldruckpegel der Schwelle zur Wahrnehmbarkeit zweier Drücke entspricht. [49]

$$L = 20 \log_{10} \left(\frac{\tilde{p}}{\tilde{p}_0}\right) dB = 10 \log_{10} \left(\frac{\tilde{p}}{\tilde{p}_0}\right)^2 dB$$
 Gleichung 2-3

Bei der Kennzeichnung des Schalldruckpegels in dB (Dezibel) handelt es sich um keine Maßeinheit, sondern nur um den Hinweis des logarithmischen Bildungsgesetzes. Das Intervall zwischen Wahrnehmungs- und Schmerzgrenze des Schalldrucks erfasst sieben Zehnerpotenzen und entspricht 0 bis 140 dB im Schalldruckpegel [49]. Die Angabe eines Schalldruckpegels bezieht sich in der Regel auf eine spezifische Frequenz. Bei der Vermeidung von Störphänomenen in der akustischen Systemauslegung stehen insbesondere die Schalldruckspitzen eines Schalldruckverlaufes im Fokus. Da in unterschiedlichen Systemzuständen die Anzahl und Ausprägung der Schalldruckspitzen im Pegelverlauf deutliche Unterschiede aufweisen, ist die Vergleichbarkeit der Systemzustände anhand der Schalldruckspitzen häufig nicht gegeben. Neben der Vergleichbarkeit besitzt die Bewertbarkeit des gesamten Schalldruckpegelverlaufes insbesondere zur maschinellen Lesbarkeit z.B. bei der Optimierung eine zentrale Bedeutung. Anerkannte Kenngrößen zur Bewertbarkeit des Schalldruckpegelverlaufes sind neben dem maximalen Schalldrucksummenpegel der RMS "Root Mean Square" und der SSP "Schalldrucksummenpegel".

Maximaler Schalldruckpegel

Bei Optimierungen kann die Identifikation des maximalen Schalldruckpegels L_{max} nach jeder Evaluation auf neue oder andere Schalldruckspitzen im Frequenzverlauf fallen. Für viele Optimierungsmethoden ist dies ungünstig, da die Zielfunktion dadurch beliebig komplex und unstetig werden kann. Es ist zudem ein sukzessives Vorgehen notwendig, um alle Schalldruckspitzen zu reduzieren.

RMS – Root Mean Square, Quadratisches Mittel

RMS beschreibt ein allgemeines Vorgehen zur Effektivwertbildung. Bei der Anwendung des Effektivwerts im Umgang mit Schalldrücken ergibt sich nach [50] Gleichung 2-4.

$$p_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{\omega_{max} - \omega_{min}}} \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} p(\omega)^2 d\omega$$
 Gleichung 2-4

Der RMS basiert auf der Integration der Schalldruckfunktion und stellt somit die Fläche unter der Schalldruckkurve dar. Da der Schalldruckverlauf üblicherweise eine sehr flache Kurve mit einigen ausgeprägten Spitzen aufweist, obliegt den Schalldruckspitzen ein hoher Einfluss. Im Umkehrschluss bedeutet die Optimierung der p_{RMS} insbesondere eine Reduktion der Schalldruckspitzen. Dies entspricht der wahrnehmungsbedingten Notwendigkeit, vor allem die Schalldruckspitzen zu reduzieren.

SSP – Schalldrucksummenpegel

Der Schalldrucksummenpegel kann als ein Kompromiss aus der Effektivwertbildung und der logarithmischen Wahrnehmung von Akustik interpretiert werden. Anders als beim RMS wird der Funktionsverlauf aus einzelnen inkrementellen Frequenzschritten angenommen, wie es für die Messungen und Simulationen üblich ist. In der Literatur existieren unterschiedliche Ansätze zur Berechnung des Schalldrucksummenpegels für Optimierungsprobleme. Neben abweichenden Vorfaktoren wird der Quotient, welchem die inkrementellen Schalldrücke p_i und der Normaldruck p_0 enthalten sind, teilweise radiziert. Für diese Arbeit wird die durch Gleichung 2-5 definierte Pegeladdition als Schalldrücke betrachtet und aufsummiert. Es wird also das Worst-Case-Szenario betrachtet, in dem alle Frequenzen gleichzeitig angeregt werden und sich deren Schallpegel überlagern.

$$L_{\Sigma} = 10 * \log_{10} \left(\frac{p_1^2 + p_2^2 + \dots + p_n^2}{p_0^2} \right) dB$$
 Gleichung 2-5

Für die Optimierung gilt wie auch beim RMS, dass sich der L_{Σ} -Wert vor allem verbessert, wenn die Schalldruckspitzen reduziert werden.

Prinzipiell sind sowohl RMS als auch SSP als akustische Kenngröße für Optimierung geeignet. Bei RMS kann jedoch eine Verbesserung ausgehend von unterschiedlichen Ausgangswerten aufgrund der schalldruckbasierten Berechnung eine deutlich unterschiedliche wahrgenommene Veränderung bedeuten. Da in dieser Arbeit mehrere Optimierungsziele im Zuge einer multidisziplinären Optimierung gewichtet werden, soll diese Nichtlinearität der Bewertungsskala vermieden werden. Als Auslegungsziel wird daher der SSP gewählt.

Durch die Anwendung von Filtern können die frequenzspezifischen Schalldrücke entsprechend angepasst werden, sodass die Empfindlichkeit des menschlichen Ohres besser nachgebildet wird. Hierfür existieren psychoakustisch anerkannte Bewertungskurven, wie die A-, B-, oder C-Bewertung, die in der Schalldruckkurve berücksichtigt werden können. Der Frequenzbereich der niederfrequenten Akustik ist relativ klein und kritische Phänomene treten bekanntermaßen v.a. in den niedrigeren Frequenzen auf. Daher wird vorerst auf eine Bewertung verzichtet.

2.1.3 Leichtbau- und akustikgerechte Parameterziele

Die Masse ist eine der wichtigsten Zielgrößen von Fahrzeugen, da fast alle Funktionen wie Crash, Fahrdynamik, Akustik und Umweltverträglichkeit von dem Gewicht abhängig sind. Durch den Einsatz innovativer Leichtbautechnologien entstehen neue Möglichkeiten, um die Funktionsziele weiter ausreizen zu können. Für die leichtbau-akustische Auslegung ist es wichtig, die Parameter zielorientiert gegenüber der akustischen Verstimmbarkeit und der Umsetzung durch den Leichtbau zu definieren. Es sollen im Folgenden die Hintergründe der leichtbaugerechten Entwicklung sowie die Grundprinzipien niederfrequenter akustischer Verstimmung erläutert werden, um eine geeignete Parametrisierung abzuleiten.

Leichtbaugerechte Entwicklung

Das Gesamtgewicht eines Fahrzeugs besitzt insbesondere gegenüber gesetzesrelevanten Themen, wie z.B. Crash und CO₂-Ausstoß eine zentrale Bedeutung. Die entsprechenden Fachstellen funktionaler Fahrzeugauslegung haben ein großes Interesse daran das Gewicht in die Prognosen der frühen Entwicklungsphase mit einzubeziehen und frühzeitig als Ziel festzulegen. Die formulierten Ziele der Basisauslegung werden dann auf Komponentenebene heruntergebrochen, um ein erstes konzeptionelles Arbeitsmodell bereitstellen zu können. Dies ist gegenüber dem Leichtbau einerseits vorteilhaft, da durch effiziente und zielgenaue Prognosen der Bedingungsleichtbau ausgereizt werden kann, andererseits müssen auf diese Weise bereits in der frühen Entwicklungsphase Leichtbauziele konkretisiert werden. Ellenrieder et al. [51] schlagen vor, die in Abbildung 2.6 dargestellten Leichtbaustrategien sukzessive an den Bauteilen anzuwenden, um das Leichtbaupotenzial ausschöpfen zu können.



die Fahrzeugentwicklung in Anlehnung an [51]

Am Anfang des Prozesses steht die Hinterfragung von Anforderungen, die ggf. auch unter Berücksichtigung genauerer Auslegungsmethoden reduziert werden können. Im Zuge des Konzeptleichtbaus wird die Ausschöpfung von Leichtbaupotenzialen durch die Integrierbarkeit von Bauteilen und Funktionen geklärt. Sind die konzeptionellen Gestaltungsfragen der Komponenten festgelegt und die Komponentenziele entsprechend zugeordnet, kann das erste konzeptionelle Arbeitsmodell auf Basis der simultanen Komponentenentwicklung überführt werden. Ist nun der Gestaltungsspielraum bekannt, der sich aus dem Stoff-, Form-, und Fertigungsleichtbau ergibt, kann der Konstrukteur unter Berücksichtigung seiner Komponentenziele ein leichtbauoptimiertes Bauteil entwickeln.

Der Konzeptleichtbau betrifft grundlegende Entscheidungen gegenüber der Bauweise und der Gestaltungsgrundlage. Diese Entscheidungen sind häufig richtungsweisend bezüglich der Materialität und Verbindungstechnik sowie der Fertigung und Montage. Bei der in Abbildung 2.6 vorgestellten Strategie zur Leichtbauentwicklung ist daher die Detaillierung in einem sequenziellen Vorgehen zu verstehen. Insbesondere die Auswahl einer integralen oder differenziellen Bauweise, die im Folgenden beschrieben wird, sollte einer holistischen Betrachtung unterzogen werden. Diese Auswahl beschreibt, wie viele Funktionen in einem Bauteil vereint werden. Hinsichtlich der akustischen Funktion stellt sich somit die Frage, ob diese in einem Bauteil oder einem System integriert ausgelegt werden sollte und ob die Integralbauweise Vorteile gegenüber dem Leichtbau bringen kann. Dies wird im Folgenden anhand der Wirkprinzipien der akustischen Verstimmung erläutert.

Wirkprinzipien integrierter und differenzialer Akustikmaßnahmen

Die Differenzialbauweise folgt dem Trend, dass jedes Bauteil eine klar zugeordnete Funktion besitzt. Bei der Integralbauweise werden möglichst viele Funktionen in einem Bauteil oder System vereint. Auf der einen Seite wird durch die Integralbauweise die Systemkomplexität aufgrund der geringeren Bauteilanzahl reduziert. Andererseits führt die Integralbauweise häufig zu komplexen Geometrien und hohem Auslegungsaufwand. Im Falle der niederfrequenten akustischen Auslegung sind drei Grundprinzipien der Schalldruckreduktion zu unterscheiden. Diese lassen sich dem Bauweisenprinzip des Leichtbaus wie folgt zuordnen.

Schwingungstilger und Impedanzmassen sind Maßnahmen der Differenzialbauweise. Die einzige Funktion dieser Maßnahmen besteht darin das Fahrzeug akustisch zu verstimmen. Durch Impedanzmassen lassen sich Resonanzen in niedrigere Frequenzbereiche verschieben. Durch Schwingungstilgung wird eine Resonanz in zwei Resonanzen aufgesplittet, welche dann in verminderter Form oberhalb und unterhalb der ursprünglichen Resonanzfrequenz auftreten. Nach [52] sollte die Tilgermasse drei bis fünf Prozent des Trägerbauteiles betragen. Eine ausführliche Beschreibung zur Funktionsweise von Tilgern kann [53] entnommen werden. Anhand Abbildung 2.7 soll die Wirkung eines Tilgers anhand der maximalen Schwingungsamplitude einer gelenkig gelagerten Stahlplatte mit den Maßen 400 x 500 mm in einem Frequenzbereich zwischen 20-80 Hz erläutert werden. Die Stahlplatte besitzt eine Wandstärke von zwei Millimeter und damit eine Masse von 3,13 kg. Der Tilger wird mit drei und fünf Prozent der Plattenmasse bezüglich der ersten Platteneigenfrequenz bei 49,5 Hz abgestimmt und die maximale Schwingungsamplitude bei einer Anregung von einem Newton senkrecht zur Plattenebene auf dem betrachteten Frequenzspektrum aufgetragen.



Abbildung 2.7: Wirksamkeit von Tilgermassen am Beispiel einer Platte

Beide Tilgervarianten bewirken eine deutliche Reduktion der maximalen Schwingungsamplitude, wobei die schwere Variante eine höhere Spreizung der Systemresonanzen bei den Frequenzen 37,5 Hz und 57,5 Hz aufweist. Mit 94 g und 156 g Tilgermasse gegenüber 3,13 kg Bauteilmasse wird deutlich, dass Tilger unter Umständen eine intelligente Leichtbaulösung im Zuge der Differenzialbauweise darstellen können. Dies gilt, wenn sich das Störphänomen nicht durch Frequenztrennung bzw. integrierte Systemtilgung gewichtseffizient beheben lässt. So wurden in der Vergangenheit Heckklappentilger teilweise zur akustischen Basisauslegung berücksichtigt, um kritische Störphänomene, welche von Schwingformen der Heckklappe verursacht wurden, zu unterbinden.

Frequenztrennung zählt zu den Grundprinzipien der akustischen Fahrzeugauslegung, bei der alle Komponenten als Systemstruktur betrachtet werden. Durch die Frequenztrennung soll vermieden werden, dass Anregungsfrequenzen mit kritischen Moden zusammenfallen und globale bzw. lokale Moden an ähnlichen Frequenzen auftreten. In Fluid-Struktur-Modellen kann zudem auch die Anregbarkeit des Fluids mit in die Betrachtung einbezogen werden. Folglich müssen nur diejenigen Resonanzmoden getrennt werden, welche auch tatsächlich über das Fluid in eine ungünstige Wechselwirkung geraten können. Zur Umsetzung einer Frequenztrennung kann auch eine weichere und damit potenziell leichtere Gestaltung zielführend sein. Man unterscheidet infolgedessen die unterkritische und die überkritische Abstimmung bezüglich einer Gefahrenfrequenz. Dieses Prinzip soll an dem zuvor genannten Versuchsaufbau erläutert und bezüglich des Leichtbaupotenzials bewertet werden. Im Ausgangszustand liegt die Resonanz der Platte bei 49,5 Hz. In Anlehnung an die Tilgervariante mit 5 % der Trägermasse soll die Resonanzfrequenz auf eine unterkritische Abstimmung auf 37,5 Hz und eine überkritische Abstimmung auf 57,5 Hz hergestellt werden. Als Variable der unterschiedlichen Systemzustände, welche durch Abbildung 2.8 dargestellt werden, wird die Wandstärke angepasst.



Abbildung 2.8: Wirksamkeit der Frequenztrennung durch Verstimmung

Für die unterkritische Variante resultiert eine Wandstärke von 1,61 mm und damit eine Gewichtsreduktion von 501 g. Die maximale Schwingungsamplitude erreicht ca. den doppelten Verschiebungswert gegenüber dem Ausgangszustand. Die überkritische Variante erreicht die Zielfrequenz durch die Erhöhung der Wandstärke auf 2.32 mm unter 767 g Massezuwachs. Die Amplitude ist zwar entsprechend geringer, aber immer noch höher als bei der Tilgervariante. Für den Leichtbau sinnvoll ist eine überkritische Abstimmung also nur dann, wenn durch eine Material- oder Gestaltänderung die Masse konstant oder gegenüber dem Ausgangszustand verringert wird. Es liegt nahe, dass aus der Sicht des Leichtbaus eine unterkritische Abstimmung so oft wie möglich erstrebenswert ist, um die damit verbundene Gewichtsreduktion ausnutzen zu können. Problematisch an der unterkritischen Abstimmung sind allerdings die höheren Amplituden und die Ordnungseffekte. Die höheren Amplituden bergen das Risiko, dass sich aufgrund der Unsicherheit im System unter Umständen ein kritischerer Zustand einstellen könnte. Die Ordnungseffekte beschreiben, dass sich mit zunehmender Frequenz eine Häufung der Resonanzzustände ergibt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Resonanzen auch bei einem Vielfachen der Frequenz in abgeschwächter Form auftreten. Mit zunehmender Häufigkeit der Resonanzen wird die Trennung insbesondere aufgrund der Ordnungseffekte anspruchsvoller. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass eine Frequenztrennung, welche in die Tragstruktur integriert ist, ein wichtiger Bestandteil zur leichtbaugerechten Erfüllung der akustischen Ziele sein kann. Kritische Amplituden können durch die Frequenztrennung jedoch nicht vollständig ausgeschlossen werden. Eine überkritische Auslegung ist nur dann leichtbaugerecht, wenn das Gewicht durch entsprechende Materialänderung oder Umgestaltung konstant bleibt oder reduziert wird.

Integrierte Systemtilgung ist eine Maßnahme der Integralbauweise. Die integrierte Systemtilgung beschreibt das gegenläufige Prinzip zur Frequenzspreizung, bei der eine Kopplung der Resonanzfrequenzen bewusst herbeigeführt wird. Dabei wird entweder die Komponente selbst oder deren Anbindung bezüglich einem Trägerbauteil derart ausgelegt, dass eine Schwingungstilgung an einer spezifischen Frequenz erzeugt wird. Ein
solches Wirkprinzip wird beispielsweise bei Starterbatterien angewendet. Diese können zur Tilgung einer entsprechenden Karosseriemode eingesetzt werden. Integrierte Systemtilgung zählt zu den leichtbaueffizienten Maßnahmen der niederfrequenten akustischen Grundauslegung, da die Massen im System ohnehin vorhanden sind und lediglich eine Anbindungssteifigkeit angepasst werden muss.

Frequenztrennung und integrierte Systemtilgungen werden für die vorliegende Arbeit als leichtbaurelevante Auslegungsmethoden festgelegt. Durch eine geeignete Parametrisierung des Modells sollten beide Wirkprinzipien bei einer gekoppelten Gewichts- und Schalldruckoptimierung Berücksichtigung finden. Da Tilger zwar gewichtseffizient sind, aber nur in Ausnahmefällen eine massereduzierende Lösung darstellen, sollen diese für eine Grundauslegung nicht berücksichtigt werden. Die Realisierbarkeit der Frequenztrennung und der integrierten Systemtilgung ist davon abhängig, ob entsprechende Strukturänderungen möglich sind. Der Gestaltungsraum, welcher sich im Zuge einer Fahrzeugentwicklung ergibt, soll im Folgenden erläutert werden.

Generischer und komponentenbezogener Gestaltungsraum der Fahrzeugentwicklung

Das Änderungspotenzial, welches sich anhand der generischen Untersuchungen des Leichtbaupotenzials ableitet, wird anhand von Studien und Forschungsarbeiten in Abschnitt 1.2 erläutert. Die Realisierbarkeit der beschriebenen Leichtbaupotenziale hängt davon ab, ob sich die Maßnahmen auf Komponentenebene umsetzen lassen. Hierbei ergibt sich eine Besonderheit bei der Produktentwicklung von Fahrzeugen. Die Neu- und Weiterentwicklung von Fahrzeugen erfolgt weitgehend auf sogenannten Absprungderivaten auf Vergleichsoder Vorgängermodellen basieren. Zur Maximierung der Gewinnmargen existieren Restriktionen gegenüber der Änderung einiger Komponenten. Diese basieren darauf, dass anhand von hohen Stückzahlen oder standardisierten Absicherungen Kosten eingespart werden können. Die entsprechende Klassifizierung der Komponenten wird in Abbildung 2.9 beschrieben.

Übernahmeteile	Bauteile aus Produktbaukästen		
Zur Einsparung von Werkzeug- und Entwicklungskosten sowie bei Kos- tenvorteilen aufgrund höherer Anschaf- fungsmengen werden einige Bauteile auch in Nachfolgegenerationen über- nommen. Diese Bauteile können prinzipiell nicht verändert werden und sind daher zur Ausschöpfung höherer Leichtbaupo- tenziale nicht relevant. Gussbauteile werden auf- grund der hohen Werkzeugkosten oft übernommen.	Für diese Bauteile besteht die Möglichkeit modulare Wechsel vorzunehmen. Aus der Sicht der Parameter- optimierung folgen die Bauteile einer diskreten Än- derungslogik. Dämpfer und Teile der Ver- bindungstechnik (z. B. Schrauben) sind Bauteile die häufig einer Baukastenlogik unterliegen. Anschlagpuffer Heckklappe		
Synergiebauteile	Änderungsbauteile		
Diese Bauteile können verändert werden, es exis- tieren jedoch bereits Anforderungen, hinsichtlich der Form und Beschaffenheit der Fügezonen. Synergie- bauteile unterliegen folglich bereits geometrischen Randbedingungen und sind bezüglich der übrigen Form und Beschaffenheit leichtbaurelevant.	Für diese Bauteile existieren in der Regel keine geo- metrischen und materialspezifischen Vorgaben. Ne- ben möglichen Umgestaltungsmaßnahmen und der Materialsubstitution, kann durch die grundlegende Änderung der Bauweise oder durch die Zusammen- führung mehrerer Bauteile zu Einem, der Leicht- bauarad erhöht werden		

Abbildung 2.9: Klassifizierung des Gestaltungsspielraumes der Systemkomponenten

Der Gestaltungsspielraum umfasst die Bauteilklassen der Synergie- und Änderungsbauteile, sowie die Bauteile aus den Produktbaukästen. Dabei liegt je nach Bauteilklasse ein unterschiedliches Gestaltungspotenzial vor. Änderungsbauteile unterliegen dem höchsten Gestaltungspotenzial, da auch benachbarte Bauteile sowie die Fügetechnologien verändert werden können. Synergiebauteile, sind aufgrund der Randbedingungen restringiert und besitzen ein eingeschränktes Änderungspotenzial. Bauteile aus Produktbaukästen können ausgetauscht werden und folgen, in Bezug auf die virtuelle Auslegung, einer diskreten Änderungslogik. In allen Komponentenklassen gilt die Restriktion, dass die funktionalen und gesetzlichen Anforderungen sowie die Kosteneffizienz gewährleistet sein müssen. Das Wirkprinzip der akustischen Frequenzspreizung und integrierten Systemtilgung muss folglich anhand der Synergie- und Änderungsbauteile sowie anhand der Bauteile aus den Produktbaukästen erzielt werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die akustische Systemidentität bei der Auslegung erhalten bleibt. Der Gestaltungsspielraum muss folglich komponentenspezifisch in dem generischen Fahrzeugmodell abgeleitet werden. Hierfür ist eine gemeinsame Kommunikationsbasis bezüglich des leichtbauspezifischen Gestaltungsraumes und der akustischen Auslegung zu entwickeln.

Leichtbau- und akustikgerechte Definition der Parameter

Die Definition der Modellparameter muss eine geeignete Schnittstelle zwischen den strukturdynamischen Eigenschaften und den leichtbaugerechten Maßnahmen darstellen. Ist die Parametrisierung zu konkret, wie zum Beispiel bei einer Wandstärkenänderung oder einer geometrischen Gestaltänderung, besitzt der Ingenieur keinen Spielraum, um innovative Leichtbaumaßnahmen ableiten zu können. Das parametrische Komponentenziel sollte daher die akustische Funktion hinreichend genau definieren und gleichzeitig mit einem gewissen Grad an Abstraktheit den Spielraum für Leichtbausubstitutionen ermöglichen. In der folgenden Arbeit wird die Parametrisierung von Bauteilen durch Materialdaten vorgenommen. Der E-Modul wird stellvertretend für eine Steifigkeitsänderung und die Materialdichte stellvertretend für das Komponentengewicht berücksichtigt. Zudem werden Fügestellen und Koppelbauteile vereinfacht als Anbindungssteifigkeiten modelliert und parametrisiert. Die vorgeschlagene Parametrisierungslogik wird im Folgenden anhand des in Abbildung 2.10 dargestellten Windlaufs, der ein Querprofil unterhalb der Frontscheibe darstellt, beispielhaft durchgeführt.

CFK Stabträger für Biegesteifigkeit



schubfeldoptimierte Kunststoffumspritzung

Eigenschaften gegenüber konventionellem Stahlbauteil:

– 35 % Gewicht + 10 % Biegesteifigkeit

Abbildung 2.10: Gewichtsreduzierte Hybridbauweise eines serienmäßigen BMW-Windlaufs mit erhöhter Biegesteifigkeit und gleicher Fügetechnik sowie Anschlussmaße (Synergiebauteil) gegenüber des konventionellen Stahlbauteils

Gegenüber der konventionellen Stahlvariante konnte im Falle des leichtbauoptimierten Windlaufs eine Reduktion des Gewichtes um 35 % bei gleichzeitiger Erhöhung der Steifigkeit um 10 % erreicht werden. Es ist naheliegend, dass auch eine geringere Gewichtsreduktion und eine geringere Steifigkeitserhöhung erreicht werden kann. Die Differenz von Steifigkeiten und Gewichten, lassen sich folglich als kontinuierliches Parameterintervall interpretieren. Das Steifigkeitsintervall von 10 % beschreibt in diesem Fall eine statische Steifigkeitsänderung. Um die strukturdynamischen Eigenschaften auf Komponentenebene zu berücksichtigen sind insbesondere die dynamischen Steifigkeiten geeignet. Diese umfassen die modalen Schwingformen und die entsprechenden Resonanzfrequenzen. Da jedes Bauteil eine Vielzahl an Resonanzfrequenzen besitzt würden die Komponentenziele der dynamischen Steifigkeit zu einer hohen Komplexität führen. Vor allem für die generische Untersuchung, welche eine Vielzahl an Komponenten umfasst ist die dynamische Steifigkeit²¹, dasselbe gilt auch für die Dichte. Wird im Zuge einer akustischen Auslegung festgestellt, dass ein höherer E-Modul zielführend ist, kann sich diese Komponente für eine synergetische Zielführung anbieten. Die detaillierten Informationen zur dynamischen Steifigkeit können nach der generischen Analyse anhand weiterer Simulationen ermittelt werden.

Parameteranalyse und Handlungsempfehlungen

Nun soll die zuvor beschriebene Parametrisierungslogik systematisch in eine Handlungsempfehlung überführt werden. Hierfür erfolgt einer Einordnung der Parameter in entsprechende Kategorien. Die in Abbildung 2.11 dargestellte Einteilung beschreibt die Zielstellung für eine entsprechende Analyse.



Abbildung 2.11: Einteilung der Parameter in Leichtbau-, Synergie- und Akustikparameter

Die Einteilung, welche in Abbildung 2.11 dargestellt wird, erfolgt in vier Kategorien. Leichtbauparameter besitzen einen Einfluss auf das Gewicht, nicht aber auf die Akustik. Für Akustikparameter gilt das umgekehrte Prinzip. Synergieparameter besitzen sowohl einen Einfluss auf den Leichtbau als auch auf die Akustik. Für die Leichtbau-Akustik-Optimierung bedeutend sind die Leichtbau-, Synergie- und Akustikparameter. Jedes Bauteil definiert sich über einen Dichteparameter und ein E-Modul. Folglich kann es sein, dass bauteilspezifische Parameter unterschiedlichen Kategorien zugeordnet werden. Aus diesen Konstellationen lassen sich dann systematisch Handlungsempfehlungen ableiten, die im Folgenden beschrieben werden.

²¹ Siehe Abhängigkeit Eigenfrequenzen in Mindlinsche Plattentheorie von dem E-Modul [144]

Diejenigen Parameter, welche die Masse beeinflussen, aber keinen akustischen Einfluss zeigen, können ohne Weiteres reduziert und so Gewicht eingespart werden. Wenn die korrespondierende Steifigkeitseigenschaft ebenfalls keine akustische Relevanz besitz, findet sich diese bei den Screening Parametern, da weder ein Einfluss gegenüber der Akustik noch gegenüber dem Gewicht vorliegt. Masse und Steifigkeit des betreffenden Bauteils besitzen folglich keinen Einfluss auf Akustik und somit können auch konventionelle Maßnahmen wie eine Wandstärkenänderung zur Reduktion des Gewichts eingesetzt werden. Wird der Steifigkeitsparameter jedoch den Akustikparametern zugeordnet, besitzt er einen Einfluss auf die Akustik. Somit könnte das Gewicht unter Einhaltung eines bestimmten Steifigkeitsniveaus reduziert werden. In diesem Fall können leichtbaugerechte Substitutionsmöglichkeiten zur Gewichtseinsparung eingesetzt werden. Diejenigen Masseparameter, welche einen Einfluss auf die Akustik besitzen, werden als Synergieparameter deklariert. Um das Gewicht der korrespondierenden Bauteile zu reduzieren, ist eine akustische Abstimmung notwendig.

Prozessuale Einordnung der Parameterdefinition und der Handlungsempfehlungen

Im Folgenden wird der zuvor beschriebene Analyseschritt und die Parameterdefinition im Kontext des prozessualen Entwicklungsablaufes von Fahrzeugen erläutert. Dazu wird in Abbildung 2.12 der Prozess in eine Strategie-, Konzept- Entwicklungs- und Serienphase eingeordnet.



Abbildung 2.12: Prozessuale Einordnung der Methodenbausteine einer synergetischen Leichtbau-Akustik-Auslegung

Die Potenzialanalyse beginnt in der Strategiephase mit der Einteilung (Abbildung 2.9) der Bauteile in Übernahme-, Änderungs- und Synergiebauteile und der Bauteile aus Produktbaukästen. Den Parametern der Änderungs- und Synergiebauteilen wird ein Parameterintervall zugeordnet, welches sich an dem generischen Leichtbaupotenzialen aus Abschnitt 1.2 orientiert. Es folgt eine Analyse und eine Einteilung der Parameter nach Abbildung 2.11. Die systematisch abgeleiteten Handlungsempfehlungen sollten nun hinsichtlich ihrer Umsetzbarkeit im Zuge der Konzeptphase geprüft werden. Das Ergebnis ist eine Konkretisierung des Bauteilumfangs und der Parameterintervalle. Auf Basis des neuen Gestaltungsraumes wird eine Grundauslegung durchgeführt, um die Zielgrößen Schalldruck, Gewicht und Kontrollparameter zu optimieren. Ergebnis der Grundauslegung sind leichtbau- und akustikgerechte Komponentenziele. Diese sollen nun während der Entwicklungsphase umgesetzt werden. Entsprechende Änderungsmaßnahmen verursachen in dieser Phase den höchsten Kostenaufwand. Aufgrund der Strukturunsicherheit²², welche sich aus der Entwicklungsphase ergibt und der von Gur et al. [32] beschriebenen Unsicherheit bei der Schalldruckprognose, werden leichtbaugerechte Maßnahmen zur Absicherung vorgesehen. Mit diesen sollen Gewichtsmehrungen durch Tilger und Impedanzmassen vermieden werden. Die entsprechenden Kontrollparameter, wurden bereits im Zuge der Grundauslegung aktiviert und können nun zur kosten- und gewichtsneutralen Absicherung eingesetzt werden.

2.2 Numerische Simulation und Optimierung von vibroakustischen Systemen

Die Optimierung numerischer Modelle bietet eine Möglichkeit, um technische Problemstellungen kostengünstig und ressourceneffizient lösen zu können. Der Vorteil gegenüber dem analytischen oder experimentellen Vorgehen besteht zudem darin, dass umfangreichere Informationen und eine flexiblere Auswertbarkeit möglich sind. Die virtuelle Auslegung und Optimierung mit numerischen Modellen ist bereits heute das wichtigste Werkzeug der akustischen Fahrzeugauslegung. In Zukunft wird die Bedeutung weiter steigen, da die wachsende Leistungsfähigkeit von Computern und die Weiterentwicklung entsprechender Softwaretools, die Prognosegüte verbessern wird. In Abschnitt 2.2.1 wird beschrieben, wie numerische Fahrzeugmodelle in der Finiten-Elemente-Methode "FEM" aufgebaut sind. Die bestehenden Modelle werden analysiert und die Eignung für die Leichtbau-Akustik-Optimierung bewertet. Anschließend wird in Abschnitt 2.2.2 die Berechnung der Modelle mittels Nastran beschrieben. Hierbei wird auf das gekoppelte Fluid-Struktur-Problem eingegangen und die Elemente der Nastran Bibliothek werden erklärt. In Abschnitt 2.2.3 folgt eine Beschreibung von Sensitivitätsmethoden. Diese sollen sowohl für die Aktivierung der Kontrollparameter als auch für die Einteilung der Parameter nach Abbildung 2.11 verwendet werden. Die Auswahl wird begründet und die geeigneten Methoden beschrieben. Für die Optimierungs- und Sensitivitätsmethoden sind Kenntnisse der statistischen Versuchsplanung notwendig. In Abschnitt 2.2.4 werden die zugrundeliegenden Samplingmethoden erklärt, welche für eine DoE eingesetzt werden. Abschließend erfolgt eine Vorstellung der genutzten Softwaretools.

2.2.1 Finite-Elemente-Modelle für die niederfrequente Fahrzeugakustik

Die Finite-Elemente-Methode ist die am weitesten verbreitete, numerische Auslegungsmethode für Vibroakustik. Dies liegt daran, dass Modellordnungsreduktionsverfahren zur recheneffizienten Lösung des Gleichungssystems sowie eine Vielzahl an Softwaretools und Auswertungsverfahren existieren. Im Zuge der FEM lassen sich die elastische Struktur und das das akustische Fluid in einem gekoppelten System betrachten. Dadurch können wahrnehmbare akustische Ziele wie der Schalldruck berechnet werden. Die vibroakustische

²² Definition der Strukturunsicherheit nach [107], Abschnitt 2.3

Berechnung ermöglicht damit eine Prognose eines wahrnehmbaren Ziels gegenüber zugrundeliegenden Strukturmodifikationen. Dies liegt im Interesse des Leichtbaus, da durch die bisherigen Ziele der Strukturdynamik keine effiziente akustische Auslegung der tatsächlich wahrnehmbaren Akustik möglich ist.

Im Gegensatz zu den meisten konventionellen Modellen der Strukturdynamik verfügt ein vibroakustisches FE-Modell neben dem BIW über Klappen, Türen sowie das Fluid. Mit Feinmodellen und Balken-Schalen-Modellen existieren zwei grundsätzlich unterschiedliche Modellierungsansätze zur Erstellung von vibroakustischen Berechnungsmodellen. Im Folgenden werden die Modelle kurz beschrieben und die Vor- und Nachteile hinsichtlich der bestehenden Zielstellung herausgearbeitet.

Das Feinmodell hat sich in den letzten Jahren als Standardmodell für niederfrequente Akustikabsicherung herauskristallisiert. Wie der Name sagt, ist die Vernetzung bei diesen Modellen vergleichsweise fein, was zu einer Anzahl von bis zu sechs Millionen Elementen führt. Das Modell, welches exemplarisch in Abbildung 2.13 dargestellt wird, besteht zu einem großen Teil aus zweidimensionalen Schalenelementen, die sich auf der Mittelebene der Wandungen von Profilen und Schalenbauteilen befinden.



Abbildung 2.13: Explosionsdarstellung eines vibroakustischen Feinmodells inklusive Body-In-White, Türen, Heckklappe, Hochvoltspeicher und Fluid

Schweißpunkte, Kleber, Schwerschichtmatten, Scharniere und Schloss sowie das Fluid sind mit dreidimensionalen Elementen modelliert. Um eine Verbindung zwischen zwei und dreidimensionalen Netzen zu gewährleisten sind die Knoten entweder koinzidiert²³ oder werden über eindimensionale Elemente, welche Kraft oder Verschiebung übertragen, verbunden. Eine einzige Berechnung eines solchen Modells benötigt auf modernen High-Performance-Computern ca. acht Stunden. Für Parameterstudien oder Untersuchungen zur Robustheit werden für komplexe Zielfunktionen der Akustik hunderte oder sogar tausende Berechnungen benötigt. Diese Modelle dienen daher einer Absicherung von bereits virtuell optimierten Strukturvarianten, stellen aber kein

²³ Die Koinzidenz beschreibt, dass durch sogenannte Multi-Point-Constraints "MPCs" zweier übereinanderliegender Knoten die Verschiebungen von dem einen auf den anderen Knoten übertragen werden.

geeignetes Werkzeug für die Optimierung oder einer umfangreichen Analyse selbst dar. Für Parameterstudien und Optimierungen bieten sich Balken-Schalen-Modelle an, die eine Auswertung mit deutlich reduzierter Rechenzeit ermöglichen.

Balken-Schalen-Modelle besitzen wesentlich weniger Elemente und damit einen geringeren Berechnungsaufwand als Feinmodelle. Bei den Vorversuchen zeigt sich, dass sich die Strukturdynamik eines Balken-Schalen-Modells innerhalb von 34 Sekunden auf einem herkömmlichen Rechner auswerten lässt. Die Detailansicht in Abbildung 2.14 veranschaulicht, wie ein Teil der komplexen Balkenstruktur mit nur fünf Elementen und einer entsprechenden Definition der Querschnittseigenschaften von Flächen, Trägheitsmomenten und Schubmittelpunkten reduziert werden können. Die dafür notwendigen Daten werden aus der Schnittgeometrie berechnet, die für jede Sektion bei der Erstellung automatisiert erzeugt und hinterlegt wird. Durch die Hinterlegung der Schnittgeometrie, können konkrete Querschnittsbemaßungen, aber auch bauraumkritische Eigenschaften wie die Fläche der Querschnitte, untersucht werden. Der wesentliche Unterschied liegt darin, dass die Profilbauteile durch eindimensionale Balkenelemente modelliert sind. Eine Verbindung zu den Schalenelementen erfolgt über Verschiebungs- oder Kraftübertragungsbedingungen von der Mittelachse des Profils zu den Randbereichen der Schale. Da bei Balkenelementen beliebige Querschnitte exakt definiert werden können, lassen sich konstante Querschnitte genauer als bei den Feinmodellen abbilden. Querschnittsänderung und Knotenpunkte werden allerdings über diskrete Sprünge zwischen den Elementen realisiert. Des Weiteren existieren bisher keine Balken-Schalen-Modelle mit denen vibroakustische Berechnungen durchführbar sind. Dazu müssten Fluid und Türen inklusive einem entsprechenden Anbindungskonzept modelliert werden.



Abbildung 2.14: Balken-Schalen-Modell für Strukturdynamikberechnung eines Kabrios [12]; Detail: fünf Balkenelementen inkl. Visualisierung der Balkensektionen

Die Berechnung der Modelle erfolgt mittels Nastran. Der Aufbau von FE-Modellen erfolgt durch eine Auswahl an verfügbaren Elementen der Nastran Bibliothek. Die Netzfeinheit und die Anzahl an Freiheitsgraden hängen von der Auswahl ab. Folglich muss neben der physikalisch korrekten Modellierung bereits die Recheneffizienz berücksichtigt werden. Die Modelle, welche im Zuge dieser Arbeit verwendet werden, umfassen nulldimensionale, zweidimensionale und dreidimensionale Elemente. Im Folgenden werden die Elementbezeichnungen, deren Beschreibung und die physikalische Bedeutung kurz erläutert.

NASTRAN FINITE ELEMENTE UND PHYSIKALISCHE EIGENSCHAFTEN

Nulldimensionale Elemente

- **CBUSH** Definiert ein allgemeines Feder-Dämpfer-Strukturelement mit drei translatorischen und drei rotatorischen Steifigkeits- bzw. viskosen Dämpfungswerten. Die Steifigkeitsterme werden in die Steifigkeitsmatrix eingetragen. Weiterführende Informationen [54]
- **RBE2** Definiert einen Multi-Point-Constraint "MPC" als eine lineare Gleichung zwischen ausgewählten Verschiebungen, die gleich Null ist. Somit ergeben sich abhängige Verschiebungsfreiheitsgrade der Elementknoten. Weiterführende Informationen siehe [54, 55].
- **RBE3** Definiert einen Multi-Point-Constraint "MPC" mittels einem Vorgabeknoten und einem abhängigen Knoten. Es werden die Kräfte von dem Vorgabeknoten auf den abhängigen Knoten übertragen. Somit ergeben sich abhängige Verschiebungsfreiheitsgrade mehrerer Elementknoten. Weiterführende Informationen siehe [54, 55].
- **CONM1** Definiert eine symmetrische 6 x 6 Massenmatrix an einem geometrischen Gitterpunkt.

Eindimensionale Elemente

- **CBEAM** Ist ein Balkenelement mit konstantem Querschnitt. Berechnung erfolgt mittels der Euler-Lagrange-Theorie. Weiterführende Informationen siehe [56].
- Zweidimensionale Elemente
 - CQUAD4 "Quadrilateral Plate Element Connection" ist ein viereckiges, isoperimetrisches Membranbiege- oder ebenes Dehnungsplattenelement. Berechnung erfolgt mittels der Reissner-Mindlin Plattentheorie. Weiterführende Information siehe [57].
- Dreidimensionale Elemente
 - CHEXA8 "Rigid Body Element" sechseckiges Volumenelement (Solid/Fluid) mit 8 Rasterpunkten. Weiterführende Information siehe [55, 58].

Die Rechenzeit ist ein wesentlicher Faktor bei der Durchführung von Parameterstudien, welche eine Vielzahl an Auswertungen benötigen. Die Modellreduktion von FE-Modellen kann durch dynamische Substrukturierung erreicht werden. Bei diesem Verfahren wird ein mathematisches Ersatzmodell aus einer in sich geschlossenen Substruktur- oder einem Fluidbereich berechnet. Die Substrukturierung kann entweder durch Systemidentifikation mit zeitabhängigen Messdaten erfolgen oder als Superelement aus einem bestehenden numerischen Modell berechnet werden [59]. Aus den berechneten Substrukturierung mittels FEM können ergibt sich ein hybrides Modell. Die Grundlagen der dynamischen Substrukturierung mittels FEM können [60] entnommen werden. In [61] wird Substrukturierung mittels Systemidentifikation an Fahrzeugsubstrukturen beschrieben. Der Vorteil dieser Methode ist, dass sich die reduzierten Substrukturen sehr effizient berechnen lassen. Der Nachteil besteht darin, dass alle Superelemente im Voraus berechnet werden müssen und keine Änderungen im Nachhinein innerhalb der substrukturierten Umfänge untersucht werden können. Aus diesem Grund eignen sich substrukturierte Modelle nur dann für eine generische Untersuchung des Leichtbaupotenzials in Fahrzeugen, wenn die reduzierten Umfänge nicht betrachtet werden sollen.

Eine weitere Möglichkeit der Modellreduktion besteht in der Nutzung von Metamodellen bzw. einer Response-Surface-Methodology (RSM). Hierbei wird durch Polynomfunktionen der Zusammenhang von Parameterraum und Ergebnisraum analytisch angenähert. Metamodelle sind besonders für multidisziplinäre Designoptimierungen und Robustheitsuntersuchungen geeignet. Ryberg et al. erklärt in [62] wie Metamodelle für die Fahrzeugoptimierung hinsichtlich NVH, Crash und Gewicht eingesetzt werden können. Ähnliche Veröffentlichungen unterscheiden sich hinsichtlich der Ansatzfunktionen und des zugrundeliegenden Samplings. Beim Sampling werden die Stichproben festgelegt, für die eine Auswertung erfolgen soll. Eine adäquate Annäherung der Zielfunktion erfolgt dann, wenn die Qualität des Samplings der Komplexität der Zielfunktion gerecht wird. Für nichtmonotone, nichtlineare und nichtadditive Zielfunktionen ist ein entsprechend kleinskaliges Sampling anzuwenden, um das Problem adäquat abbilden zu können [63]. Die genannten Ansätze der automobilen Metamodelle setzen ihren Schwerpunkt in der Crashoptimierung und in der Einbeziehung konventioneller Ersatzgrößen für die NVH-Auslegung. Zudem besteht ein Nachteil von Metamodellen darin, dass sich die Wahl der Parameter und deren Intervalle im Nachhinein nicht verändern lassen. Es lässt sich festhalten, dass neben einem Verlust an Flexibilität hinsichtlich der Definition von Parametern, der initiale Rechenaufwand von Metamodellen für nichtmonotone und nichtadditive Zielfunktionen hoch ist.

Der Erfolg der Methode hängt maßgeblich von der Flexibilität bei der Definition der Parameter und der möglichen Anzahl an Evaluationen ab. Da beim Feinmodell die beschriebenen Reduktionsverfahren zu einer Verschlechterung der Parametrisierbarkeit führen, besitzt das Balken-Schalen-Modell diesbezüglich deutliche Vorteile. Geometrische Querschnittseigenschaften können zusätzlich zu den Materialeigenschaften und Wandstärken in Parameterstudien untersucht werden. Durch den geringen Berechnungsaufwand sind eine Vielzahl an Evaluationen möglich und die Parameterdefinition ist auch nach der Modellerstellung noch flexibel veränderbar.

2.2.2 Fluid- und Strukturdynamik in Nastran

Durch Nastran ist die Berechnung von Finiten Elemente Analysen in der Programmiersprache Fortran realisiert. Alle notwendigen Parameter für die Berechnung werden durch die Inputdatei bereitgestellt. Diese gliedert sich in die Sektionen: NASTRAN statement, File Management statement, Executive Control statement, Case Control command und Bulk Data entry. Die Bulk Data Section enthält einen Großteil aller Informationen und im Zuge der Sensitivitätsanalyse mit SOL200 können auch nutzerdefinierte Funktionen formuliert werden. Das Input File beinhaltet alle Informationen über das Finite Elemente Modell: Geometrie, Elemente, Materialien und Lasten. Zudem werden die Analysedaten und die gewünschten Output Files definiert. Softwaretools bieten bei der Erstellung von Inputfiles eine Unterstützung bei der korrekten Strukturierung und Definition der Modell-, Last- und Lösungsparameter. Im Zuge dieser Arbeit dient Siemens Simcenter 3D als ein solches Tool. Anstelle der Ableitung eines FE-Netzes auf Basis einer gegebenen Geometrie, wird in Simcenter 3D die Geometrie in Polygone überführt und anschließend ein adaptives FE-Netz erzeugt. Dadurch können auch Änderungen am CAD-Modell in die Analyse miteinbezogen werden. Der Aufbau eines solchen Modells gliedert sich in die in Abbildung 2.15 dargestellten vier Ebenen.





Das CAD Modell, das idealisierte Modell, das FE-Modell und die Lasten- und Lösungsdefinition in der Simulationsumgebung. Insbesondere das CAD-Modell und das FE-Modell, in dem neben der Vernetzung auch Materialeigenschaften und physikalische Eigenschaften definiert werden, bilden die Basis zur Parameterdefinition des Modells. Analyseparameter wie das Frequenzspektrum und Schrittweite oder die Eigenschaften der Fluid-Struktur-Kopplung etc. können im Analysemodell definiert werden. Für weiterführende Literatur zur Programmiersprache Fortran sei auf [64, 65] verwiesen. Details zur Nastran Berechnung werden im NX Nastran User's Guide [66] und in [67] erläutert.

In der vorliegenden Arbeit werden die akustischen Berechnungen anhand der Lösungen Modalanalyse SOL103, modale Frequenzantwort SOL111 und Sensitivitätsanalyse SOL200 vorgenommen. Die Berechnung beruht in allen drei Fällen auf der Lösung des zeitharmonischen, vibroakustischen Systems, welches im Folgenden kurz erklärt werden soll.

Für die Durchführung einer FEM-Berechnung sind zwei grundlegende Schritte notwendig. Vorerst muss die reale Struktur in ein mathematisches Analysemodell abstrahiert werden. Dafür werden die kontinuumsmechanischen Grundgleichungen benötigt, welche sich aus den kinematischen Bedingungen, den konstitutiven Beziehungen und entsprechenden Gleichgewichtsbedingungen zusammensetzen. Anschließend erfolgt mittels der Finiten Elemente Methode die Überführung in ein diskretes Modell. Insbesondere die Diskretisierung, die Kinematik und das Materialgesetz sollen nicht Teil dieses Grundlagenkapitels sein, da hier ein allgemeines Vorgehen ohne spezifische Besonderheiten für vibroakustische Fragestellung existiert. Für die Grundlagen des FEM-Verfahrens wird daher auf einschlägige Literatur verwiesen [68, 69, 70, 71, 72, 73] und im Folgenden der Fokus auf die Modellierung von zeitharmonischen vibroakustischen Systemen gelegt. Die folgende Herleitung und die Nomenklatur orientieren sich an den Ausführungen von Ochmann et al. [21]. Eine detaillierte Herleitung kann zudem Desmet et al. [74] entnommen werden. Für zeitharmonische, vibroakustische Systeme werden die Gleichgewichtsbedingungen der Struktur durch den Impulserhaltungssatz definiert. Dieser besagt, dass die äußeren Volumenkräfte f_B sowie Oberflächenkräfte f_S und Einzellasten F_i mit den inneren Kräften, den Trägheitskräften und den viskosen Kräften im Gleichgewicht stehen müssen. Für ein einzelnes finites Element lautet das Gleichgewicht für eine beliebige virtuelle Verschiebung δu und eine dazugehörige Dehnung $\delta \varepsilon$ mit der Massendichte ρ und dem Dämpfungsparameter χ wie folgt:

$$\int_{\Omega_e} \delta u^T f_B dV + \int_{\Gamma_e} \delta u^T f_S dS + \sum_{i=1}^n \delta u_i^T F_i = \int_{\Omega_e} \delta \varepsilon^T \sigma + \delta u^T \rho \ddot{u} + \delta u^T \chi \dot{u} dV$$
 Gleichung 2-6

Durch das Einsetzen der Ansatzfunktionen kann die Gleichung in die Form einer gedämpften Schwingung überführt werden. Für die äußeren (*ext*) Knotenkräfte $F_{str,ext}$ der Struktur (*str*) kann mittels des Hookschen Gesetzes die Formulierung für linearelastische Elemente mithilfe der Elementsteifigkeitsmatrix [K_{str}] sowie der Massematrix [M_{str}] und der Dämpfungsmatrix [C_{str}] abgeleitet werden. Die Äußeren Knotenkräfte f_{ext} ergeben sich unter Annahme einer zeitharmonischen Schwingung zu:

$$[F_{str,ext}] = (-\omega^2 [M_{str}] + i\omega [C_{str}] + [K_{str}])[D]$$
 Gleichung 2-7

Bei Applikation einer äußeren Kraft und Auflösung nach den Knotenverschiebungen [D] können bei schlecht konditionierte Matrizen Invertierungsprobleme auftreten. Für diesen Fall existieren automatisierte Näherungsverfahren, auch zur Vermeidung von Singularitäten, die einen entsprechenden Einfluss auf die Ergebnisqualität besitzen können. Weiterführende Informationen hierzu können [75] und [70] entnommen werden. Die Wellenausbreitung des Schalldrucks im Fluid (*fl*) ergibt sich durch die Helmholtz-Gleichungen und entsprechenden Randbedingungen und Residuen zu:

$$-i\omega[F_{fl,ext}] = (-\omega^2[M_{fl}] + i\omega[C_{fl}] + [K_{fl}])[P]$$
 Gleichung 2-8

Die detaillierte Herleitung dieser Gleichung kann [21] entnommen werden. Es wird deutlich, dass die Gleichungssysteme von Fluid und Struktur grundsätzlich ähnlich aufgebaut sind, obwohl die physikalische Bedeutung und die Maßeinheiten sich unterscheiden können. In der geschlossenen Kavität eines Fahrzeugs gilt für die niederfrequente Akustik eine starke Wechselwirkung zwischen Fluid und Struktur [11]. Das bedeutet, dass an den Kontaktpunkten sowohl ein Einfluss von der Struktur auf das Fluid, als auch von dem Fluid auf die Struktur ausgeht. Zu den beiden oben genannten Gleichungen kommt daher eine weitere äußere Kraft von dem Fluid auf die Struktur F_{fl-str} und umgekehrt von der Struktur auf das Fluid F_{str-fl} hinzu.

$$[F_{str,ext}] + [F_{fl-str}] = (-\omega^2 [M_{str}] + i\omega [C_{str}] + [K_{str}])[D]$$
 Gleichung 2-9

$$-i\omega([F_{fl,ext}] + [F_{str-fl}]) = (-\omega^2[M_{fl}] + i\omega[C_{fl}] + [K_{fl}])[P]$$
 Gleichung 2-10

Unter Berücksichtigung der identischen Normalenverschiebung im Kontaktbereich und der Ansatzfunktion für den Schalldruck p in einem beliebigen Punkt lässt sich das gekoppelte Fluid-Struktur-System für die zeitharmonische Anregung ableiten.

$$\begin{bmatrix} M_{str} & 0\\ \rho_0 S & M_{fl} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{D}\\ \ddot{P} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{str} & 0\\ 0 & C_{fl} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{D}\\ \dot{P} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{str} & -S^T\\ \rho_0 S & K_{fl} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D\\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{str,ext}\\ -\dot{R}_{fl,ext} \end{bmatrix}$$
Gleichung 2-11

Fluid-Struktur-Modelle für die niederfrequente Fahrzeugentwicklung besitzen durch die Notwendigkeit der globalen Betrachtung des Gesamtfahrzeugs eine hohe Anzahl an Elementen, Freiheitsgraden und Unbekannten. Modellordnungsreduktionstechniken, wie die Modaltransformation, spielen daher insbesondere bei der vibroakustischen Berechnung eine zentrale Rolle. Für weiterführende Informationen zu den Modellordnungsverfahren sei auf [69] und [73] verwiesen.

In der Case Control Section des Nastran Inputfiles werden die Dämpfungseigenschaften des Modells definiert. Neben der konstanten Struktur- und Fluiddämpfung, kann materialspezifisch und frequenzabhängig eine viskose Dämpfung festgelegt werden. Zudem können spezifische Moden mit einer modalen Dämpfung versehen werden. An dieser Stelle sei zu erwähnen, dass bis heute keine allgemeingültigen Ansätze existieren, mit welchen sich unter akzeptablem Aufwand die Dämpfung von Fahrzeugen in numerischen FE-Analysen zuverlässig prognostizieren lässt [76, 77]. Obwohl Leichtbausubstitutionen durch die Einbeziehung unterschiedlicher Materialien zum Teil eine höhere Dämpfung besitzen können und dies ggf. hilfreich sein könnte, soll die Dämpfung als Parametereigenschaft im Folgenden daher nicht berücksichtigt werden.

2.2.3 Parametersensitivität in vibroakustischen FE-Modellen

Die Parametersensitivität beschreibt den Zusammenhang zwischen einer Ausgangsgröße Y und einer Eingangsgröße X_i . Durch Sensitivitätsindizes kann bewertet werden, ob durch eine Veränderung des Parameters das Ziel verbessert oder verschlechtert wird und ob der Parameter, wie zum Beispiel die Masse eines Bauteils, generell einen Einfluss besitzt. Es existieren eine Vielzahl an Methoden zur Bestimmung von Sensitivitätsindizes [78, 79]. Globale Sensitivitätsmethoden werden zur Untersuchung größerer Parameterintervalle genutzt. Für die Bewertung der Parametersensitivitäten existieren neben der quantitativen Sensitivitätsprognose auch qualitative Verfahren, bei welchen lediglich ein Ranking der Parametereinflüsse vorgenommen wird. Diese sind insbesondere für Screeningaufgaben sinnvoll einsetzbar und besitzen einen erheblichen Vorteil hinsichtlich der Rechenzeit. Welche Methode geeignet ist, hängt von der Komplexität der Zielfunktion, der Anzahl an Parametern, dem Berechnungsaufwand und der Erwartung an die Genauigkeit der Prognose ab. Die Komplexität der Zielfunktion lässt sich anhand der Additivität und Linearität bewerten.

Linearität und Monotonie

Ein numerisches Modell ist linear, wenn alle partiellen Differentialquotienten $\partial \xi / \partial x$ konstant sind. Besitzen die partiellen Differentialquotienten zumindest ein einheitliches Vorzeichen, ist der Zusammenhang monoton. Wenn es sich bei dem Parameter um das Gewicht eines Bauteils handelt, bedeutet Nichtmonotonie bezüglich

der vibroakustischen Zielfunktion, dass sich die Gewichtsreduktion teilweise negativ und teilweise positiv auf die Akustik auswirken kann. Wenn ein linearer oder annähernd linearer Zusammenhang von dem Gewichtsparameter ausgeht, genügt ein einzelner Differentialquotient (lokale Sensitivität), um eine eindeutige Handlungsempfehlung aussprechen zu können.

Lokale Sensitivität

Bei lokalen Sensitivitäten handelt es sich um den Gradienten der Zielfunktion, der in einem spezifischen Systemzustand ermittelt wird. Dazu ist die Ableitung $d\xi/dx$ der Zielfunktion ξ nach dem Parameter x notwendig. Zur Lösung der Aufgabe werden diskrete und variationsbasierte Verfahren unterschieden. Eine vollständige Kategorisierung der Verfahren wird in [80] vorgestellt. Bei diskreten, numerischen Ableitungsverfahren kann auf die analytische Ableitung verzichtet werden. Die Sensitivität wird dann über eine finite Differenz mithilfe einer Pertubation des Parameters angenähert. Der Nachteil dieses Verfahrens ist, dass zwei Auswertungen des Modells pro Evaluation notwendig sind. Dies kann bei den übrigen Verfahren mittels analytischer Ableitungen vermieden werden und so die Recheneffizienz bei großen Modellen verbessert werden. Die analytischen Verfahren unterscheiden sich in der Reihenfolge der Diskretisierung und Differenzierung sowie bei der direkten oder adjungierten Lösung der Verschiebungsableitung. Zudem existieren Lösungsansätze, mit welchen sich die Ableitung analytisch exakt, semianalytisch oder semianalytisch exakt bestimmen lässt. Die lineare Zustandsableitung ist von den Optimierungsvariablen s_i , der äußeren Kraft f_{ext} , der Steifigkeitsmatrix [K] sowie den Strukturverschiebungen u abhängig

$$\frac{\partial u}{\partial s_i} = [K]^{-1} \left[-\frac{\partial [K]}{\partial s_i} * u + \frac{\partial f_{ext}}{\partial s_i} \right].$$
 Gleichung 2-12

Nastran SOL200 verfügt über zwei implementierte Algorithmen zur Lösung von Parametersensitivitäten. Der Semi-Analytische Ansatz inkl. Pseudolastvektor lässt sich entweder direkt oder durch die Adjointmethode lösen. Das Programm selbst entscheidet je nach Zielfunktion und Anzahl der angeforderten Parametersensitivitäten, ob die eine oder die andere Methode effizienter zum Ergebnis führt. Für viele Designvariablen und wenige Zielfunktionen kann die Adjointmethode deutliche Vorteile gegenüber der Rechenzeit aufweisen [81]. Der semianalytische Lösungsweg inkl. Ableitung und einsetzten der Pseudolastvekotoren kann [80, 81] oder dem Nastran Optimization User's Guide [82] entnommen werden.

Additivität

Ein Beispiel für additive Sensitivität ist die Zielfunktion Gewicht. Die Wandstärkenreduktion eines Daches besitzt eine Sensitivität von 1 kg/mm, die eines Bodenbleches 0.8 kg/mm. Unabhängig, ob der eine oder der andere Parameter oder beide gemeinsam einen Millimeter reduziert werden, lässt sich das Ergebnis einfach durch die Addition der Effekte berechnen. Im Gegensatz dazu ist die Zielfunktion Akustik bezüglich aller

Parameter nichtadditiv und die Parameter unterliegen damit starken Wechselwirkungseffekten. Ein numerisches Modell ist additiv, wenn alle Variablen der Funktion unabhängig sind.²⁴

$$\xi\left(\sum x_i\right) = \sum \xi(x_i)$$
 Gleichung 2-13

Besitzen zwei Parameter separat betrachtet einen positiven Effekt auf den Schalldruck, lässt sich dieser Effekt bei nichtadditiven Funktionen nicht auf eine simultane Veränderung beider Parameter übertragen. Bei nichtadditiven Zielfunktionen existieren Interaktionseffekte zwischen den Parameter. Methoden, mit welchen eine Sensitivität von zwei oder mehreren interagierenden Parameter bestimmt werden kann, werden als Sensitivitätsanalysen zweiter bzw. höherer Ordnung bezeichnet. Der Rang einer Sensitivitätsmethode beschreibt damit bis zu welchen Grad die Interaktionseffekte der Parameter berücksichtigt werden.

Rangbasierte Sensitivitätsmethoden: Sensitivität nullter und höherer Ordnung

Zur eindeutigen Indikation lokaler Sensitivitäten mehrerer Parameter wird bei nichtadditiven Funktionscharakteristiken eine Sensitivität höherer Ordnung benötigt. Im Folgenden sei dies am Beispiel einer Waage, welch in Abbildung 2.16 dargestellt wird, erläutert.



Abbildung 2.16: Sensitivität 1. und 2. Ordnung am Beispiel der Waage

Im Ausgangszustand befindet sich die Waage mit zwei identischen Massen im Gleichgewicht "0". Die Waage kann, die dargestellten Zustände, "0,1 und -1" annehmen. Beide Massen simultan verändert, erhalten das Gleichgewicht und damit den Zustand der Balkenwaage. Die Parametersensitivität zweiter Ordnung ist folglich 0, wenn eine identische Änderung beider Massen vorausgesetzt wird. Jede Masse für sich betrachtet, besitzt jedoch einen Einfluss auf den Zustand. Die Reduktion von Masse M₂ besitzt eine Sensitivität von "1", die Reduktion von Masse M₁ eine Sensitivität von "-1". Dies liegt daran, dass durch die Änderung das Kräftegleichgewicht aufgehoben wird und die Waage kippt. Die Sensitivitäten dieses Systems können daher durch zwei Sensitivitäten erster Ordnung bei der separaten Betrachtung und einer Sensitivität zweiter Ordnung für die simultane Betrachtung vollständig beschrieben werden. Für eine komplexere Zielfunktion M₂" separat berechnet werden. Im Sinne der globalen Sensitivität, auf die im nächsten Abschnitt eingegangen wird, würden zudem die beiden Masseänderungen nicht mehr als äquivalent angenommen werden. Folglich wäre eine höhere Anzahl an Szenarien denkbar, bei denen beispielsweise eine simultane Reduktion beider Gewichte mit

²⁴ Vgl. Mürmann, [141, S. 23]

unterschiedlichem Wert ein Ungleichgewicht in die eine oder andere Richtung hervorrufen würde. Bereits für das einfache Beispiel der Waage ist eine vollständige Sensitivitätsbeschreibung anhand zweier Parameter nur durch eine entsprechend hohe Anzahl an Indizes möglich.

Für die lokale Sensitivität gilt, dass für eine Anzahl von *n* Parametern *n* Sensitivitäten erster Ordnung, (n!)/(n-2) Sensitivitäten zweiter Ordnung, (n!)/(n-3) Sensitivitäten dritter Ordnung usw. benötigt werden, um die lokalen Parametersensitivitäten vollständig zu definieren. Der Sensitivitätswert besitzt nur für eine inkrementell kleine Änderung der entsprechenden Parameterkonstellation Gültigkeit. Für nichtlineare Funktionen und eine globale Betrachtung wird diese Aufgabe beliebig komplexer, da alle Sensitivitätswerte zudem von der Höhe der Änderung eines jeden Parameters abhängen. Sensitivitätsanalysen höherer Ordnung werden beispielsweise für Optimierungen angewendet, bei denen entsprechende Gradienten ermittelt werden sollen. Die hohe Anzahl an Sensitivitätswerten führen zu einem unübersichtlichen Ergebnis, welches für Handlungsempfehlungen ungeeignet ist. Sensitivitäten in komplexen Zielfunktionen mit mehreren Parametern werden daher im Allgemeinen durch Indizes vereinfacht. Diese Indizes können auf den Ableitungen erster Ordnung, zweiter Ordnung und höherer Ordnung sowie einer Variation der Parameter basieren. Letzteres wird als Nullte-Ordnung Verfahren bezeichnet, da keine Ableitung der Zielfunktion benötigt wird [83].

Da dies aufwendig und unübersichtlich ist, werden bei vielen Methoden sogenannte Totaleffekte angegeben, die eine kumulierte Variante der Sensitivitäten höherer Ordnung enthalten. Für lineare Zusammenhänge kann die Berechnung der Sensitivitätsindizes höherer Ordnung durch Korrelations- und Regressionskoeffizienten berechnet werden. Für nichtlineare und nichtmonotone Zusammenhänge werden von Saltelli et al. [83] globale Methoden empfohlen. Insbesondere wenn nicht nur der lokale Gradient, sondern die Sensitivität innerhalb der Parameterintervalle ermittelt werden sollen, ist die Annahme eines linearen Funktionsverlaufes nicht mehr gültig. Da die niederfrequente Akustik einen nichtlinearen bzw. nichtmonotonen und nichtadditiven Verlauf besitzt, muss für die Prognostizierbarkeit der Massereduktion mehrerer Bauteile eine globale Sensitivitätsmethode angewendet werden.

Globale Sensitivitätsverfahren und Parameterscreening

Bei globalen Sensitivitätsanalysen wird der Einfluss eines Parameters auf dem gesamten Intervall bzw. bei mehreren Parametern innerhalb des Parameterraumes charakterisiert. Der funktionale Zusammenhang besteht entweder analytisch, durch die Anwendung einer Taylor Expansion oder mithilfe von Monte-Carlo basierten Samplingstrategien [83]. Im Zuge des samplingbasierten Ansatzes wird für jeden Parameter ein Sensitivitätsindex berechnet, der den Einfluss des Parameters innerhalb dieses Intervalls bzw. Parameterraumes angibt. Üblicherweise erfolgt eine Priorisierung derjenigen Parameter, welche eine hohe Varianz der Zielfunktion bewirken. Neben den varianzbasierten Verfahren, welche quantitative Aussagen bei entsprechend hohem Berechnungsaufwand ermöglichen, existiert die Morris-Methode zur qualitativen Bewertung [84]. Ein mögliches Ziel qualitativer Verfahren ist dabei die Anzahl der Variablen, welche berücksichtigt werden sollen, zu reduzieren oder die Entscheidungsfindung zu unterstützen. Die Aufgabe qualitativer Verfahren kann darin bestehen, die Robustheit eines Zieldesigns in der Auslegung zu optimieren oder umgekehrt durch Verringerung der Streuung dezidierter Komponenteneigenschaften die Unsicherheit zu minimieren. In der vorliegenden Arbeit soll eine globale Sensitivitätsanalyse entwickelt werden, welche den Masse- und Steifigkeitseinfluss von Komponenten gegenüber einer vibroakustischen Zielfunktion bewertet. Eine qualitative Bewertung genügt daher, um massespezifisch, akustisch und leichtbau-akustisch relevante Faktoren einordnen zu können.

Eine Übersicht globaler Sensitivitätsmethoden und die Abgrenzung gegenüber lokalen Sensitivitätsmethoden wird in [78, 85, 86] aufgezeigt. Zudem wird in [85] eine varianzbasierte Methode zur Untersuchung von Zuverlässigkeit und Robustheit für ein einfaches strukturdynamisches System eines Einmassenschwingers vorgeschlagen. Eine kritische Diskussion am Beispiel fehlerhafter, veröffentlichter Sensitivitätsanalysen und die Ableitung eines Leitfadens zur Vermeidung von Fehlern wird in [79] vorgeschlagen.

Auswahl geeigneter Verfahren zur generischen Identifikation von Leichtbaupotenzialen

Anhand der in Abbildung 2.17 dargestellten Übersicht soll die Auswahl der Morris-Methode als geeignetes Sensitivitätsverfahren begründet werden. Die Übersicht umfasst eine Vielzahl existierender globaler Methoden. Jedoch ist eine eindeutige Zuordnung über die Komplexität, den Berechnungsaufwand und die Art des Ergebnisses häufig nicht gegeben. Ein alternatives Vorgehen zur Auswahl der Sensitivitätsmethode schlägt Rocquigny et al. [87] in der Nutzung eines Entscheidungsbaums vor.





Die wesentlichen Anforderungen an die globale Sensitivitätsbewertung in der Zielfunktion niederfrequenter Fahrzeugakustik lauten, dass eine möglichst geringe Anzahl an notwendigen Modellauswertungen und die Kompatibilität mit der nichtmonotonen Funktionscharakteristik gegeben sein soll. Außerdem sollen die Ergebnisse für den Ingenieur einen übersichtlichen Erkenntnisgewinn darstellen. Die Komplexität, die sich aus einer vollständigen Beschreibung aller Sensitivitätsszenarien einer nichtadditiven, nichtlinearen und globalen Analyse ergäbe, wird anhand des Beispiels der Waage in Abbildung 2.16 angedeutet. Eine solche Komplexität eignet sich nicht dafür Handlungsempfehlungen abzuleiten. Die zuverlässige Selektion der nicht einflussreichen Parametern, also ein Parameterscreening, steht für die Identifikation von Leichtbauparametern in einem besonderen Fokus. Durch die Identifikation nicht einflussreicher Parameter können im Umkehrschluss auch potenziell einflussreiche Parameter benannt werden. Dadurch wäre die Zielstellung der Zuordnung von Parametern entsprechend Abbildung 2.11 erfüllt. Die quantitative Bewertung der Parametersensitivitäten einflussreicher Parameter ist hingegen nicht notwendig. Aufgrund der hohen Wechselwirkungen sollte neben der Sensitivität erster Ordnung auch die Sensitivität höherer Ordnung bestimmt werden. Die Morris-Methode besitzt gegenüber den genannten Anforderungen die bestmögliche Übereinstimmung. Die qualitative Sensitivitätsmethode benötigt mit 2000 bis 10000 Evaluationen eine vergleichsweise geringe Anzahl an Modellauswertungen. Die Methode eignet sich für nichtmonotone und nichtadditive Zielfunktionen. Die globalen Sensitivitäten erster Ordnung und die Wechselwirkungseffekte werden durch sog. Haupt- und Totaleffekte berechnet. Im Zuge dieser Arbeit wird ein Vorgehen anhand kontinuierlich definierter Parameterintervalle vorgeschlagen. Für eine Erweiterung hinsichtlich einer modularen Baukastenlogik, welche in der Fahrzeugentwicklung häufig Anwendung findet, ist eine diskontinuierliche Anwendbarkeit der Morris-Methode perspektivisch berücksichtigt.

Vorstellung der Morris-Methode

Die Morris-Methode bietet eine Möglichkeit, um die Bedeutung einzelner Parameter innerhalb ihres gesamten Intervalls abschätzen zu können. Neben den Haupteffekten und den Totaleffekten erlaubt die Methode eine Einordnung in die Gruppen (a) unbedeutend, (b) linear und additiv oder (c) nichtlinear und nichtadditiv. Zudem ist durch eine Erweiterung eine Einteilung der Parameter in (d) nichtmonoton und nichtadditiv möglich [88]. Die Methode basiert auf der Berechnung parameterspezifischer Elementareffekte auf Basis eines Trajektorienverfahrens. Der Elementareffekt EE_i des i-ten Parameters ist abhängig von den Punkten $x_1, x_2, ..., x_i$ und der Schrittweite Δ .

$$EE_i = \frac{[y(x_1 \dots x_{i-1}, x_i + \Delta, x_{i+1}, \dots, x_k) - y(x)]}{\Delta}$$
 Gleichung 2-14

Damit die Morris-Methode als eine globale Methode betrachtet werden kann, müssen die ausgewählten Stichproben angemessen innerhalb der gesamten Domäne verteilt sein. Der entscheidende Faktor für den Erfolg der Morris-Methode ist daher die Qualität der Probenentnahme. Diese definiert sich durch eine angemessene Verteilung der Stichproben und besitzt für komplexe Zielfunktionen den Anspruch einer möglichst feinskaligen und homogenen Verteilung über den gesamten Parameterraum. Andererseits steigt mit feinskaligerem Sampling auch der Rechenaufwand. Die Entwicklung eines individuell geeigneten Samplingverfahrens für die Komplexität vibroakustischer Zielfunktionen stellt daher einen zentralen Baustein dieser Arbeit dar. Die ursprüngliche von Morris vorgeschlagene Elementareffektmethode [84] verwendet eine Anzahl von Trajektorien mit verschiedenen Startpunkten, um einen möglichst großen Teil des Parameterraums abzudecken. Das Intervall aller Variablen wird dabei in eine vordefinierte Anzahl von p_{Δ} Stufen diskretisiert. Hierdurch ergibt sich ein k-dimensionaler Variablenraum Ω^k ein diskretes Variablenraster mit entsprechenden Stützstellen. Innerhalb dieses Variablenrasters werden nun Funktionswerte für vorgegebene Faktorkombinationen bestimmt. Die Schrittweite s_{Δ} muss einem Vielfachen der zuvor festgelegten Stufenweite $1/(p_{\Delta} - 1)$ entsprechen.

$$s_{\Delta} \in \left\{0, \frac{1}{p_{\Delta} - 1}, \frac{2}{p_{\Delta} - 1}, \dots, 1 - \frac{1}{p_{\Delta} - 1}, 1\right\}$$

Jede der Trajektorien entsteht durch sukzessive Änderung (One at a time; OAT) aller Variablen um eine definierte Schrittweite s_{Δ} ausgehend von einem Startpunkt. Die Startpunkte der Trajektorien werden zufällig ausgewählt, was das Risiko birgt, den gesamten Bereich nicht gleichmäßig genug repräsentieren zu können. Besonders im Falle einer großen Anzahl von Eingangsfaktoren ist die gleichmäßige Verteilung problematisch. In Abbildung 2.18 werden die Prozessparameter für die Trajektorien anhand eines einzelnen Trajektors für einen dreidimensionalen Parameterraum dargestellt. Aus diesem Trajektor können drei Elementareffekte, also jeweils einer pro Parameter, ermittelt werden.



Abbildung 2.18: Darstellung eines einzelnen Trajektors in einem Parameterraum mit k = 3Parametern, $p_{\Delta} = 6$ Stufen und einer Schrittweite $s_{\Delta} = 2$, aus dem sich drei Elementareffekte $EE^{(i1)}, EE^{(j1)}, EE^{(k1)}$ berechnen lassen

In der ursprünglichen Morris-Methode [84] wird aus den Elementareffekten des i-ten Parameters der Mittelwert μ für die Haupteffekte und die Standardabweichung σ für die Wechselwirkungseffekte gebildet. Existieren innerhalb eines Parameterintervalls sowohl hohe positive als auch hohe negative Elementareffekte, heben diese sich gegenseitig bei der Mittelwertbildung auf. Der Sensitivitätsindex des Haupteffekts zeigt bei solchen nichtmonotonen Parametercharakteristiken einen geringen Einfluss an, obwohl dieser auf die Teilintervalle nicht zutrifft. Campolongo et al. [88] schlagen in diesen Fall die Einbeziehung des absoluten Mittelwertes μ^* vor. Je größer die Abweichung zwischen μ und μ^* ist, desto stärker ist die Ausprägung der Nichtmonotonie.

Haupteffekt nach Morris: $\mu = \sum_{i=1}^{n} EE_i/n$ Gleichung 2-15 Absoluter Haupteffekt nach Campolongo: $\mu^* = \sum_{i=1}^{n} |EE_i|/n$ Gleichung 2-16

Wechselwirkungseffekt:

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (EE_i - \mu)^2 / n}$$
 Gleichung 2-17

Mit den n Elementareffekten EE_i , i = 1, ..., n

Werden Haupt- und Wechselwirkungseffekte jedes Parameters in einem Diagramm aufgetragen lässt sich der Einfluss der Parameter visualisiert in einem Morris-Plot, wie in Abbildung 2.19 dargestellt, ablesen.





Parameter, die sich in der Nähe der horizontalen Achse befinden, haben einen unmittelbaren Einfluss auf das Ziel, welcher unabhängig von den übrigen Parametern besteht. Diejenigen Parameter, die sich in der Nähe der vertikalen Achse befinden, wirken lediglich dadurch, dass sie mit einflussreichen Parametern interagieren. Diejenigen Parameter, die sich entlang der Diagonalen befinden, interagieren mit anderen Parametern und besitzen einen direkten Einfluss auf das System. Parameter, die sich im Bereich links unten befinden, besitzen weder Wechselwirkung mit anderen Parametern noch einen direkten Einfluss auf das System.

Es lässt sich festhalten, dass mit der steigenden Anzahl an Parameter und mit der Komplexität der Zielfunktion die Gültigkeit gradientenbasierter Sensitivitätsindizes 1. Ordnung sinkt. Die Morris-Methode eignet sich hingegen als eine globale Sensitivitätsmethode, auch für mehrere Parameter. Es werden sowohl Haupt- als auch Wechselwirkungseffekte qualitativ bestimmt. Dadurch wird der unmittelbare Einfluss des Parameters und die Interaktion über andere Parameter hinsichtlich der Zielfunktion beschrieben. Die Recheneffizienz und die Qualität der Ergebnisse hängen maßgeblich von einem für die Zielfunktion geeigneten Sampling ab. Dazu werden in Abschnitt 2.2.4 grundlegende Samplingmethoden erläutert und in Abschnitt 3.2.1 ein passender Algorithmus entwickelt.

2.2.4 Statistische Versuchsplanung und globale, multidisziplinäre Designoptimierung

Durch die nichtlineare und nichtadditive Charakteristik der vibroakustischen Zielfunktion können Robustheits- oder Leichtbaueigenschaften nur unter Betrachtung des gesamten Parameterintervalls ermittelt werden. Die statistische Auswertung eines vorgegebenen Parameterraumes und des dazugehörigen Ergebnisraumes wird als globale Betrachtungsweise bezeichnet und benötigt im Falle von Blackbox Modellen die Stichprobenentnahme und eine jeweilige Berechnung. Die statistische Versuchsplanung oder Design of Experiments (DoE) ist eine Sammlung an Methoden, welche den funktionalen Zusammenhang zwischen Parameterund Ergebnisraum evaluiert. Die grundlegenden Prozessschritte der statistischen Versuchsplanung werden durch Abbildung 2.20 beschrieben und der Zusammenhang zur adaptiven Optimierung dargestellt [89].



Abbildung 2.20: Schrittweises Vorgehen der statistischen Versuchsplanung und Einordnung der adaptiven Optimierung in Anlehnung an [89]

Die Vorbereitung der DoE setzt sich aus der Modellierung des Problems, der Implementierung der Zielfunktionen und der Definition von Parametern zusammen. Über einen Versuchsplan werden die zu berechnenden Stichprobendesigns festgelegt und anschließend berechnet. Zuletzt erfolgt die die Bewertung der Designs, sowie Zusammenhänge von Parametern und Zielgrößen. Auf Basis der statistischen Versuchsplanung lassen sich Robustheitsanalysen durchführen, bei welchen mögliche Abweichungen als Domäne interpretiert und untersucht werden. Globale Sensitivitätsmethoden nullter Ordnung, wie die Morris-Methode, benötigen außerdem entsprechende Samplingstrategien.

Der zentrale Baustein einer DoE ist der zugrundeliegende Versuchsplan, das "Sampling". Es existieren zahlreiche Samplingstrategien, welche sich in Bezug auf die zugrundeliegenden Zielfunktion (Linearität, Additivität), der Art des gewünschten Ergebnisses (qualitativ, quantitativ) und dem dazugehörigen Berechnungsverfahren (Funktionszerlegung, Mittelwertbildung) unterscheiden [90]. Die meisten Verfahren basieren auf dem Prinzip des Monte Carlo Samplings, welches zufallsbasiert Proben entnimmt. Einige wesentliche werden in Abbildung 2.21 dargestellt und im Folgenden erklärt.

Random	Latin Hypercube Orthogonal		Winding Stairs	Real Time
Sampling	Sampling Sampling		Sampling	Sampling
X X X X	X	X X X X X X X X		
Zufällig ausge-	In jeder Ebene	Wie LHS, jedoch	Von Startpunkt	Samplingdesign
wählte Werte aller	(hier Spalte) max.	in jedem Sektor	OAT schrittweise	auf Basis Faktor-
Parameter	eine Stichprobe	eine Stichprobe	durch Hyperraum	identifikation

Abbildung 2.21: Zufallsbasierte Sampling Strategien und adaptives Sampling angelehnt an [90]

Beim Random Sampling werden in einem Gestaltungsraum, welcher durch kontinuierliche Parameterintervalle vorgegeben ist, die Stichprobendesigns zufällig festgelegt. Im Falle des Latin-Hypercube-Samplings "LHS" wird jedes Parameterintervall auf eine definierte Anzahl an Stufen unterteilt. Anschließend werden die Stichprobendesigns so festgelegt, dass in jeder Ebene des diskretisierten Parameterraumes ein Design zufällig festgelegt wird. Das Orthogonal-Sampling entspricht weitestgehend diesem Vorgehen. Der Parameterraum wird dabei zusätzlich in Sektoren eingeteilt, in welchen nur ein Design zufällig festgelegt wird. Beim Winding-Stairs-Sampling wird der Parameterraum, wie auch bei dem LHS und dem Orthogonal Sampling in Raster diskretisiert. Ausgehend von einem Startpunkt wird nun für jede Stichprobe ein anderer Parameter variiert. Dadurch ergibt sich ein schrittweises Durchlaufen des Parameterraumes in alle Dimensionen. Mit den genannten Ansätzen werden vor allem eine gleichmäßige Verteilung im Parameterraum erfüllt [91]. Bei dem Real-Time-Sampling wird eine adaptive Beeinflussung des Versuchsplans auf Basis der bereits berechneten Desings vorgenommen. Für Sensitivitätsanalysen lassen sich durch Factor Priorisation, Factorfixing, Variance Cutting und Factors Mapping deutliche Performancesteigerungen durch die Echtzeitselektion wichtiger Faktoren erreichen [83]. Die Auswahl der nächsten Stichprobe oder dem nächsten Stichprobenset, auf Grundlage der vergangenen Designs, stellt einen fließenden Übergang zu den Methoden der adaptiven, globalen Optimierung dar. Während für Robustheitsbewertungen eine gleichmäßige Abtastung sinnvoll ist, erfolgt die Auffindung lokaler Optima durch adaptive Methoden und einer ungleichmäßigen Abtastung wesentlich effizienter.

Globale adaptive Optimierung mit Sherpa

Die Aufgabe ist es durch die Berechnung einiger Stichproben unterschiedliche lokale Optima im Ergebnisraum zu identifizieren. Prinzipiell sind für eine gleichmäßige Abtastung des Ergebnisraumes klassische DoE Methoden, wie das Latin-Hypercube-Sampling geeignet. Die globale Optimierung setzt sich aus einer möglichst gleichmäßigen Suche im Parameterraum und der lokalen Konzentration in potenziell wichtigen Bereichen zusammen. Adaptive Optimierungsalgorithmen, wie der Sherpa-Algorithmus, bedienen sich mehrerer Optimierungsverfahren, um die Optimierung ideal an die Aufgabe anzupassen und so möglichst effizient zum Ziel zu kommen. Eine Übersicht wichtiger Optimierungsverfahren wird in Abbildung 2.22 dargestellt. Im Folgenden soll anhand dieser Darstellung eine Einordnung der durch Sherpa genutzten Optimierungsverfahren angelehnt an [92] vorgenommen werden.





Bei dem Sherpa Algorithmus handelt es sich um ein adaptives Verfahren, welches sich aus den Verfahren Nelder-Mead-Simplex (NMS), Quadratic Programming (QP), Multi Start Method (MS), Genetic Algorithm (GA), Nondominated-Sorting-GA (NSGA-II), Particle Swarm Optimization (PSO), Simulated Annealing (SA) und Response Surface (RS) zusammensetzt. Alle genannten Verfahren sind für nichtlineare Zielstellungen geeignet und lassen sich nach [93] in deterministische Verfahren und stochastische Verfahren einteilen. Auf die einzelnen Verfahren soll hier nicht im Detail eingegangen werden. Für weiterführende Literatur wird [94] für NMS, [95] für QP, [94, 96] für MS, [97, 98] für GA, [99] für NSGA-II, [99, 100] für PSO, [101, 102] für SA und [93, 103] für RS empfohlen.

In Pilotversuchen ließen sich mit dem Sherpa Algorithmus im Vergleich zum LHS wesentlich effizienter lokale Optima auf Basis des Fluid-Struktur-Modells ermitteln. Zwar besteht die Gefahr, dass sich durch den Algorithmus nicht alle lokalen Optima identifizieren lassen, es konnten jedoch zahlreiche Bereiche ermittelt werden, in denen die Werte der LHS-Studie bei gleichem Berechnungsaufwand verbessert vorlagen. Aufgrund der besseren Performance wird daher das Sherpa Verfahren zur Ermittlung lokaler Optima herangezogen. Vergleichsstudien zum Sherpa Algorithmus werden in [104] und [105] vorgestellt.

Performancefunktion

In der Regel führt die Minimierung unterschiedlicher Ziele zu einem Konflikt, da eine Verbesserung der einen Zielfunktion ab einem bestimmten Optimierungsgrad nur mit der Verschlechterung des anderen Zieles einhergeht. Die zu diesem Zeitpunkt erreichte Pareto-Optimalität beschreibt also das konkurrierende Verhalten von Mehrzieloptimierungen. Die Ermittlung der Paretofront wird bereits bei zwei aber insbesondere mit noch höherer Anzahl an Zielen sehr Berechnungsaufwendig. Für die hier vorliegende Arbeit wird daher eine Gütefunktion genutzt, die durch die Gewichtung der einzelnen Ziele und deren Einschränkungen ein resultierendes Optimierungsziel in einer Ersatzfunktion darstellt. Die Ersatzfunktion besteht zudem aus einem Penalty-Term, der die Fitnessbewertung bei der Verletzung restringierter Optimierungsziele verschlechtert. Zudem können sowohl die Ziele als auch die Nebenbedingungen mit linearen und quadratischen Faktoren belegt werden. Analog der softwarebasierten Definition wird die Bezeichnung "Performancefunktion" und für das Ergebnis "Performancewert" genutzt.

$$Q_{perf}(x) = \sum_{i=1}^{N_{obj}} \left(\frac{LinWt_i * S_i * Obj_i}{Norm_i} + \frac{QuadWt_i * S_i * Obj_i^2}{Norm_i^2} \right) - \sum_{j=1}^{N_{con}} \left(\frac{LinWt_j * ConViol_j}{Norm_j} + \frac{QuadWt_j * ConViol_j^2}{Norm_j^2} \right)$$
Gleichung 2-18

Die Performance wird für jede Evaluation errechnet. Dabei wird die Summe der Anzahl aller Zielgrößen N_{obj} und aller Zwangsbedingungen N_{con} gebildet. Die entsprechenden Summanden können durch die Festlegung ziegrößenspezifischer linearer Gewichtungsfaktoren *LinWt* oder quadratischen Gewichtungsfaktoren *QuadWt* die Summe unterschiedlich stark beeinflussen. Jede Zielgröße *Obj*, wird durch den Quotienten mit einem Faktor *Norm* normalisiert. In der Standardeinstellung wird hierfür der Zustandswert im Basiszustand genutzt. Der Faktor *S* wird anhand der Optimierungsaufgabe für eine Minimierung als "-1" oder Maximierung als "1" festgelegt. Der zweite Teil der Gleichung bestraft den Performancewert, wenn eine festgelegte Zwangsbedingung um den Wert *ConViol* verletzt wird.

2.2.5 Automatisierung und Tools

Die in Abbildung 2.20 beschriebene Prozesskette wird mittels HEEDS MDO vollständig automatisiert. HEEDS MDO bietet entsprechende Portale, um die verwendeten Softwareprogramme und Algorithmen prozessual einzuordnen und auszuführen. In Abbildung 2.23 wird beispielhaft ein Prozess dargestellt, mit dem eine Datenübergabe und Verarbeitung von Excel, R, Python, Matlab und Simcenter ermöglicht wird. Inputs und Outputs werden übergeben bzw. definiert und die Ausführung der Programme gesteuert. Zudem sind die in Kapitel 2.2.4 erläuterten Optimierungsalgorithmen implementiert.



Abbildung 2.23: Automatisierung eines Methodenprozesses und Optimierung in HEEDS MDO

2.3 Unsicherheit in der vibroakustischen Fahrzeugauslegung

"Das Dilemma, dem der Konstrukteur in der frühen Phase der Konstruktion begegnet, bevor Kalibrierungs-, Verifizierungs- und Validierungsprozesse beginnen, ist das Ausmaß aller Unsicherheit".²⁵ Das beschriebene Dilemma umfasst folglich das gesamte Spektrum an Unsicherheit und Ungewissheit, welches das Auslegungsverfahren und das prozessuale Umfeld betreffen. Der Sonderforschungsbereich SFB 805 "Beherrschung der Unsicherheit in tragenden Strukturen des Maschinenbaus" ordnet die Phänomene in [106] und [107] der Unsicherheit in drei Bereiche ein:

Datenunsicherheit

Die Datenunsicherheit betrifft Modellparameter und Zustandsgrößen. Sie umfasst die Messunsicherheit und das Fehlen exakter Informationen, welche für die korrekte Definition der geometrischen, physikalischen und materialspezifischen Eigenschaften notwendig wären. Datenunsicherheit kann als stochastische

²⁵ Platz, R. eigene Übersetzung [109, S. 209]

Unsicherheit "uncertainty" oder Ungewissheit "incertitude" auftreten. Durch das Vorhandensein bekannter probabilistischer Verteilungen folgt stochastische Unsicherheit. Ungewissheit beschreibt die Unschärfe von Parametern, welche durch entsprechende Intervallanalyseprozesse abgeschätzt werden. [108]

Modellunsicherheit

Bei der Modellierung und Berechnung von FE-Modellen existieren ausgehend von einer deterministische Systembetrachtung eine Reihe möglicher Fehlerquellen, die zusammengenommen die Modellunsicherheit beschreiben. Dies betrifft unbekannte, unvollständige, unzureichende oder unvernünftige funktionale Beziehungen zwischen Modelleingang und -ausgang, im Vergleich zu Beobachtungen des experimentellen Versuchs. Umfang und Komplexität des Modells haben ebenfalls Einfluss auf die Unsicherheit. [109]

Strukturunsicherheit

Die Strukturunsicherheit ist aus der Perspektive der frühen Produktentwicklungsphase die Summe aller Gestaltungsspielräume und Konfigurationsmöglichkeiten des Produktes. Mit zunehmendem Reifegrad der Produktentwicklung sinkt die Strukturunsicherheit. Funktionsstrukturen oder Komponentenstrukturen sind konzeptionell vorhanden, besitzen jedoch einen ungewissen Gestaltungsspielraum. Prozessual bedingte Strukturunsicherheit betrifft die Ungewissheit der Beschaffenheit eines Gegenstandes aufgrund von Gestaltungsspielräumen im Produktentwicklungsprozess; alternativ können produktions- oder betriebsbedingte Strukturunsicherheit auftreten. [107]

Im Folgenden wird anhand eines Validierungsszenarios die Qualität der vibroakustischen Modellbetrachtung auf Basis des Unsicherheitsbegriffs erläutert. Schließlich folgen Begründung und die grundlegende Funktionsweise der für diese Arbeit relevanten Methoden.

2.3.1 Deterministische und stochastische Modellbetrachtung

Bei der konventionellen, deterministischen Auslegung akustischer Zielgrößen wird das Modell mit einem nominellen Abgleich gegenüber dem Realmodell verglichen. Tritt eine adäquate Übereinstimmung beider Modelle auf wird dem Modell mit hoher Wahrscheinlichkeit die virtuelle, deterministische Prognose zukünftiger Strukturänderungen zugetraut. Bei einer Abweichung kann entweder das Berechnungsmodell oder/und das gemessene Modell ursächlich sein. In Abbildung 2.24 wird auf der rechten Seite dargestellt, wie der Schalldruck eines Berechnungsmodells gegenüber der Messung in einem Realbeispiel der Fahrzeugentwicklung abweichen kann. Besonders während der Entwicklung stehen nur prototypische Einzelanfertigungen für den Abgleich zur Verfügung, die zum Teil hohe Diskrepanz gegenüber den seriengefertigten Produkten aufweisen. Auf der linken Seite werden Luftschallmessungen an identisch konfigurierten Modellen der Serienproduktion gezeigt. Auch hier zeigen sich Abweichungen des Schalldruckniveaus der gemessenen Fahrzeuge, die vermutlich geringer sind als die Abweichungen des gemessenen Prototyps. Welche Daten für einen Abgleich der Simulation geeignet sind und ob ein solcher überhaupt sinnvoll ist, lässt sich häufig nicht eindeutig einordnen.



Abbildung 2.24: Schalldruckunterschiede von identisch konfigurierten Fahrzeugen (links) und Gegenüberstellung von Messdaten und Simulationsdaten (rechts)

In Wahrheit betrachten wir beiderseits nur eine Stichprobe, welche aus den möglichen Zustandsraum unsicherer Parameterintervalle bzw. Bauteileigenschaften entnommen wird. Ein holistischer Ansatz kann folglich nur durch die stochastische Berücksichtigung von Unsicherheit, deren Verteilung und der daraus resultierenden Streuung der Zielgröße erfolgen. Da jedem Bestandteil (Realmodell) und Parameter (virtuelles Modell) nach [110] sowohl eine aleatorische als auch eine epistemische Unsicherheit zugeschrieben wird, ist die vollständige Beschreibung der Verteilungen als stochastisches Modell entsprechend aufwendig.

Methoden, mit denen die Quantifizierung der Unsicherheit in vibroakustischen Fahrzeugmodellen möglich sind, finden sich in [111, 112, 113, 114]. Sollte durch Messungen der Komponenten die Verteilung der Parameter bekannt sein, ist eine stochastische Betrachtung möglich. Dennoch kann neben der so eliminierten Datenunsicherheit des Modells dennoch die Modellunsicherheit und die Strukturunsicherheit zu Abweichungen gegenüber dem Realmodell führen. Die Modellunsicherheit ist häufig die Hypothese für den konventionellen, deterministischen Modellabgleich, bei dem die Abweichung eines berechneten Nominalwertes vorranging von der virtuellen Abstraktion oder der Diskretisierung angenommen wird. In Abbildung 2.25: zeigt sich jedoch, dass es noch eine Reihe anderer Ursachen für Modellunsicherheit geben kann. In einem holistischen Ansatz müssten zur Beschreibung der Modellunsicherheit alle diese Faktoren quantifiziert werden. In den meisten Fällen ist dies nicht möglich. Daher bietet die Unsicherheitsquantifizierung Methoden, um durch experimentellen und virtuellen Vergleich die Modell- und Datenunsicherheit abzuschätzen.

Reales Problem	Physikalisc	hes Mathematische	s Diskretes	Diskrete
	Modell	Modell	Modell	Lösung
FEHLER	Idealisierungs- fehler	Modellierungs- fehler	Diskretisie- rungsfehler	Lösungsfehler

Abbildung 2.25: Modellunsicherheit in der Finiten Elemente Methode; angelehnt an [115]

Die Strukturunsicherheit ist die Folge der Rationalisierung von Konfigurationsvarianten, Gestaltungsspielräumen und Anwendungsszenarien. Insbesondere in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase kommt der prozessualen Strukturunsicherheit bei der Fahrzeugentwicklung eine zentrale Bedeutung zu. Selbst unter Einbeziehung der Modell- und Datenunsicherheit ist in dieser Phase nur eine Bewertung eines konzeptionellen Szenarios möglich, welches in den meisten Fällen noch eine hohe Diskrepanz zum Endzustand aufweist.

Die Auflösung der Unsicherheit nach dem Ursachenprinzip bedarf detaillierter Informationen der Modell- und Datenunsicherheit als auch der Strukturunsicherheit. Dies bedeutet, dass die Quantifizierung der Gesamtheit an Unsicherheit einen enormen Zusatzaufwand mit sich bringt. Erschwerend kommt hinzu, dass die Streuung der Zielfunktion basierend auf den Verteilungsfunktionen der Parameter nur durch analytische Modelle betrachtet werden kann. Ausgehend von der konfigurationsspezifischen FE-Berechnung ist folglich ein Modell notwendig, welches das Verhalten der beiden Mengen "Parameter- und Ergebnisraum" in Relation zueinander analytisch beschreiben kann. Ein solches Metamodell beschreibt durch Approximation und Regression einzelner Stützstellen eine Schätzfunktion "Response Surface". Die Methoden zur Metamodellbildung benötigen bei einer entsprechenden Anzahl an unsicheren Parametern und der Komplexität der vibroakustischen Zielfunktion ein entsprechend hochauflösendes Sampling. Ein solcher holistischer Ansatz der Unsicherheitsquantifizierung und deren Implementierung in entsprechenden Ersatzmodellen kann [116, 117, 118] entnommen werden. Hieraus geht auch hervor, dass ein weiterer Nachteil neben dem hohen initialen Berechnungsaufwand, der von diesen Methoden ausgeht, die fehlende Möglichkeit ist, im Nachhinein strukturelle Änderungen durch neue Parameter oder andere Intervallgrenzen erproben zu können.

2.3.2 Robuste Optimierung und Robustheitsanalyse

Eine Alternative zum holistischen Ansatz der stochastischen Systembetrachtung ergibt sich durch ein entgegengesetztes Wirkrichtungsprinzip, dem Top-Down-Vorgehen im Zuge der robusten Optimierung und der Robustheitsanalyse. Hierbei kann den entsprechenden Parametern mehr oder weniger diffuse Unsicherheit zugeordnet werden, um ein Zieldesign hinsichtlich der Robustheit zu prüfen oder zu optimieren. Eine solche Abschätzung kann zwar nicht den Wahrheitsgehalt einer korrekt durchgeführten stochastischen Betrachtung erfüllen, ist jedoch ein häufig gewähltes Mittel, um unter deutlich reduzierten Aufwand eine Aussage zur Robustheit eines Ziels zu ermöglichen. Wird im Zuge der Robustheitsanalyse die Unsicherheit durch die Abschätzung einer Parameterverteilung angesetzt, können auch Wechselwirkungseffekte betrachtet werden, da sich aus den Intervallen ein Zustandsraum ergibt, welcher in allen Dimensionen durch ein entsprechendes Sampling abgetastet werden kann. Robuste Optimierungen auf Basis lokaler Sensitivitäten bieten diese Möglichkeit nur dann, wenn die Ableitungen höherer Ordnung bekannt sind (siehe Kapitel 2.2.3, rangbasierte Sensitivität). Das analytische Vorhandensein der Ableitung höherer Ordnung ermöglicht die Einbeziehung der Robustheit als Optimierungsziel durch entsprechende Indizes. Im Falle des Analyseansatzes wird die Robustheit lediglich im Nachhinein an den entsprechenden Optima geprüft, nicht aber bei der Optimierung als Kriterium mit einbezogen. Da die Implementierung der rangbasierten, analytischen Sensitivitätsindizes einen hohen Aufwand darstellt und dennoch nur lokal gültig ist, wird im Folgenden ein samplingbasierter Ansatz zur Robustheitsanalyse bevorzugt. Hierfür wird ein Latin Hypercube Sampling angewendet, welches die möglichen Abweichungen des Zustandsraumes abtasten soll. Unter den Veröffentlichungen zur Robustheitsanalyse im NVH-Kontext finden sich eine Reihe anwendungsorientierter Arbeiten, wie beispielsweise der Beitrag von Will et al. [119], bei denen dieses Vorgehen bereits angewendet wird.

Welche Parameter werden untersucht und warum?

Die Grundauslegung findet in der frühen Produktentwicklungsphase statt. Es wird angenommen, dass der bedeutendste Anteil der Unsicherheit in dieser Phase von der Ungewissheit zukünftiger Strukturänderungen ausgeht. Die zu untersuchenden Parameter sind daher die Gestaltungsspielräume die sich aus Synergie- und Änderungsbauteile (Kapitel 2.1.2) ergeben und damit die gleichen Parameter, die für die leichtbauakustische Grundauslegung genutzt werden.

• Wie werden die Intervalle definiert?

Durch die Grundauslegung soll seitens der Akustik und des Leichtbaus ein Ziel vorgeschlagen werden, welches diese beiden Disziplinen in Einklang bringt. Durch die hohe Relevanz beider kann davon ausgegangen werden, dass sich ein realisierbares Ziel ähnlich der Zielvorgaben findet. Die Abweichungen können daher deutlich geringer gegenüber dem Gestaltungspielraum angenommen werden. Die Intervalle werden als gleichverteilt definiert.

• Wie wird die Robustheit quantifiziert?

Bei der Beurteilung der Robustheit wird das Prinzip der Resilienz angewendet. Der Resilienzwert beschreibt durch die größte Abweichung des Schalldrucks das maximale Ausfallrisiko. Das maximale akzeptable Ausfallrisiko liegt im Ermessen des Anwenders.

Bei der Ermittlung eines robusten Optimums nach dem oben genannten Vorgehen, wird eine Reihe an möglichen Quellen für Unsicherheit vernachlässigt, stark abstrahiert und abgeschätzt. Die Robustheitsbetrachtung ist notwendig, da insbesondere durch Optimierungen häufig erst unrobuste Ziele verursacht werden. In der Akustik ist dies der Fall, wenn beispielsweise ein Zustand der Antiresonanz eine gegenseitige Auslöschung des Luftschalls durch Interferenz verursacht. Dieser Zustand kann zwar deutliche Performancevorteile gegenüber den übrigen Designs besitzen, durch seine Instabilität droht aber die Gefahr, dass sich bei kleinen Abweichungen eine Phasenumkehr einstellt und das besonders ungünstige Phänomen der Resonanz verursacht wird. Um ein Szenario zu verhindern, in dem ein besonders performantes, aber instabiles Optimum selektiert wird scheint die oben genannte Methode geeignet. Dennoch birgt sie die Gefahr, dass das reale Fahrzeug von den Annahmen abweichen kann und so die Ziele nicht erfüllt. Zu diesem Zweck wird eine Methode vorgesehen, um das reale Fahrzeug auch nach der Grundauslegung kosten- und leichtbaueffizient akustisch verstimmen zu können.

2.3.3 Kontrollparameter zur akustischen Verstimmung

Die Vermeidung von besonders instabilen, akustischen Optima kann durch die nach Kapitel 2.3.2 beschriebene Methode erreicht werden. Da die Ergebnisse dieser Methode auf einer vagen Abschätzung der wichtigsten Unsicherheitsfaktoren basieren, sind Abweichungen gegenüber dem Schalldruckziel, aufgrund fehlender und potenziell falsch angenommener Intervalle der Unsicherheit, dennoch wahrscheinlich. Diese werden jedoch in deutlich moderaterer Ausprägung und folglich als besser handhabbar angenommen. Um diese Handhabbarkeit auszunutzen, sollen einzelne Komponenten zur akustischen Verstimmung aktiviert werden. Der Einfluss einer solchen Komponente kann durch die Sensitivität eines entsprechenden virtuellen Parameters bemessen werden. Die Sensitivität des Parameters wird somit Teil der Auslegungsaufgabe. Zur Bestimmung eines geeigneten Sensitivitätsindizes müssen folgende Fragen beachtet werden:

Welcher Rang bzw. lokale/globale der Sensitivität?

Tritt ein relevantes Störphänomen auf, wird angenommen, dass sich dieses durch einen einzigen Stellhebel verstimmen lässt. Folglich genügt eine Sensitivität erster Ordnung. Die Plausibilität der Annahme einer lokalen Sensitivität muss durch die Analyse der Nichtlinearität auf den Intervallen überprüft werden.

Sensitivität bezüglich welcher Zielgröße?

Der in Kapitel 2.1.2 festgelegte Schalldrucksummenpegel wird als wirksame Zielgröße für die Optimierung niederfrequenter Akustik festgelegt. Folglich sollte sich auch die Verstimmbarkeit durch den Schalldrucksummenpegel bemessen lassen.

Sensitivität ausgehend von welchen Parametern?

Von denen in 2.1.2 genannten Gestaltparametern eignen sich nur diejenigen als Sensitivitätsindizes, die sich analytisch bzw. semianalytisch in Echtzeit durch Nastran berechnen lassen. Dazu gehören alle Materialparameter und physikalischen Eigenschaften. Dies spricht für einen steifigkeits- und massebasierten Ansatz der Parameterselektion.

Ausgangspunkt für die Herleitung der Parametersensitivität ist die Nutzung der durch Nx Nastran berechneten Schalldrucksensitivitäten. Der Solver SOL200 für Optimierung und Sensitivitätsanalyse bietet die Möglichkeit semianalytisch berechnete Sensitivitätsindizes jedes vordefinierten Parameters bezüglich des Schalldrucks auszugeben. Für das in Fortran programmierte Tool existiert zudem die Möglichkeit neben den implementierten DRESP1 Standard-Zielfunktionen, benutzerdefinierte DRESP2 und DRESP3 Zielfunktionen zu definieren. Durch eine solche Zielfunktion soll ein Sensitivitätsindex erzeugt werden, welcher die Aktivierung von Kontrollparametern ermöglicht. Der Kontrollparameter beschreibt eine konkrete Bauteileigenschaft, die eine gewichts- und kostenneutrale Modifizierbarkeit aufweist. Als ein solches Bauteil wird im Folgenden die Schlossanbindung von Klappe und Türen vorgeschlagen, da in der Vergangenheit bereits signifikante Beiträge dieser Komponenten auf den Schalldruck festgestellt wurden.

Akustische Verstimmbarkeit durch das Anbindungselement Schließbügel

In einigen Fahrzeugen ist die Heckklappe bei der Betrachtung niederfrequenter Akustik der zentrale Beitragsleister des Schallpegels im Innenraum. Die Heckklappe ist über ein komplexes Anbindungssystem mit zwei Scharnieren, den Puffern und dem Schloss an die Karosserie angebunden. Die Steifigkeitseigenschaften der Puffer, der Scharniere und des Schließbügels sind entscheidend für das strukturdynamische Verhalten der Heckklappe und des Gesamtsystems. Eine unterkritische Abstimmung der Heckklappe zeigt sich bei einigen Derivaten als vorteilhaft gegenüber der niederfrequenten Akustik. Um dies zu realisieren werden Schließbügel eingesetzt, welche durch eine gegebene Nachgiebigkeit das System unterkritisch verstimmen. Gärtner et al. [120] veröffentlichen bereits 1995 ein Patent, welches einen Heckklappenschließbügel beschreibt, der als Entkopplungselement zur Verbesserung des Schwingungskomforts dienen soll. Dabei sei nicht nur eine unterkritische Abstimmung, sondern sogar die Auslegung der Heckklappe als Tilgermasse gegenüber der Struktur möglich. Diese Maßnahme ist nicht allgemeingültig, da sich jedes Fahrzeug abhängig von den Amplituden und Phasen seiner Komponenten im Betriebszustand unterscheidet. Da Türen und Heckklappe auf eine ähnliche Weise angebunden sind, kann ebenfalls von einem potenziell hohen Einfluss ausgegangen werden. Die Schlosssteifigkeiten erfüllen das Kriterium der Änderbarkeit, der Gewichtsneutralität und des potenziell hohen Einflusses und werden daher im Folgenden als Kontrollparameter fokussiert werden.

Kapitel 3

Methodenentwicklung zur Optimierung von Leichtbau- und Akustikdesigns

Ausgehend von den etablierten Berechnungsmethoden der niederfrequenten Fahrzeugakustik, wurden im vorausgehenden Kapitel für die Zielstellung geeignete Methoden ausgewählt. Der methodische Kern dieser Arbeit sind die Sensitivitäts- und Optimierungsmethoden, welche in einem systematischen Prozess die Grundauslegung inkl. der akustischen Aktivierung der Kontrollparameter sowie die Einteilung in akustisch bedeutende und unbedeutende Parameter ermöglichen soll. Zur Einteilung der Parameter wird die globale Morris-Sensitivität eingesetzt. Die Aktivierbarkeit von Kontrollparameter soll anhand eines schalldruckbezogenen Sensitivitätsindex erster Ordnung untersucht werden. Für die Exploration des Ergebnisraumes wird der globale, adaptive Sherpa Algorithmus [104] genutzt. Zuletzt soll die Auswahl instabiler Optima mit einer lokalen Robustheitsuntersuchung durch ein LHS vorgenommen werden. Die Auswahl des Simulationsmodells wird den Anforderungen dieser Methoden untergeordnet, um eine akzeptable Rechenzeit bei gleichzeitiger Flexibilität der Parametrisierung gewährleisten zu können. Hierfür bieten Balken-Schalen-Modelle das höchste Potenzial. Im Folgenden werden die Methodenbausteine ausgehend von dem Stand der Technik weiterentwickelt und für die Zielstellung angepasst. Dadurch soll die Validität gegenüber der vibroakustischen Zielfunktion und die Erreichung der Ziele entsprechend Abschnitt 1.3 sichergestellt werden. Zunächst wird in Abschnitt 3.1 ein Minimalmodell entsprechend des Balken-Schalen-Prinzips vorgestellt, welches zur Entwicklung der Methoden verwendet wird. In Abschnitt 3.2 erfolgt die Weiterentwicklung der Morrismethode durch ein Qualitätskriterium, um eine adäquate Samplingqualität sicherzustellen. Die Aktivierung der Kontrollparameter wird durch Kontrollindizes in Abschnitt 3.3 beschrieben. In Abschnitt 3.4 werden geeignete Prozessparameter für die Optimierung hergeleitet, sodass die Ziele von Akustik und Leichtbau gleichermaßen erfüllt werden. Zuletzt wird eine Methode vorgestellt, um unterschiedliche Subdomänen ausgehend von den Optimierungsergebnissen zu analysieren. Hierfür wird ein Ähnlichkeitskriterium genutzt, mit dem im Parameterraum möglichst weit verstreute Designs ausgewählt werden können. Zuletzt wird ein Vorgehen für die Robustheitsuntersuchung dieser Designs vorgestellt, um die Auswahl eines instabilen akustischen Zustandes zu vermeiden.

3.1 Minimalmodell für die Methodenentwicklung

Die Untersuchungen und Machbarkeitsstudien, welche im Zuge der Methodenentwicklung durchgeführt werden, werden zur Einsparung von Rechenzeit und der besseren Verständlichkeit an einem stark vereinfachten Prinzipmodell durchgeführt. Dieses Modell soll die grundlegende Phänomenologie niederfrequenter Akustik erfassen, welche einleitend in Abschnitt 1.1 anhand des Wellenbades beschrieben wurde. Die Modellierung erfolgt inspiriert an den Aufbau der Balken-Schalen-Modelle, welcher in Abschnitt 2.2.1 beschrieben wird. An diesem Modell wird im Folgenden die in Abschnitt 2.1.3 beschriebene Parametrisierung vorgenommen und die vibroakustische Zielfunktion charakterisiert.

3.1.1 Modellbeschreibung

Die grundlegende Phänomenologie der niederfrequenten Innenraumakustik hängt, wie in Kapitel 2.2 beschrieben von den Amplituden der Flächenbeitragsleister und den jeweiligen Phasenbeziehungen, sowie der Fluideigendynamik ab. Eine Phasenbeziehung impliziert eine Mindestzahl von zwei Beitragsleistern, die wie im Fahrzeug mit einer gemeinsamen Tragstruktur verbunden sind. Die Tragstruktur des in Abbildung 3.1 dargestellten Minimalmodell besteht aus vier Profilen, die an den jeweiligen Enden über RBE2 Knoten verbunden sind, um eine geschlossene Struktur zu erzeugen. Zudem sind die Platten an den Enden der Balkenelemente über Anbindungssteifigkeiten CBUSH an allen vier Ecken an die Grundstruktur angebunden. Die Platten sind mit einem Rahmen aus Balkenelementen des Typs CBEAM versehen, deren Knoten mit den Knoten der Schale koinzidiert (Siehe Abschnitt 2.1.1) sind.



Abbildung 3.1: Aufbau des Minimalmodells inkl. Anregung, Mikrofonpunkte und Zwangsbedingungen

Um das Modell so einfach wie möglich zu gestalten, wird ähnlich wie bei einem Kolbenschwinger nur die Längsrichtung in der Mitte der RBE2 Elemente angeregt. Die Verschiebung der Knoten der Grundstruktur und der Anbindungssteifigkeit ist über entsprechende DOFs ebenfalls nur in diese Richtung freigegeben. Für die Luftschallauswertung werden vier Mikrofonpunkte im Modell positioniert. Der resultierende Schalldruck ergibt sich anhand der umgebenden Knoten des Fluids, welches den Raum zwischen den beiden Platten ausfüllt. An den Berührungsflächen des Fluids mit den beiden Platten ist eine direkte Kopplung zwischen Fluid und Struktur definiert. Die übrigen "freien" Flächen des Fluids sind als schallhart definiert.

Das Modell besitzt im Grundzustand ein Gesamtgewicht von 491,9 kg, wobei 41,4 kg auf die linke und 47,3 kg auf die rechte Platte entfallen. Zur Gewährleistung der ersten Moden in einem Frequenzbereich zwischen 20-80 Hz, werden die E-Moduli von Platte 1, Platte 2 und der Grundstruktur ausgehend von den Materialdaten von Stahl auf einen fiktiven Wert (Platte 1: 25,03 * 10⁶ MPa; Platte 2: 20,88 * 10⁶ MPa) verändert.



Abbildung 3.2: Schwingformen der Substrukturen (Platte A und B), Eigenfrequenzen des Gesamtsystems und des Fluids

3.1.2 Parameterdefinition des Minimalmodells

Für die Parametrisierung werden wie in Kapitel 2.1.3 beschrieben bauteil- bzw. baugruppenbezogene FE-Daten verwendet. Zur Benennung der Parameter wird eine Nomenklatur eingeführt, welche für alle Modell dieser Arbeit verwendet wird. Dabei wird an erster Stelle der Name bzw. eine Abkürzung des Namens des jeweiligen Bauteils bzw. der Baugruppe genutzt. Es folgt die Vergabe einer Element-ID, um unterscheiden zu können, ob sich der Parameter auf ein Masseelement bzw. Steifigkeitselement, ein Balkenelement oder ein Schalenelement bezieht. Dem angeschlossen wird eine zweite ID stellvertretend für die Eigenschaft vergeben. Bei den Eigenschaften, die im Zuge dieser Arbeit variiert werden, handelt es sich um Bemaßungen, der Masse bzw. Dichte, der Steifigkeit bzw. dem E-Modul und der Wandstärke.



b) Elementtyp

c) Physikalische Eigenschaft

a) Name Bauteil oder Abkürzung pla für "Platte"; pro für "Profilbalken"; (0: Massepunkte, Verbindungssteifigkeit, 1: Balken, 2: Schalen) (1: Masse, 2: Steifigkeit, 3: Dämpfung, 4: Wandstärke)



3.1.3 Voruntersuchung zur Nichtlinearität und Nichtadditivität

Die in Kapitel 2.2.3 beschriebene Charakterisierung der Zielfunktion nach Additivität und Nichtlinearität ist die Voraussetzung zur erfolgreichen Anwendung einer samplingbasierten Sensitivitätsmethode. Hierfür werden zunächst in Abbildung 3.4 die Parameter einzeln in einem Intervall von ± 5 % untersucht. Für die Untersuchung wird jedes Parameterintervall in acht gleich große Stufen unterteilt und der Wert der Zielfunktion ermittelt. Durch das in [121] beschriebene Bestimmtheitsmaß (R^2 -Wert) für Regressionsgeraden wird ein Index zur Beschreibung der Nichtlinearität festgelegt. Die meisten Parameter zeigen für sich betrachtet einen annähernd linearen Verlauf auf dem betrachteten Intervall. Alle Parameter fra1_12 bezüglich des Schalldrucks besitzt die am stärksten ausgeprägte Nichtlinearität von $R^2 = 0.86$ und wird in Abbildung 3.4 (rechts) abgebildet.



Abbildung 3.4: Untersuchung zur Nichtlinearität

Des Weiteren werden Studien durchgeführt, bei welchen die Additivität der Parameter untersucht wird. Hierfür werden stichprobenbasiert unterschiedliche Paare von Parametern ausgewählt. Jeweils ein Parameter wird auf einen konstanten Wert von ± 5 % bezüglich des Ausgangswertes festgelegt, während der andere Parameter in einem lokaleren Intervall von 2 % auf vier gleichverteilten Punkten variiert wird.

Als Ergebnis lässt sich festhalten, dass die Wirkung aller Parameter bezüglich des Schalldrucksummenpegels stark abhängig ist von dem Niveau des anderen Parameters. Bei dem in Abbildung 3.5 dargestellten Extremfall ergibt sich durch die Wechselwirkung des Parameters jnt1_02 mit Parameter jnt2_02 sogar ein nichtmonotoner Verlauf (hellgrün). Die beiden grünen Punktescharen beschreiben die Schalldruckänderung im Intervall von 2% von jnt2_02 bei jeweils konstanten ±5% von jnt1_02. Es wird deutlich, dass durch das Niveau von jnt1_02 einerseits der Schalldrucksummenpegel insgesamt und andererseits der Wert und die Charakteristik der Sensitivitätskurve von Parameter jnt2_02 beeinflusst wird. Umgekehrt besitzt der Parameter jnt1_02 deutlich größeren Einfluss auf die Zielfunktion bei +5 % des Parameters jnt2_02 (dunkelblau). Hier zeigt sich allerdings kaum Einfluss der annähernd linearen Charakteristik beider Kurven.



Abbildung 3.5: Untersuchung zur Nichtlinearität und Nichtadditivität zweier Parameter

Es lässt sich festhalten, dass die Parameter einzeln betrachtet einen annähernd linearen Funktionsverlauf bei einem Änderungsintervall von 10 % besitzen. Somit lässt sich in den meisten Fällen der Einfluss eines einzelnen Parameters durch eine lokale Sensitivität hinreichend beschreiben. Möchte man umgekehrt einen einzelnen Parameter als Stellhebel für niederfrequente Akustikabstimmung nutzen, kann dieser durch einen Sensitivitätsindex 1. Ordnung aktiviert werden. Die Gesamtheit an Änderungsparametern unterliegt, wie in Abbildung 3.5 dargestellt, sehr hohen Wechselwirkungseffekten. Um die Parametersensitivitäten als Modifikationsgrundlage nutzbar zu machen, müssen die Wechselwirkungseffekte verlässlich abgebildet werden. Die Morris-Methode kann dies erfüllen, wenn die Stichproben so entnommen werden, dass die Wechselwirkung zwischen den Parametern zur Geltung kommt. Hierfür wird im Folgenden das standardisierte Morris-Sampling angepasst, um der Komplexität der Zielfunktion gerecht zu werden.

3.2 Weiterentwicklung der Morris-Methode

Die ursprünglich von Morris vorgeschlagene Elementareffektmethode [84] verwendet, wie in Kapitel 2.2.3 vorgestellt, eine Reihe von Trajektorien mit unterschiedlichen Startpunkten, um einen möglichst großen Teil des Parameterraums abzudecken. Die Startpunkte der Trajektorien werden zufällig ausgewählt, was das Risiko birgt, den gesamten Bereich nicht so gleichmäßig wie nötig zu repräsentieren. Dadurch könnten bei gegebener Komplexität der Zielfunktion wichtige Effekte der Parameter gegenüber dem Ergebnisraum übersehen werden. Solche nicht-optimalen Verteilungen der Startpunkte sind besonders bei einer großen Anzahl von Eingangsfaktoren problematisch.

Zur Verbesserung der traditionellen Morris-Methode schlägt Campolongo et al. [88] eine Strategie zur Verbesserung der Samplingqualität vor. Die Strategie beginnt mit der Erzeugung von $M_{\Delta} = 500 \sim 1000$ Trajektorien, aus welchen eine gewünschte Anzahl von r Trajektorien ausgewählt wird. Der Auswahlprozess basiert auf dem Distanzwert d_{ij} , welcher die Abstände zwischen den einzelnen Trajektorien definiert. Basierend auf den M_{Δ} Trajektorien wird ein Satz von r Trajektorien ausgewählt, welcher einen maximalen Distanzwert besitzt. Dieser Satz repräsentiert die am weitesten verteilten Stichproben der Trajektorien aus der Startpopulation. Die Strategie bietet zwar eine gute Verbesserung der Samplingqualität, aber wenn die Anzahl der Trajektorien M_{Δ} zunimmt, nimmt die zuvor beschriebene Berechnung der am weitesten verbreiteten Stichprobe erheblich mehr Zeit in Anspruch. Eine Vereinfachung der in [88] beschriebene Methode wird im folgenden Abschnitt 3.2.1 vorgestellt, um den Prozess für ein optimales Sampling zu beschleunigen.

Der vorgeschlagenen Methode liegt ein randomisiertes Trajektoriensampling zu Grunde, welches über freien Zugang in der R Onlinebibliothek [122] verfügbar ist. Weitere Prozessschritte bestehen, wie in Abbildung 3.6 dargestellt, aus der Qualitätskontrolle programmiert in R, der Berechnung der Elementarfaktoren durch einen Matlab Code und der Erstellung des erweiterten Morris-Plots in Microsoft Excel.



Abbildung 3.6: Prozessbild zur Morris-Sensitivitätsbestimmung

3.2.1 Einführung eines Qualitätskriteriums für das Sampling

Die vorgeschlagene Strategie erfordert die Annahme eines minimalen, akzeptablen Qualitätsparameters p_{limit} für eine zufallsbasierte Probennahme. Durch diesen wird die akzeptierte Häufigkeit der jeweiligen Intervallstufe abweichend von der idealen Verteilung definiert. Es ist sinnvoll, dass p_{limit} kleiner gewählt wird als der optimale Wert im Falle einer Gleichverteilung p_{opt} , da jede Abweichung von der Gleichverteilung ansonsten dazu führen würde, dass bei einigen Stufen weniger als p_{opt} Werte auftreten und es somit nur eine gültige Lösung gäbe. In Abbildung 3.7 ist ein Beispiel dargestellt, bei dem eine Morris-Stichprobe mit 20 Trajektorien bei vier Stufen für ein Modell mit vier Eingangsvariablen erzeugt wird. X2, X3, X4 sind im Beispiel mit $p_{opt} = 5$ gleichverteilt, während bei X1 die Ebenen 0 und 2/3 vierfach vorkommen. Die Prozessparameter für den vorliegenden Fall könnten durch die vorgeschlagene Methode mit $p_{limit} = 4$ und r = 20 erreicht werden.


Abbildung 3.7: Zuordnung des Grenzwertes für die Samplingqualität abhängig von der Anzahl an Level und der Anzahl an Samplingevaluationen

Durch den Pseudocode in Abbildung 3.8 wird der Algorithmus zur Erstellung des Samplings beschrieben. Der vorgestellte Ansatz bietet die Möglichkeit, manuell eine Mindestqualität festzulegen, sowie die Option einer parallelen Ausführung. Die Leistungsfähigkeit hängt vom gewählten p_{limit} -Wert ab. Je näher dieser an p_{opt} liegt und je mehr Parameter im Modell vorhanden sind, desto länger dauert die Berechnung. Durch den Algorithmus wird verglichen, ob die zuvor berechneten Trajektorien in jeder Intervallstufe eine entsprechende Häufigkeit besitzen, sodass p_{limit} für alle Faktorstufen erfüllt ist. Sollte dies nicht erfüllt sein, wird ein neues zufälliges Set an Trajektorien erzeugt und der Zyklus von Trajektorienerzeugung und Qualitätscheck so lange fortgesetzt bis ein entsprechendes Sampling die Bedingung von p_{limit} erfüllt.

Pseudocode Optimal Morris Sampling

1:	procedure Generate Sample	(Lbound,Ubound,r,factors,p _{limit})
2:	Optimal ← 0	
3:	repeat	
4:	Sample ← Sampler(Lbo	ound,Ubound,r,factors,levels)
5:	for <i>variable</i> in Sample of	do
6:	if <i>variable</i> has a san	npling $< p_{limit}$ then
7:	<i>Optimal</i> ← 0	A level is not adequately sampled
8:	break	
9:	else	
10:	Optimal ← 1	All level are adequately sampled
11:	end if	
12:	end for	
13:	until Optimal	
14:	return Sample	
15:	end procedure	

Abbildung 3.8: Pseudocode zur Generierung eines optimierten Samplings

Über die untere und obere Grenze "Lbound/Ubound" der Intervalle, deren Intervallstufen "levels", der Anzahl Parametern "factors" und Probenentnahmen r berechnet sich der Optimalwert für Gleichverteilung p_{opt} . Von diesem abgeleitet ist ein standardisierter p_{limit} -Wert definiert, der sich abhängig von den Eingangswerten ändert. Der in Algorithmus 3-1 dargestellte Code-Abschnitt wird durch die "else if" Bedingung für die Verteilung auf fünf Intervallstufen "levels" wahr und weist abhängig von der Anzahl an r Stichproben "sum-List" einen p_{limit} -Wert threshold zu. Analog werden entsprechende p_{limit} -Werte für andere Intervallstufen zugeordnet. Eine Beeinflussung des Wertes für eine weniger präzise Gleichverteilung kann durch einen thresholdReducer vorgenommen werden, durch den der p_{limit} -Wert ausgehend von einer idealen Gleichverteilung schrittweise reduziert werden kann. Der gesamte Algorithmus kann Anhang A.1 entnommen werden.

Algorithmus 3-1: Zuordnung des Grenzwertes für die Samplingqualität

3.2.2 Prozessparameter für konstante Ergebnisqualität

Um die Verlässlichkeit der Sensitivitätsindizes sicherzustellen, muss nun die Feinheit bestimmt werden, mit welcher der Parameterraum untersucht werden soll. Die Feinheit der Abtastung wird durch die Anzahl an Abstufungen p_{Δ} "levels" innerhalb jedes Parameterintervalls, die Anzahl an Trajektorien M_{Δ} "num of traject." und die Schrittweite s_{Δ} "grid jump" beeinflusst (siehe Kapitel 2.2.3). Die Parameter werden in das in Abbildung 3.9 dargestellte Startdeck als Dropdownauswahl implementiert. So können diverse Kombinationen getestet werden, um eine recheneffiziente, aber verlässliche Ergebnisqualität zu gewährleisten.

Х	Morris "pro			
	paramete			
	Inputs:	2		
	% expansion	0		5
	grid jump	2		10
	num of traject.	15	•	15
	levels	4		20
	num of variab.	19		30
	Information:	-		
	Num of Iter.	300		

Abbildung 3.9: Template zur Definition der Prozessparameter als Inputdeck für das Morris-Sampling

Zudem ist ein Expansionskoeffizient "% expansion" vorgesehen, mit dem die Gesamtheit aller Parameterintervalle prozentual vergrößert werden kann. Damit kann der Einfluss des Gestaltungsspielraumes auf die akustischen Eigenschaften untersucht werden. Zur Sicherstellung einer adäquaten Samplingqualität werden für fünf Prozess-Setups die Elementareffekte aller Parameter ermittelt. Die prozentuale Übereinstimmung bezieht sich auf die Differenz des ungenauesten Prozess-Setups 1 und des genauesten Prozess-Setups 5. Die Ergebnisse werden in Abbildung 3.10 dargestellt.



Abbildung 3.10: Übereinstimmung der Elementareffekte bezogen auf den schlechtesten Wert (Setup 1) und den besten Wert (Setup 5)

Von Prozess-Setup 1 zu Prozess-Setup 2 wird die Anzahl der Intervallstufen von 4 auf 5 erhöht. Es ergibt sich eine Verbesserung von 20 %. Die deutlichste Verbesserung, welche 78 % Übereinstimmung erzielt, wird durch die Anpassung der Trajektorienzahl von 15 auf 20 erreicht. Die Herabsetzung der Schrittweite führt zu einer reduzierten Übereinstimmung von 72 %. Eine erneute Erhöhung der Trajektorienzahl bei der ursprünglichen Schrittweite von 2 führt zu einer deutlich geringeren Änderung (28 % gegenüber 58 %). Da jede Berechnung auf einer randomisierten Startpunktbestimmung basiert, ist eine gewisse Abweichung der Ergebnisse unvermeidbar. Je feiner das Sampling, desto geringer ist die Abweichung insgesamt und das Auftreten einzelner Ausreißer. Die Morrismethode ermöglich lediglich eine qualitative Bewertung. Dies impliziert für jede neue Auswertung eine gewisse Abweichung der Elementareffekte.

Für das in Abschnitt 3.1.1 beschriebene Modell werden die Werte von Prozess-Setup 3 empfohlen. Aus den Werten ergibt sich bei einer Gesamtzahl von 19 Parametern im Modell ein Rechenaufwand von 300 Evaluationen, um die Elementareffekte der Haupt- und Wechselwirkungseffekte zuverlässig beschreiben zu können.

3.2.3 Ergebnisauswertung und erweiterter Morris-Plot

Die Auswertung der Elementareffekte von Haupt- und Wechselwirkungseffekt aller Parameter erfolgt, wie in Abschnitt 2.2.3 beschrieben anhand Gleichung 2-15, Gleichung 2-16 und Gleichung 2-17. Neben den Elementareffekten des Schallpegels, werden auch die Elementareffekte der Massen ermittelt, um eine Fehlerprüfung der Parametrisierung und der Berechnung durchzuführen. In Tabelle 3.1 sind die Spalten der Massepa-

rameter blau markiert. Das Ergebnis der Mittelwertbildung nach Morris [84], sollte sich gegenüber der absoluten Mittelwertbildung nach Campolongo [89] nicht unterscheiden, da alle Massefunktionen linear sind. Beide Werte sollten demnach dem Massewert entsprechen, welcher durch die jeweiligen Parameter geändert werden kann. Die Standardabweichung der Massen beschreibt die Wechselwirkungseffekte. Da für die Zielfunktion Masse die in Abschnitt 2.2.3 definierte Additivitätsbeschreibung zutrifft, treten keine Wechselwirkungen auf und die Werte sollten entsprechend klein sein. Durch die Berechnung der Elementareffekte für Masse, kann so eine schnelle Prüfung der Plausibilität durchgeführt werden.

 Tabelle 3.1:
 Morris-Sensitivitätsindizes aus den Mittelwerten, den absoluten Mittelwerten und den Standardabweichungen der parameterspezifischen Elementareffekte

	Mass Absolute		Mass	Max P Absolute	Max P	Max P	Pres. Sum L. Absolute	Pres. Sum L Mean	Pres. Sum L S.Deviation
	Mean	Mass Mean	S.Deviation	Mean	Mean	S.Deviation	Mean μ^*	μ	σ
pro1_11	11.38446	11.38446	1.96E-05	5.11E-10	-5.1E-10	7.09E-12	1.115231	-1.11523	1.007596
pla1_21	2.24737	2.24737	7.3E-05	7.97E-11	-8E-11	2.27E-12	1.059941	-1.05994	1.006779
pla2_21	1.91849	1.91849	8.84E-05	1.31E-09	1.31E-09	3.8E-11	1.025224	0.106644	1.007876
:			:	:	:	:	:	:	:
	-	Masse					Schalle	Irucksumm	nenpegel

Ist die Plausibilität des Ergebnisses durch die Massesektion bestätigt, hängt die Qualität der schalldruckbasierten Sensitivitäten ausschließlich von der in Abschnitt 3.2.2 erläuterten Samplingqualität und den entsprechenden Prozessparametern ab. Bei einer abgesicherten Samplingqualität lassen sich nun die globalen Parametersensitivitäten und zusätzliche Charakteristiken aus der Sektion für Schalldrucksummenpegel ablesen. Im Folgenden wird beispielhaft beschrieben, wie sich die Änderungscharakteristik eines einzelnen Parameters anhand des absoluten Haupteffektes μ^* und des Haupteffektes μ ablesen lässt. Zwischen prol 11 und der Zielfunktion liegt ein überwiegend monotoner Zusammenhang auf dem Intervall vor, da sich die Werte von μ^* und μ kaum unterscheiden. Folglich besitzt dieser Parameter unabhängig von der Konfiguration aller anderen Parameter eine immer gleiche Änderungstendenz gegenüber des Schalldrucksummenpegels. Das negative Vorzeichen von μ beschreibt, dass Parameter und Zielfunktion in einem umgekehrt proportionalen Verhältnis stehen. Eine Verringerung des Parameters verursacht eine Verschlechterung (Erhöhung Schalldruck) der Akustik. Die monotone Charakteristik lässt daher einen umgekehrt proportionalen Zusammenhang für den gesamten Gestaltungsraum feststellen. Der Parameter pla2 21 verfügt über eine nichtmonotone Änderungscharakteristik, da sich μ^* und μ voneinander unterscheiden. Folglich trägt die Verringerung des Parameters abhängig von der Konstellation aller anderen Parameter teilweise zu einer Verbesserung und teilweise zu einer Verschlechterung der Akustik bei. Da μ positiv ist, steht der Parameter vorwiegend in einem proportionalen Verhältnis mit der Zielfunktion.

Nun soll der Einfluss aller Parameter in einem qualitativen Ranking vorgenommen werden. Hierfür eignet sich die von Morris [84] vorgeschlagene Visualisierung (Abbildung 2.19) der Haupteffekte μ^* entlang der Abszisse und der Wechselwirkungseffekte σ entlang der Ordinate. Um die leichtbaurelevante Information des Änderungspotenzials von Masseparametern zu berücksichtigen wird, wie in Abbildung 3.11 dargestellt, eine weitere Dimension als Blasendurchmesser eingeführt. Besitzt der Parameter kein Massepotenzial, weil es sich

beispielsweise um eine Steifigkeit handelt, wird der Punkt mit einer schwarzen Umrandung versehen. Vorwiegend oder durchgehend positive bzw. negative Sensitivität kann anhand der Farbe abgelesen werden.



Abbildung 3.11: Morris-Sensitivitätsplot mit Blasendarstellung und individuellem Durchmesser nach parameterspezifischen Gewichtspotenzialen; Beispielhafte Klassifizierung charakteristischer Parametermerkmale A, B, C und D

Durch die Visualisierung der relevanten Parametereigenschaften kann nun eine Selektion entsprechend Abbildung 2.19 vorgenommen werden. Parameter A verfügt über eine insgesamt niedrige globale Sensitivität und ein relativ hohes Gewichtänderungspotenzial. Folglich hat der Masseparameter keinen Einfluss auf die niederfrequente Akustik und kann daher als Leichtbauparameter selektiert werden. Leichtbauparameter können auf einen beliebigen Massewert innerhalb des Änderungsintervalls reduziert werden und besitzen unabhängig von der Konstellation aller übrigen Parameter keinen signifikanten Einfluss auf die Akustik. Die Parameter B besitzen sowohl Gewichtänderungspotenzial als auch Einfluss auf den Schalldrucksummenpegel. Somit ist es das Ziel diese Parameter als Synergieparameter derart abzustimmen, dass sowohl für Leichtbau als auch für Akustik ein Optimum erreicht wird. Parametergruppe C besitzt zwar keinen Einfluss auf Gewicht, jedoch einen Einfluss auf die Akustik. Bei der Zielführung eines optimierten Designs sind diese Parameter für Akustik aufgrund der hohen Wechselwirkungseffekte unmittelbar relevant und für den Leichtbau indirekt bedeutend. Parameter D besitzt weder einen Einfluss gegenüber dem Leichtbau noch gegenüber der Akustik und kann daher als Screeningparameter für die weitere Betrachtung vernachlässigt werden.

3.3 Sensitivitätskriterium zur Auslegung von Gestaltungsspielräumen

Aus denen in Abschnitt 3.2.3 beschriebenen Synergie- und Akustikparameter soll eine optimierte Lösung für Leichtbau und Akustik ermittelt werden. Diese Lösung muss allerdings die Flexibilität beinhalten, dass bei

einer Verfehlung des akustischen Ziels durch entsprechende Unsicherheit, die Struktur akustisch verstimmt werden kann. Eine solche akustische Verstimmung ist nur dann leichtbaugerecht, wenn sie gewichtsneutral ist oder durch den Einsatz von sehr wenig Masse funktioniert. Im Folgenden soll ein Optimierungsziel entwickelt werden, welches eine Aktivierung entsprechender Stellhebel ermöglicht, um dezidiert eine akustische Verstimmung der Struktur zu ermöglichen.

3.3.1 Gültigkeit der lokalen Parametersensitivitäten 1. Ordnung

Die Grundannahme bei der Aktivierung eines solchen Stellhebels lautet, dass die Parametersensitivität der Zielfunktion zuverlässiger und robuster ist als die der Schalldruckfunktion selbst. Die Verstimmung der Struktur auf Basis der akustischen Stellhebel wird im Folgenden isoliert betrachtet. Das bedeutet, dass die Parameter bezüglich eines separaten Einflusses auf die Zielfunktion, also einer Sensitivität 1. Ordnung, optimiert werden. Da die meisten Parameter für sich betrachtet einen vorwiegend linearen Verlauf bei der Untersuchung (Abschnitt 3.1.3) aufgezeigt haben, kann die Gültigkeit einer lokale Parametersensitivität auf dem gesamten Intervall bei separater Betrachtung angenommen werden. Die Aktivierung der lokalen Sensitivität 1. Ordnung entspricht der partiellen Ableitung der Zielfunktion nach dem entsprechenden Parameter.

$$f'_{x_i} = \frac{\partial f}{\partial x_i}$$
 Gleichung 3-1

Diese Ableitung stellt zudem eine hinreichende Bedingung für Sensitivitäten höherer Ordnung dar. Grund hierfür ist, dass die Ableitung höherer Ordnung durch das Vorhandensein der partiellen Ableitungen 1. Ordnung eine gewisse Ähnlichkeit aufweist.

$$f'_{x_i,x_j} = \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)$$
 Gleichung 3-2

Hieraus geht die Wahrscheinlichkeit hervor, dass durch die Aktivierung der Stellhebel bei separater Betrachtung auch ein signifikanter Einfluss für eine simultane Änderung vorliegt. Um dies in jedem Fall sicherzustellen, müsste ein Sensitivitätsindex zweiter und höherer Ordnung einbezogen werden. Um die Methode einfach und übersichtlich zu gestalten, soll vorerst nur mit dem Sensitivitätsindex 1. Ordnung gearbeitet werden. Diese werden im folgenden Abschnitt erläutert.

3.3.2 Sensitivitätsindizes für die akustische Verstimmbarkeit

Die akustische Bewertung erfolgt, wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, durch den Schalldrucksummenpegel. Folglich sollte sich die akustische Verstimmbarkeit ebenfalls im Schalldrucksummenpegel bemessen lassen. Zur Aktivierung der Verstimmbarkeit entsprechender Parameter wird daher die Parametersensitivität gegenüber des Schalldrucksummenpegels ermittelt. Ausgehend von der Gleichung 2-2 für den Schalldrucksummenpegel, wird eine semianalytische Lösung zur Bestimmung der Parametersensitivität beschrieben. Eine detaillierte Herleitung und weiterführende Informationen kann [123] entnommen werden. Die folgende Beschreibung erfolgt nach dem in [124] vorgestellten Prozessablauf welcher in Abbildung 2.12 veranschaulicht wird.



Abbildung 3.12: Prozessschritte zur Ermittlung der Sensitivitätsindizes

In diesem Prozess werden DRESP1²⁶ Lösungsfunktionen genutzt, bei welchen lediglich Sensitivitäten bezüglich des Schalldrucks ausgegeben werden. Da jedoch die Sensitivität bezüglich des Schalldrucksummenpegels berechnet werden soll, wird ein semianalytischer Ansatz beschrieben, der einen Rückschluss auf die benutzerdefinierte Parametersensitivität ermöglicht. Wie in Abbildung 3.12 beschrieben, werden die durch Nastran Sol200 berechneten DRESP1 Ergebnisse durch ein Matlab-Skript entsprechend umstrukturiert. Die semianalytische Berechnung erfolgt durch HEEDS MDO, welches als Prozesstool die Übergabe der gesamten Inputund Outputparameter, sowie die Ausführung der entsprechenden Prozessschritte steuert.

Die analytische Implementierung der Parametersensitivität als DRESP2²⁷ Zielfunktion kann [123] entnommen werden. Da diese jedoch Nachteile hinsichtlich der Performance besitzt, wird im Folgenden nur der DRESP1 Workaround beschrieben. Die semianalytische DRESP1 Lösung beruht auf einer entsprechenden Umstellung der Zielfunktion, sodass diese sich nur aus Elementen der standardisierten Lösung zusammensetzt. Die standardisierte Lösung gibt sowohl den Schalldruck als auch die Parametersensitivität des Schalldrucks, jeweils pro Parameter und Frequenz aus. Die partielle Ableitung des Schalldrucksummenpegels (Gleichung 2-4) entspricht der durch Gleichung 3-1 vorgestellten Formulierung.

$$\frac{dL_{\Sigma}}{dx_{i}} = \frac{10}{ln10 \cdot \sum_{i=1}^{N} \frac{p_{i}^{2}}{p_{0}^{2}}} \cdot \frac{2}{p_{0}^{2}} \sum_{i=1}^{N} p_{i} \cdot \frac{dp_{i}}{dx_{i}}$$
 Gleichung 3-3

Die Ausgabe der Parametersensitivität in SOL200 basiert auf Real und Imaginärteil. Die Ableitungen von Real- und Imaginärteil gegenüber dem Parameter sowie die Schalldruckwerte in Real- und Imaginärteil werden von Nastran durch das f06-File ausgelesen. Details über die Struktur der Ergebnisfiles in Sol200 können [123] entnommen werden. Es ist möglich die partielle Ableitung der Schalldruckgleichung derart umzuformulieren, dass alle durch das f06-File zur Verfügung stehenden Ergebnisse isoliert als Terme auftreten. Diese Formulierung wird durch Gleichung 3-4 dargestellt.

 ²⁶ DRESP1 definiert eine Strukturantwort, die in der Designoptimierung entweder als Nebenbedingung oder als Ziel verwendet wird.
 ²⁷ DRESP2 ermöglicht die Implementierung analytischer Zusammenhänge inkl. DRESP1.

$$\frac{dL_{\Sigma}}{dx_{i}} = \frac{20}{ln10 * \left(\sum_{i=1}^{N} Im_{i}^{2} + \sum_{i=1}^{N} Re_{i}^{2}\right)} \cdot \left(\sum_{i=1}^{N} Im_{i} \cdot \frac{d(Im_{i})}{dx_{i}} + \sum_{i=1}^{N} Re_{i} \cdot \frac{d(Re_{i})}{dx_{i}}\right)$$
Gleichung 3-4

Die in HEEDS MDO implementierte Gleichung 3-4 kann in dieser Form durch das Auslesen des umstrukturierten Outputfiles von Simcenter 3D vollständig bestimmt werden. Die Implementierung der Gleichung wird im folgenden Abschnitt beschrieben. Durch die Lösung der Gleichung ergibt sich die Sensitivität eines Parameters bezüglich des Schalldrucksummenpegels. Hat dieser Index einen hohen Wert, besitzt der korrespondierende Parameter eine gute Verstimmbarkeit. Durch die Einbeziehung des Index in eine multidisziplinäre Optimierung sollen bestimmte Parameter gezielt für akustische Verstimmung aktiviert und deaktiviert werden. Hierfür wird im Folgenden der Optimierungsprozess beschrieben, der für die Optimierung von Gewicht, Schalldruck und Sensitivitätsindizes eingesetzt wird.

3.4 Entwicklung einer multidisziplinären Optimierung

Die Grundlagen des folgenden Abschnitts werden in Abschnitt 2.2.4 erläutert. Für die folgende Optimierungsaufgabe wird der Sherpa Algorithmus [104] angewendet, da dieser gegenüber den Verfahren der DoE Performancevorteile gezeigt hat. Der Algorithmus ist in das Prozess- und Optimierungstool HEEDS MDO implementiert, welches für die Automatisierung der gesamten Methode verwendet wird. HEEDS MDO verfügt neben der Austauschmöglichkeit von Eingangs- und Ausgangsgrößen zu externen Schnittstellen, die Möglichkeit der Optimierung sowie der Ausführung anderer Softwareprogramme. Über eine Python Schnittstelle können zudem Ein- und Ausgangsgrößen benutzerdefiniert verarbeitet werden. Über diese Schnittstelle werden die Sensitivitätsindizes und auch der Schalldrucksummenpegel berechnet. Im Folgenden werden alle Zielgrößen, deren Implementierung und die Prozessparameter vorgestellt.

3.4.1 Definition der Eingangs- und Ausgangsgrößen

Die Berechnung des Schalldrucks und der Masse erfolgt, wie in Abschnitt 2.2.2 beschrieben, durch NX Nastran. Um eine Vielzahl an Evaluationen berechnen zu können, wird die Übermittlung der Parameterwerte, die Ausführung und das Auslesen der Ergebnisse durch HEEDS MDO automatisiert. Die Definition der Eingangsparameter, das Tagging von Zielgrößen und die Definition der Zielwerte stellen die maßgeblichen Schritte hierfür dar. Die relevanten Schritte werden im Folgenden nachvollzogen.

Definition der Eingangsparameter

Prinzipiell können in Simcenter 3D alle Einträge, welche bei der Erstellung des FE-Modells verwendet werden, auch als Parameter definiert werden. Zudem lassen sich diese Einträge als analytische Formeln definieren, welche mathematische Operatoren, explizit definierte Parameter (bspw. Faktoren) oder Konstanten beinhalten. Auf diesem Wege sind auch Netzkonvergenzstudien und Prozessparameteranalysen möglich. Die Nutzung von Faktoren ist deshalb reizvoll, da sich die Parametrisierung so einfach automatisieren lässt. In dieser Arbeit werden neben den Anbindungssteifigkeiten, größtenteils Materialparameter und Faktoren zur Designoptimierung verwendet. Wie in Abbildung 3.13 dargestellt, eignen sich FE-Parameter dazu, um abstrakte²⁸ oder konkrete²⁹ Materialparameter in die Optimierung einzubinden. Da FE- Parameter mit SOL200 kompatibel sind, eignen sie sich zur Berechnung der Sensitivitätsindizes. CAD-Parameter sind als solche nicht geeignet und lassen sich daher für die Grundauslegung, aber nicht als Sensitivitätsindex verwenden. Im Beispiel des Validierungsmodells, welches in Kapitel 4 vorgestellt wird, wäre ein CAD Parameter die Position der seitlichen Anbindung. Ein konkreter FE-Parameter ist die Wandstärken und könnte beispielsweise auch die Querschnittseigenschaft von Balken sein. Abstrakte Parameter des Modells sind E-Modul und die Dichte.



Abbildung 3.13: Einteilung von Modellparametern nach Arten und der Möglichkeit der Sensitivitätsbestimmung

Die in Abschnitt 3.3 erläuterten Sensitivitätsindizes, basieren auf der partiellen Ableitung eines Parameters nach der Zielfunktion. Nastran ermöglicht durch SOL200 lediglich eine Ableitung nach Parametern, die in den Materialeigenschaften oder den physikalischen Eigenschaften definiert werden. Ein derartiger Parameter kann zur Ermittlung des Sensitivitätsindex und/oder der Variation innerhalb eines gegebenen Intervalls dienen. Im Falle der Anbindungssteifigkeiten von Klappen und Tür ist sowohl eine Variation als auch der Sensitivitätsindex vorgesehen.

Nach der Definition der Parameter in Simcenter 3D werden diese von HEEDS MDO automatisch beim Laden des Modells erkannt. In Abbildung 3.14 Abbildung 3.11wird beispielhaft dargestellt, wie eine solche Liste der Eingangsgrößen aussehen kann. Neben den Designparametern (Reihe 1-12) ist ein Prozessparameter (Reihe 13), zwei Simulationsparameter (Reihe 14-16) und drei Netzparameter (Reihe 17-19) vorhanden. Die Prozessparameter dienen der Automatisierung des gesamten Prozesses. So kann beispielsweise durch den Prozessparameter AnalysisPath der Pfad übergeben werden an dem die Analyse durchgeführt wird, um die für die Methodenbausteine notwendigen Skripte in dem entsprechenden Ordner auszuführen. Die Simulationsparameter umfassen mit dem Wert stp_value die Feinheit der Frequenzschritte und mit den *_refinement

²⁸ Abstrakte Parameter beschreiben eine Eigenschaftsänderung, deren technisch umsetzbare Lösung nicht über den Parameter direkt ersichtlich wird. Zum Beispiel gibt es nur in Ausnahmen technische Lösungen, um den E-Modul eines Werkstoffs zu reduzieren. Eine Reduktion der Steifigkeit des Bauteils könnte aber durch eine Änderung von Material oder Bauweise erreicht werden.

²⁹ Konkrete Parameter beschreiben eine Eigenschaftsänderung, die sich auf identische Weise technisch umsetzen ließe.

Parametern die Beeinflussung der Feinheit entsprechender FE-Netze. Für den Optimierungsprozess von Leichtbau und Akustik sind ausschließlich die Prozess- und Designparameter notwendig.



Abbildung 3.14: Intervalldefinition und Prozessparameter am Beispiel des Minimalmodells

Die Designparameter müssen je nach Typ deklariert werden. Durch die Wahl des Typs "Continuous" ergibt sich die Möglichkeit zur Vergabe eines kontinuierlichen Änderungsintervalls. Zudem sind diskrete Änderungsschritte, eine Verteilungsfunktion oder funktionelle Zusammenhänge möglich. Im vorliegenden Beispiel werden als Parameter ausschließlich Faktoren definiert. Der Startwert liegt folglich bei eins und einem definierten Änderungsintervallen von ± 10 %

Tagging relevanter Zielgrößen

Die Nastran-Berechnungsdaten, -informationen und -ergebnisse werden in mehreren Dateitypen (.dat, .diag, .f04, .f06, .log, .op2, .pch) abgelegt. Für das Auslesen der Masse und des Schalldrucks existiert eine Portalfunktion für Simcenter und HEEDS MDO, welche über eine op2-Datei kommuniziert. Die op2-Datei wird binär ausgegeben und eine Validierung der Datenwerte ist somit nicht möglich. Daher wird anstelle der Portalfunktion die pch-Datei zum Auslesen von Schalldruck- und Masseinformationen herangezogen. Die Informationen der Sensitivität aus SOL200 werden aus der f06-Datei ausgelesen. Die Masseinformation lassen sich durch Aktivierung des Weightcheck in der Massenreduktionsprüfung ebenfalls aus der f06-Datei auslesen. Das Tagging aller relevanten Einträge aus den unterschiedlichen Dateien, stellt einen hohen initialen Aufwand beim Erstellen einer Studie dar. Zudem können sich die Ergebnisfiles je nach Prozessparameter unterscheiden, wodurch ein individuelles Vorgehen je nach Dateistruktur notwendig wäre. Um dies zu vermeiden, werden wie in Abbildung 3.15 schematisch dargestellt, die Ergebnisse aus den Nastran Ausgabefiles extrahiert und in einer neuen Datei "results.dat" zusammengeführt. Dies wird durch einen Matlab-Algorithmus realisiert, der in [123] beschrieben wird. In der "results.dat" Datei finden sich alle Informationen, die zur Berechnung des Schalldrucksummenpegels und der Sensitivitätsindizes erforderlich sind. Durch diesen Zwischenschritt ist eine bessere Automatisierbarkeit und Übersichtlichkeit aller Informationen gewährleistet.



Abbildung 3.15: Umstrukturierung der erforderlichen Daten für die Berechnung des Schalldrucksummenpegels und der Sensitivitätsindizes

Das Ergebnisfile kann von HEEDS MDO durch ein entsprechendes Tagging spalten- und zeilenweise ausgelesen werden. Mit steigender Anzahl an Lasten und Mikrofonen erhöht sich die Anzahl an Spalten. Somit müssen auch entsprechend mehr Daten einem Tagging unterzogen werden. Die Anzahl an Frequenzschritten erhöht zwar die Zeilenanzahl der Datei, stellt allerdings keinen zusätzlichen Aufwand beim Tagging dar. Für eine konstante Anzahl an Frequenzschritten, Lasten und Mikrofone kann ein entsprechendes Standardtemplate genutzt werden, das initial erstellt wird und schließlich nur an die Anzahl der Parameter und dem Inputmodell angepasst wird. In Abbildung 3.16 wird beispielhaft dargestellt, welche Zielinformationen für die Methode bei einer Last, zwei Mikrofonen und einem ausgewählten Sensitivitätsindex notwendig sind.

	7	Response Name	⊽ _ਦ Source	Formula	_	
1	¢.	glb_mass	Tag 🔹			Gewicht und Schall-
2	e4	sum_pressure_level	Formula 🔹	sqr_1 = list(map(lambda x:x*x, ma		drucksummenpegel
3	e4	real_pres_1	Tag 🔹		<u>ן</u>	
4	e4	imag_pres_1	Tag 🔹			Schalldruck
5	e4	real_pres_2	Tag 🔹			2 Mikrofone
6	e4	imag_pres_2	Tag 🔹		ľ	
7	e4	magn1	Formula 🔹	sqr1 = list(map(lambda x:x*x, real]	
8	e4	magn2	Formula 🔹	sqr1 = list(map(lambda x:x*x, real		Allg. Faktoren für
9	e4	factor1	Formula 🔹 🔻	square1 = list(map(lambda x:x*x,		Sensifivitatsindizes
10	e4	jnt1_02_real_1	Tag 🔹		1	
11	e4	jnt1_02_real_2	Tag 🔹			-
12	e4	jnt1_02_imag_1	Tag 🔹			Sensitivitätsindize
13	e4	jnt1_02_imag_2	Tag 🔹			luti
14	e4	jnt1_02_sens	Formula 🔹	z=[] i=0		

Abbildung 3.16: Tagging der Ergebnisdaten aus der Nastran Ergebnisdatei

Bei den Einträgen in Zeile 1,7-9,14 handelt es sich um skalare Werte. Alle übrigen Einträge sind Vektoren. Neben dem Gesamtgewicht wird der Schalldrucksummenpegel als Optimierungsziel benötigt, welcher sich aus den Real- und Imaginärteilen der entsprechenden Schalldruckdaten der Mikrofone berechnet. Für die Berechnung der Sensitivitätsindizes werden die allgemeinen Magnituden und ein Faktor berechnet. Gemeinsam mit den Schalldrucksensitivitäten in Zeile 10-13 werden daraus der Sensitivitätsindex jnt 02 sens berechnet.

Für jeden weiteren Sensitivitätsindex werden vier neue Vektoren (Spalten der Schalldrucksensitivität) und die Berechnung des Index als Formel benötigt. Bei einer Änderung der Anzahl an Mikrofonen N_{MIC} oder Lasten N_{FORCE} beträgt die Anzahl der Zielgrößen für einen Sensitivitätsindex N_{SENS} entsprechend Gleichung 3-5.

$$N_{SENS} = (2 \cdot N_{MIC} \cdot N_{FORCE}) + 1$$
 Gleichung 3-5

Python Schnittstelle

Die akustischen Zielgrößen werden mithilfe der Schalldruckwerte und Schalldrucksensitivitätswerte über entsprechende Gleichungen (siehe Abschnitt 2.1.2 und Abschnitt 3.3.2) berechnet. Die Implementierung der Gleichungen erfolgt über Python. Wenn sich eine Zielgröße aus einer oder mehreren anderen Antwortgrößen zusammensetzt, muss diese als "source = Formula" deklariert werden. Daraufhin kann die Gleichung durch eine Python Schnittstelle implementiert werden. In Algorithmus 3-2 wird der Schalldrucksummenpegel aus den entsprechenden Amplitudenwerten des Schalldrucks für beide Mikrofone magn1 und magn2 berechnet. Die Vektorenbezeichnungen magn1 und magn2 beziehen sich auf die Amplitudenwerte und berechnen sich aus den Real- und Imaginärwerten des Schalldrucks, die aus der result.dat Datei ausgelesen werden. Zu Beginn werden beide Vektoren untereinander in einem Vektor zusammengefasst. Nach dem Quadrieren der einzelnen Werte folgt der Quotient mit dem quadrierten Normaldruck. Schließlich wird entsprechend der Gleichung 2-4 der Logarithmus und der Faktor 10 hinzugefügt.

all_p = magn1 + magn2	# alle Schalldr ü cke zu einem Vektor
<pre>sqr_pressure = list(map(lambda x:x*x, all_p))</pre>	# alle Eintr ä ge warden quadriert
summe_ sqr = sum(sqr_pressure)	# alle Dr ü cke in kPa2
$p_0 = 2e - 5$	# Referenzdruck in Pa
inside_log = (summe_ sqr *1e6) / (p_o*p_o)	# 1e6 konvertiert kpa^2 in pa^2
_result = 10 * math.log10(inside_log)	# _result als Zielwert

Algorithmus 3-2: Python Code zur Berechnung des Schalldrucksummenpegels

Dieses Prinzip sollte beispielhaft einmal dargestellt werden. Analog wird für die Sensitivitätsindizes und die Magnituden sowie den Faktor entsprechend den jeweiligen Formeln vorgegangen.

3.4.2 Normierungs- und Gewichtungsfaktoren der Performancefunktion

Nach der Definition aller Eingangsparameter, der Änderungsintervalle und der Zielfunktionen müssen nun die übrigen Faktoren der Performancefunktion (Gleichung 2-18) festgelegt werden. Es erfolgt eine Normierung jedes Parameters, indem der Basiswert als Normierungsfaktor angenommen wird. Alternativ lassen sich benutzerdefinierte Normierungswerte vergeben. Dies ist sinnvoll, wenn ein Bauteil das gleiche absolute Änderungspotenzial besitzt, sich beide jedoch in ihrem Basiszustand unterscheiden. Durch die Normierung wird eine vergleichbare Größenordnung der Zielwerte ermöglicht. Für die Gewichtung werden im Folgenden die linearen Gewichtungen der Performancefunktion genutzt. Folglich sind die quadratischen Gewichtungsfaktoren und der Faktor für Bestrafung null. Zweck der Gewichtungsfaktoren ist es den einzelnen Zielen eine entsprechende Bedeutung bei der Bewertung der Güte eines Designs einzuräumen. Hier stellt sich die Frage wie viel ist ein Kilogramm gegenüber einem Dezibel wert und wie gestaltet sich der Vergleich mit den Sensitivitätswerten? Die Antwort ist insbesondere deshalb schwierig, weil nicht klar ist in welcher Höhe die Sensitivitätsindizes die tatsächliche Verstimmbarkeit beschreiben. Hinzu kommt, dass sich der Bedarf nach Leichtbau oder akustischer Verbesserung je nach Fahrzeugprojekt unterscheiden kann und zudem die Ziele häufig untereinander interagieren. Eine gute Orientierung wie stark der Performancewert von einer einzelnen Zielfunktion abhängt bietet im Nachhinein der Optimierung der in Abbildung 3.17 dargestellte Korrelationsplot. Durch diesen lässt sich feststellen, wie stark Zielfunktionen untereinander und mit der Performancefunktion korrelieren. Je stärker die Korrelation, desto höher ist die tatsächliche Bedeutung der Zielgröße. Erscheint die Bedeutung zu niedrig oder zu hoch, lässt sich diese durch die Gewichtungsfaktoren justieren.

	sum_pressure_level	SENS_jnt1_02	glb_mass	performance
sum_pres- sure_level		-0.51	0.48	-0.81
SENS_jnt1_02			-0.43	0.80
glb_mass				-0.80
performance				

Abbildung 3.17: Korrelationsplot der Ziele untereinander und gegenüber der Performancefunktion

Bei dem in Abbildung 3.17 gezeigten Beispielfall der Zielgrößenkorrelation werden Optimierungsergebnisse des in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Modells dargestellt. Optimiert wird die Gesamtmasse "glb_mass", der Sensitivitätsindex des Parameters jnt1_02 "SENS_jnt_02" und der Schalldrucksummenpegel "sum_pressure_level". Das dargestellte Resultat einer nahezu äquivalenten Korrelation (-0.81, 0,80 und -0,80) der Ziele mit der Performancefunktion wird durch ein iteratives Vorgehen bei der Vergabe der Gewichtungsfaktoren erreicht. Dabei wird für das Ziel Schalldrucksummenpegel ein Gewichtungsfaktor von 25, für die Masse ein Gewichtungsfaktor von fünf und für den Sensitivitätsindex ein Gewichtungsfaktor von eins gewählt. Die Normierung wird auf Basis der Startwerte vorgenommen. Als grundlegendes Ziel ist die Minimierung von Masse und Schalldrucksummenpegel sowie die Maximierung des Sensitivitätsindex definiert. Folglich tritt eine entsprechend negative und positive Korrelation der Ziele auf. Die Ziele zeigen ebenfalls eine leichte Korrelation untereinander. Ob hier eine physikalische Begründung oder eine zufällige Korrelation vorliegt, lässt sich allerdings nicht feststellen. Je mehr Ziele definiert werden, desto unwahrscheinlicher ist es, dass Optima gefunden werden, in welchen alle Ziele in einem äquivalenten Maße verbessert werden. Im schlechtesten Fall wird ein Ziel vernachlässigt, weil ein anderes Ziel zu überproportional verbesserten Performancewerten führt. Dies würde durch eine umgekehrte Korrelation gegenüber der Zielsetzung indiziert werden.

3.5 Untersuchung der lokalen Optima auf robuste Designziele

Das grundlegende Ziel einer Optimierungsstudie ist die Suche im Designraum nach einem bestimmten Design, das ein oder mehrere Ausgangskriterien minimiert oder maximiert. In Fällen, in welchen die Anzahl der Eingangsparameter groß oder die Beziehung zwischen den Eingangsvariablen stark nichtlinear ist, benötigen die Optimierungsalgorithmen eine hohe Anzahl von Evaluationen, um eine entsprechend feinskalige Exploration und folglich die Identifikation aller relevanten Optima gewährleisten zu können. Welches dieser Optima in der Realität tatsächlich erreicht werden kann, hängt davon ab wie genau sich die Parameterziele umsetzen lassen und wie stark sich Abweichungen der Eingangsvariablen im Bereich des Optimums auf die Zielfunktion auswirken. Insbesondere wenn System- oder Komponenteneigenschaften in einer frühen Entwicklungsphase ausgelegt werden, ist häufig nicht klar wie genau diese schlussendlich umgesetzt werden können. In anderen Worten besitzen die den Zielen zugehörigen Parameter eine hohe Unsicherheit. Folglich handelt es sich bei den besonders unsicherheitskritischen Parametern in der frühen Entwicklungsphase auch um diejenigen Parameter, die zur Gestaltung der Funktionen verändert werden können. Da sich die punktgenaue Umsetzung der Ziele in den meisten Fällen nicht durchsetzen lässt, ist es daher sinnvoll ein robustes Optimum zu bestimmen. Im Folgenden wird eine Annahme getroffen, dass sich die Parameterziele mit einem Unschärfebereich von ±5 % erreichen lassen. Auf Basis dieses Unschärfeintervalls aller Parameter sollen unterschiedliche optimale Designs hinsichtlich der Abweichung der Zielgröße untersucht werden. Aus den "besten Designs", wird zur Gewährleistung der Robustheit jenes mit der geringsten Abweichung selektiert. Wie in Abbildung 3.18 dargestellt, erfolgt der Prozess in drei Schritten.



Abbildung 3.18: Prozessschritte der Auswahl und Robustheitsbewertung bester Designs

Im ersten Schritt werden aus allen berechneten Stichproben diejenigen ausgewählt, welche den besten Performancewert besitzen. Anschließend wird aus dieser Menge eine vordefinierte Anzahl an Designs ermittelt, die sich in ihren Parameterwerten, also der Ähnlichkeit, maximal unterscheiden. Zuletzt wird mit den ausgewählten Designs eine DoE Studie durchgeführt welche die Streuung der Zielfunktion bei ±5 % Abweichung der Parameter untersucht. Diejenigen Parameter, deren Einfluss zur akustischen Verstimmung aktiviert wurde, werden für die Untersuchung der Robustheit nicht berücksichtigt.

3.5.1 Auswahl der besten Designs

Die Repräsentation aller Designs erfolgt durch eine entsprechende ID die chronologisch mit der Abfolge der Berechnungen vergeben wird. Dieser ID ist ein entsprechender Parametervekor {*s*} zugeordnet der mit allen Einträgen den Zustand eines Parameters in dem jeweiligen Design beschreibt. Das in Abbildung 3.14 dargestellte Startdesign besitzt folglich den Parametervektor { $s_{i,basis}$ } entsprechend Gleichung 3-6,

$${s_{i,basis}} = (1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1)^T.$$
 Gleichung 3-6

Nach der globalen Optimierung kann jede Design ID des Weiteren ein Ergebnisvektor {R} zugeordnet werden, welcher aus dem Performancewert und den einzelnen Zielwerten besteht. Für die in Abbildung 3.17 beschriebenen Performance (Zeile 4) sowie die Optimierungsziele (Zeile 1-3) wäre dies für das Startdesign der Ergebnisvektor { R_{basis} } entsprechend Gleichung 3-7,

$${R_{basis}} = (-2,610 \ 84.1581 \ 2.3839 \ 518.09)^T$$
. Gleichung 3-7

Der Optimierungsalgorithmus verfügt über globale und lokale Komponenten die adaptiv angepasst werden. Folglich wird im nahen Bereich der global verteilten Designs nach einer lokal verbesserten Variante gesucht. Da diese mit hoher Wahrscheinlichkeit gefunden wird und näher am lokalen Optimum liegt, kann das vorausgegangene Design vernachlässigt werden. Die Auswahl der besten Designs erfolgt in Echtzeit während der Optimierung. Es werden die in Abbildung 3.19 rot markierten Designs gespeichert, deren Performancewert gegenüber dem Vorgänger verbessert werden kann.





Nachdem einige dieser Designs schlechte Performancewerte besitzen wird die Auswahl durch ein Mindestwert der Performance verfeinert. Der Mindestwert wird so festgelegt, dass die schlechtesten 80 % des resultierenden Ergebnisintervalls verworfen werden. Die Performance $Q_{perf,i}$ der besten Designs $ID_{opt,i}$ von welchen i = 1,2,3,...,n das Set S_{opt} darstellen, muss folglich größer sein als die 80 %-Grenze welche sich aus dem niedrigsten und höchsten Performancewert Q_{min} und Q_{max} berechnet.

$$Q_{best20} > Q_{min} + 0.8 \cdot (Q_{min} - Q_{max})$$
 Gleichung 3-8

Alle Designs, die dieses Kriterium erfüllen, werden gespeichert und im Folgenden einer Untersuchung der Ähnlichkeit unterzogen.

3.5.2 Kriterium zur Bewertung der Ähnlichkeit von Designs

Die Logik hinter dieser Idee basiert auf der Beobachtung, dass sich einige der besten Designs nur marginal hinsichtlich der Variablenkonfiguration unterscheiden. Wenn sowohl die Parameter als auch die Ergebnisse der Designs fast identisch sind, können auch die Robustheitseigenschaften dieser Designs als fast identisch angenommen werden. Es genügt ein repräsentatives Design der Gruppe, um die Robustheit zu untersuchen und die gesamte Gruppe bewerten zu können. Dies ist sinnvoll, da die Robustheit nahezu identischer Designs nicht mehrfach untersucht werden muss.

Insbesondere robuste Bereiche der Zielfunktion erstrecken sich über weite Teile der Parameterdomäne, da eine Änderung der Parameter wenig Auswirkung auf die Zielfunktion besitzt. Designs in robusten Bereichen besitzen daher einen hohen Abstand zu anderen robusten Designs. Da diese robusten Bereiche identifiziert werden sollen erfolgt die Auswahl der Designs auf den Kriterien eines guten Performanceniveaus und einem möglichst großen Abstand zueinander. Das gute Performanceniveau wird bereits durch die zuvor festgelegten besten Designs gewährleistet. Um Designs zu selektieren, welche sich in ihrer Parameterkonfiguration grundlegend unterscheiden, wird nun ein Kriterium zur Bewertung der Ähnlichkeit von Designs eingeführt. Ziel ist es, 3-10 Designs nach diesem Kriterium zu bestimmen. Das auf einer Distanzfunktion "dist(X)" basierende Kriterium ist von [88] inspiriert.

Die besten Designs $ID_{opt,i}$ mit i = 1,2,3, ..., n werden unter der Menge S_{opt} erfasst. Falls die Anzahl n klein ist, d. h. < 10, ist es möglich, die Robustheitsanalyse für jedes dieser Designs $\forall ID_{best20,i} \in S_{opt}$ durchzuführen. Für n > 10, wird es dagegen aufwendig und rechenintensiv alle Robustheitsanalysen durchzuführen. Für die Ermittlung der repräsentativen Designs in unterschiedlichen Teilbereichen der Parameterdomäne wird daher eine neue Menge $S_{t,opt} \subset S_{opt}$ eingeführt, wobei der Index

$$t = \left\| S_{t,opt} \right\| \text{ und } S_{t,opt} = \left\{ X, \forall X \in \binom{S_{opt}}{t} \right\| \operatorname{argmax}_{x} \operatorname{dist}(X) \right\}, \qquad \text{ Gleichung 3-9}$$

d.h. $S_{t,opt}$ enthält die Designs einer bestimmten Kombination X, aus allen t –Kombinationen von S_{opt} , so dass X die dist -Funktion maximiert. Die dist-Funktion wird als Maß für den Abstand zwischen den Designs der Menge X verwendet. Die Einführung der Menge K_s , der Menge aller Eingangsvariablen, vervollständigt die notwendigen Grundlagen zur Definition der dist -Funktion,

$$dist(X) = \sum_{i=1}^{t-1} \sum_{j=i+1}^{t} \sum_{k=1}^{|K_s|} \left| \frac{X_k^i - X_k^j}{\max(X_k^i, X_k^i)} \right|.$$
 Gleichung 3-10

Der Nenner der dist-Funktion normalisiert die Differenz der einzelnen Eingangsvariablen, da die Größenordnung für jede Variable unterschiedlich sein kann. Das Distanzmaß ist quantitativ gesehen nicht fehlerfrei aber zum Zwecke der Vereinfachung und der Erkundung von potenziell robusteren Designs in unterschiedlichen Subdomänen funktioniert die Methode sehr zuverlässig.

3.5.3 Robustheitsuntersuchung und Automatisierung

Nachdem die Methode zur Charakterisierung der Ähnlichkeit von Designs im vorherigen Abschnitt vorgestellt wurde, kann der gesamte Ablauf zur Bewertung der Robustheit, welcher in Abbildung 3.20 dargestellt ist, erläutert werden. Für den Prozess werden zwei veränderbare Prozessparameter vorgesehen. Ein Prozentsatz Q_{best} des Ergebnisraumes, in dem die besten Designs liegen müssen und die Anzahl an S_{opt} unähnlichsten Designs, welche für eine Robustheitsanalyse selektiert werden. Die besten Designs werden aus den Ergebnisdateien der Optimierung bestimmt. Die korrespondierenden Variablenvektoren werden durch die "dist-Funktion" unter Berücksichtigung der Anzahl $S_{t,opt}$ gesuchter Designs verarbeitet. Für die unähnlichsten selektierten Designs wird schließlich ein lokales Intervall von ±5 % bezüglich des Änderungsintervalls berechnet. Die zugrundeliegende Hypothese für dieses Vorgehen lautet, dass ein besonders hohes Gestaltungspotenzial eine ebenso hohe Strukturunsicherheit zur Folge hat. Dies lässt sich damit begründen, dass in der frühen Entwicklungsphase den Synergie- und Änderungsbauteilen unterschiedlich hohe Gestaltungspotenziale zugeschrieben werden. Die Neuentwicklung von Bauteilen obliegt jedoch in der Regel denselben Anforderungen bezüglich Produktion, Montage, funktionaler Auslegung und Gesetzeskonformität. Dies wirkt restringierend auf den Gestaltungsraum und es kann folglich nur ein kleiner Teil des tatsächlichen Änderungsintervalls ausgeschöpft werden. Für diesen kleinen Teil wird in der hier vorliegenden Arbeit ein Wert von 5 % angenommen. Dieser Wert ergibt sich aus dem hohen Kostendruck in der Fahrzeugentwicklung und dem von Modi et al. [38] genannten Leichtbaupotenzial von 5 %, welches sich mittels Stahlleichtbau umsetzen lässt.



Abbildung 3.20: Prozessablauf der Robustheitsbewertung unähnlicher Designs

Die selektierten Designs und die dazugehörigen linear verteilten Intervalle werden an HEEDS MDO als Eingangsvariablen für ein LHS übergeben. Die Ausführung der einzelnen Nastran Berechnungen wird schließlich gesteuert durch HEEDS MDO mit den entsprechenden Eingangsparametern durchgeführt.

Die Bewertung der Robustheit erfolgt auf Basis der Verteilungsfunktion auf dem Zielintervall des Schalldrucksummenpegels. Die Balken beschreiben prozentual, wie viele der untersuchten Designs auf einem entsprechenden Zielintervall liegen. Je kleiner die Differenz des maximalen und minimalen ermittelten Zielwertes ist, desto robuster ist das Design. Design 146 verfügt über eine relativ niedrige Abweichung. Bei der Annahme einer Gaußverteilung beträgt die Standardabweichung 0.41 dB im Schalldrucksummenpegel.



Ein Vergleich mit anderen selektierten Designs des Minimalmodells zeigt, dass sich die Robustheit zum Teil deutlich unterscheidet. Durch die prozentualen Verteilungswahrscheinlichkeit und dem Zielintervall, lässt sich die Robustheit bewerten und miteinander vergleichen. Ein ausgewähltes akustisch robustes Design verfügt dennoch über die Möglichkeit zur akustischen Verstimmung, wenn auch seitens des Sensitivitätsindizes eine geringe Abweichung bzw. ein adäquat hoher Wert gewährleistet ist.

Rückblickend werden in Kapitel 3 die Methodenbausteine beschrieben, welche zur Erfüllung der Aufgabenstellung notwendig sind. Es wird ein virtuelles Modell vorgestellt, das mit zwei Platten, einer gemeinsamen Grundstruktur und dem Fluid die grundlegende Phänomenologie niederfrequenter Fahrzeugakustik repräsentieren soll. Durch die Parametrisierung und einer entsprechenden Analyse wird die Nichtadditivität und Nichtlinearität bei Parameteränderungen von 2 % nachgewiesen. Unter den Prämissen der qualitativen Parameterselektion, der Berücksichtigung von Wechselwirkungseffekten, dem Berechnungsaufwand und der globalen Sensitivitätscharakteristik wird die Auswahl der Morris Methode begründet. Zur Gewährleistung einer konstanten Ergebnisqualität wird ein Qualitätsparameter für das Sampling festgelegt, der eine gleichmäßige Verteilung auf den diskreten Intervallstufen des Gestaltungsraumes ermöglicht. In einer Konvergenzstudie zur Ergebnisqualität werden die Prozessparameter der Morris Untersuchung mit s = 2, M = 20, und p = 5 ermittelt. Die Interpretation der Ergebnisse wird durch einen modifizierten Morris-Plot beschrieben, bei dem zusätzlich das Gewichtsänderungspotenzial aller Parameter visualisiert wird. Zur Aktivierung der Kontrollparameter werden lokale Sensitivitätsindizes eingeführt. Analog der akustischen Zielgröße wird durch die partielle Ableitung der Parameter nach dem Schalldrucksummenpegel eine luftschallbasierte Beeinflussbarkeit beschrieben. Aus den Zielen des Gesamtgewichts, des Schalldrucksummenpegels und der Verstimmbarkeit durch die Kontrollparameter ergibt sich eine multidisziplinäre Optimierungsaufgabe. Neben dem Optimierungssetup inkl. der Schnittstellen zum FE-Modell wird die Sicherstellung einer adäquaten Korrelation aller Zielgrößen gegenüber der Performancefunktion beschrieben. Mit Gewichtungsfaktoren von "25" für den SSP, "5" für die Masse und "1" für den Sensitivitätsindex wird eine annähernd konstante Korrelation aller Zielgrößen zwischen 0,80 und 0,81 erreicht. Die Auswahl unähnlicher Designs, erfolgt aus den Optimierungsergebnissen über die Distanzfunktion "dist(X)". Eine vordefinierte Anzahl $S_{t,opt}$ unähnlicher, bester Designs kann durch diese Methode selektiert werden und diese stellvertretend für die jeweilige Subdomäne des Parameterraumes hinsichtlich der Robustheit bewertet werden. Im Folgenden soll die Methode durch die Anwendung an einem Hardwaremodell validiert werden.

Kapitel 4

Anwendung und Validierung der Methode am repräsentativen Modell

Dieses Kapitel beinhaltet die Konzipierung, die Auslegung und den Abgleich eines für niederfrequente Fahrzeugakustik repräsentativen Validierungsmodells, sowie die Validierung der Methode an genanntem Modell. Bei der Konzipierung soll einerseits die fahrzeugspezifische Phänomenologie der niederfrequenten Akustik berücksichtigt und andererseits die Modifikationsfähigkeit des Modells durch gezielt veränderbare Struktureigenschaften sichergestellt werden. Zur besseren Verständlichkeit und Handhabung soll das Modell gegenüber einem echten Fahrzeug geometrisch vereinfacht und verkleinert werden. Um die wesentlichen Zusammenhänge der Struktur- und Fluiddynamik darstellen zu können, ist infolge der Verkleinerung eine Transformation des Frequenzbereiches notwendig. Die Frequenzlage einiger charakteristischer Strukturmoden werden im Zuge einer virtuellen Grundauslegung mit einem FE-Modell von einem beispielhaften Fahrzeugderivat übertragen. Der Grundzustand des Modells soll schließlich über entsprechende Parameter verändert werden. Ziel der Validierung wird es sein, durch die Methode ein Gewichts- und Schalldruckoptimiertes sowie akustisch robustes Design darzustellen und gleichzeitig die akustische Beeinflussbarkeit ausgewählter Stellhebel zu gewährleisten. Eine erfolgreiche Anwendung der Methode setzt voraus, dass die strukturdynamischen Eigenschaften von Realmodell und virtuellem Modell adäquat übereinstimmen. Hierfür muss das für die Grundauslegung verwendete FE-Modell mit dem realen Modell abgeglichen werden und ggf. Änderungen an der Bedatung oder der Modellierung vorgenommen werden. Um neben der Übereinstimmung beider Modelle im Arbeitspunkt die physikalische Plausibilität des Modellabgleiches sicherzustellen, werden verschiedene Bauzustände untersucht. Auf Basis des virtuellen Modells wird der gesamte erreichbare Ergebnisraum durch eine DoE untersucht, um die Qualität der Ergebnisse einordnen zu können. Zur Anwendung der gesamten Methodik wird ein Beispielszenario formuliert, bei dem maximale Gewichtsreduktion, bestmögliche Akustik, ein robustes Optimum sowie die akustische Einstellbarkeit durch vordefinierte Stellhebel ermöglicht werden soll. Nach der Konfiguration des Realmodells analog des methodisch ermittelten Bauzustand, werden Messungen durchgeführt, um die akustischen Ziele zu validieren.

4.1 Entwicklung des repräsentativen Validierungsmodells

Die Entwicklung des repräsentativen Validierungsmodells für niederfrequente Fahrzeugakustik erfolgt in einer Konzeptionierungs- und in einer Auslegungsphase. Im Zuge der Konzeptionierung sollen die Proportionen des Modells festgelegt, grundlegende Analogien des Fahrzeugs adaptiert sowie Lösungen für strukturelle Modifikationen erarbeitet werden. Ein geeigneter Ansatz, um die Struktureigenschaften variieren zu können sind modular veränderbare oder austauschbare Komponenten und die Applikation von Massen. Im Zusammenhang mit den Kontrollparametern werden Bauteile konzipiert, welche den Schlosssteifigkeiten ähnlich sind, denen in der Fahrzeugentwicklung ein hohes Änderungspotenzial zugeschrieben wird. Roddeck [125] beschreibt ein solches Modell als Ähnlichkeitsmodell. Dieses unterscheidet sich von dem Prototypen- und Pilotmodell dahingehend, dass lediglich Teile des Systems mit einer gegebenen Ähnlichkeit vorhanden sind. Im Zuge der Auslegung sollen einige Frequenzlagen von Resonanzmoden im Ausgangszustand, also vor Durchführung der Strukturmodifikationen, in Analogie zu einem Beispielderivat ähnlich ausgelegt werden. Dies soll dazu dienen, die fluid- und strukturdynamische Charakteristik des Fahrzeugmodells näherungsweise zu adaptieren.

Abstraktion und Proportionierung des Fahrzeugmodells

Die Proportionierung erfolgt anhand der in Abbildung 4.1 dargestellten Kavität eines Beispielfahrzeugs. Die ersten Fluidmoden werden anhand des Fluidmodells berechnet und als Längen-, Breiten- und Höhenmaß für eine vereinfachte Quaderform übersetzt.





Durch die komplexe Form der Kavität ergeben sich bei konstanter Frequenz der ersten Längs- und Quermoden andere Begrenzungsmaße für die abstrahierte und vereinfachte Quaderform. Beispielsweise erstreckt sich der Pfad einer Schalldruckänderung der ersten Längsmode bei 46,51 Hz ausgehend vom hintersten Ende des Gepäckraums über die Verjüngung durch die Sitzlehnen bis zum vordersten Ende des Fußraumes. Im Falle des

Quaders geht der Pfad den kürzesten Weg von der einen zur anderen Seitenfläche. Um eine identische Längsmode zu gewährleisten muss daher der Quader auf eine Länge von 3,68 m verlängert werden. Durch die Festlegung einer Längsabmessung von einem Meter für das repräsentative Modell werden die übrigen Maße im nächsten Schritt in einem Maßstab von 1:3,68 angepasst.

Aufgrund der frequenzabhängigen Ablösungsphänomenen an den Grenzflächen zwischen Fluid und Struktur sowie der frequenzabhängigen Interferenzeffekte innerhalb des Fluids unterliegt die Berechnung hoch- und niederfrequenter Akustik anderen mathematischen Gesetzmäßigkeiten [49]. Um die Gültigkeit der niederfrequenten Berechnung im repräsentativen Modell zu gewährleisten, sollte ein Frequenzbereich bis 500 Hz eingehalten werden [126]. Das Modell wurde daher so proportioniert, dass auch die erste Quermode des Fluids mit 497,9 Hz diese Grenze unterschreitet.

4.1.1 Konzeptionierung des repräsentativen Validierungsmodells

Die Konzeptionierung des repräsentativen Modells wird in zwei Schritten erläutert. Im ersten Schritt wird erklärt, warum die Architekturgestaltung der tragenden Struktur in dieser Art gewählt wird. Dies betrifft insbesondere die geometrischen Ähnlichkeiten zum Fahrzeug und grundsätzliche Phänomene der niederfrequenten Akustik. Des Weiteren werden die Konzepte beschrieben, welche die Modifizierung der Struktur durch geeignete funktionale Komponenten gewährleisten sollen. Dabei liegt der Fokus auf der gewichtsneutralen Verstimmung durch die Schlosssteifigkeiten, den Komponenten, mit welchen der Leichtbau in der Grundauslegung validiert werden kann und den Komponenten, welche sich im Sinne einer strukturellen Grundauslegung verändern lassen.

Konzeptionierung der Grundstruktur

Die Grundstruktur besteht wie in Abbildung 4.2 dargestellt aus durchgängigen Längsprofilen und daran verschraubten Quer- und Vertikalprofilen.



Abbildung 4.2: Konzeptioneller Aufbau der tragenden Profilstrukturen

In Anlehnung an die tragende Fahrzeuggeometrie werden A-, B-, C- und D-Säulen durch vertikale Profilbalken an den entsprechenden Positionen vorgesehen. Daran anschließend werden umlaufende Profile (Torsionsringe), wie sie auch in Fahrzeugkarosserien zu finden sind, durch die Querbalken erzeugt. Anstelle von zwei Vordertüren wird eine einzelne Tür auf der vorderen, rechten Seite vorgesehen. Genauso wie die Heckklappe am hinteren Ende des Modells besitzen die beiden Rahmenstrukturen von Tür und Klappe einen Anbindungsmechanismus aus zwei Scharnieren und einem Schließbügel, der die Klappen mit der Grundstruktur verbindet. Entscheidend bei der Positionierung von Klappe und Tür ist die Lage an dem vorderen und hinteren Ende des Fluids, da in diesen Bereichen die erste Fluidlängsmode besonders leicht angeregt werden kann.

Grundvoraussetzung für die Anregung ist eine geschlossene Kavität, die durch entsprechende Platten, welche auf der Grundstruktur befestigt werden sollen, begrenzt wird. Um Leckagen zu vermeiden wird eine Verklebung zwischen Profilstruktur und Platten vorgenommen. An Tür und Klappe können Leckagen durch eine entsprechende Dichtung vermieden werden. Das Tür- bzw. Klappenschloss, sowie eines der vertikalen Profile soll so gestaltet werden, dass eine Modifikation der Struktur an diesen Bauteilen möglich wird. Die Konzeptionierung dieser und weiterer funktionaler Komponenten wird im folgenden Abschnitt erläutert.

Konzeptionierung der funktionalen Komponenten

Für die variable Anbindungssteifigkeit der Klappe und der Tür wird das in Abbildung 4.3 dargestellte Schlosskonzept vorgeschlagen, bei welchem Kunststoff- und Gummischeiben zur Konfiguration unterschiedlicher Steifigkeiten eingesetzt werden können. Die Scheiben werden zu einem Paket zusammengefasst, welches beliebig aus den steifen und weichen Scheiben variiert werden kann. Über die Kunststoff- bzw. Gummischeiben wird der Schlossbeschlag gegenüber der Gewindestange verklemmt. Die Gewindestange ist fest mit der Grundstruktur verbunden. Der Schlossbeschlag ist mit dem Profil der Klappe verschraubt.



Abbildung 4.3: Aufbau der modularen Anbindungssteifigkeit von Tür- und Klappenschloss

Die Verbindung von Klappe und Grundstruktur besteht somit ausschließlich über die Scheibenpakete. Um eine identische Lage des Schlosses bei unterschiedlichen Steifigkeiten und Anpresskräften zu gewährleisten, müssen die Scheibenpakete auf beiden Seiten symmetrisch aufgebaut werden. Bei Vorspannbedingungen im linearelastischen Bereich und einem konstanten Dichtungsspalt wirkt bei der Veränderung der Scheibenkombination lediglich die veränderte Steifigkeit der neuen Paketvarianten. Neben der Art der Scheiben kann auch deren Anzahl auf der rechten und linken Seite verändert werden. Für eine höhere oder niedrigere Anzahl an Scheiben muss durch die Schraubmuttern auf der Gewindestange der Abstand angepasst werden. Mit der Anzahl an Scheiben im Paket sinkt einerseits die maximal darstellbare Steifigkeit, andererseits lassen sich die Werte innerhalb des Intervalls kleinskaliger und damit genauer einstellen. Zudem können weniger steife Varianten dargestellt werden. Für die Versuchsreihe muss die Anzahl an Scheiben pro Paket ermittelt werden, um einen bestmöglichen Kompromiss aus Grundsteifigkeit und kleinskaliger Änderbarkeit zu erreichen.

Die in Abbildung 4.4 dargestellte variable Säulenposition ermöglicht eine Änderung an der Profilstruktur. Das Profil wird über die Winkelbeschläge per Schrauben und Nutmuttern gelöst, in horizontale Richtung verschoben und wieder fixiert. Das Profil ist nicht verklebt und besitzt einen ausreichenden Abstand zur Platte, sodass keine Störgeräusche während der Anregung entstehen können. Ausgehend von dem Profil führt eine Anbindung zur Seitenwand, die als Nebenfunktion diesen Abstand sicherstellt. Die Hauptfunktion dieser Anbindung besteht darin, eine akustische Maßnahme zur Verstimmung durch vertikale Verschiebung zu ermöglichen. Die Anbindung zur Seitenwand wird über einen Neodym Magneten realisiert.





Die variable Profil- und Anbindungsposition führt zu einer Veränderung der Transferpfade an den tragenden Profilbauteilen und soll daher einen strukturdynamisch bedeutsamen Stellhebel der Grundauslegung darstellen. Zur Validierung der Leichtbauoptimierung soll neben dieser gewichtsneutralen Möglichkeit der grundlegenden Modifikation des Modells aber auch eine Aufrüstung mit Massen vorgenommen werden. In Abbildung 4.5 wird dargestellt an welchen Positionen Massen appliziert werden, welche nach der Optimierung entweder reduziert, erhöht oder entfernt werden können. Die aneinandergereihten Masseelemente an Klappe und Tür werden auf den entsprechenden Profilen angebracht, alle anderen sind auf den Platten des Modells befestigt. Die Summe aller Masseelemente soll 10 % des Modellgewichtes und damit knapp 6 kg im Ausgangszustand entsprechen. Jeder dieser Massepunkte kann im Optimum bis auf null Kilogramm reduziert werden. Im Hardwaremodell erfolgt die Anbindung über Magnete.



Abbildung 4.5: Positionen für konzentrierte Masseelemente

4.1.2 Dimensionierung von Fluid- und Strukturdynamik

In diesem Abschnitt wird der Aufbau des FE-Modells beschrieben und die gewählte Modellierung begründet. Im Anschluss wird die Grundauslegung erklärt, mit der das Modell an die Frequenzlagen wesentlicher Strukturmoden des Fahrzeugs unter Berücksichtigung der Skalierung angepasst wird. Zuletzt werden die Lasteinleitung und die Mikrofonpunkte festgelegt und begründet.

Aufbau des virtuellen Modells

Die Dimensionierung der Balkenquerschnitte und die Plattendicken sowie die Auswahl der Materialität aller Bauteile, erfolgt mithilfe eines FE-Modells. Das Modell umfasst eine Auswahl an verfügbaren Elementen der Nastran Bibliothek die in Abschnitt 2.2.1 vorgestellt werden. Das FE-Modell ist wie in Abbildung 4.6 dargestellt aus nulldimensionalen RBE2-, CBUSH- und CMASS-Elementen, eindimensionalen CBEAM-Elementen, zweidimensionalen CQUAD4-Elementen und dreidimensionalen CHEXA8-Elementen aufgebaut.



Abbildung 4.6: Aufbau und Komponenten des virtuellen repräsentativen Validierungsmodells

Das Fluid und die Klebnaht sind durch dreidimensionale, quaderförmige Elemente realisiert. Die Dicke der Klebnaht ist nicht einsehbar oder messbar und wird daher aufgrund der Verpressung durch die Schraubpunkte auf ein entsprechend geringes Maß von 0,1 mm für die virtuelle Modellierung festgelegt. Trotz der geringen Dicke ist die Dreidimensionalität der Klebnaht notwendig, da nur so die Elastizität im Fügespalt zwischen

Platten und Balken nachgebildet werden kann. Die Klebnaht verfügt über zwei Anbindungsflächen auf der Ober- und Unterseite. Plattenseitig sind die Knoten der Klebnaht mit denen der Platte koinzidiert (Koinzidenz siehe Abschnitt 2.2.1). Balkenseitig sind die Knoten der Klebnaht über RBE3-Elemente mit den Balkenelementen verbunden. Hier erfolgt, anders als bei den RBE2-Elementen, eine Übertragung der Kräfte von dem einen auf den anderen Knoten. Die Klebnaht spielt damit eine bedeutende Rolle, da durch die direkte Verbindung von Balken und Schalenelementen eine künstliche Versteifung des Modells entstehen würde. Die Modellierung ist angelehnt an FE-Modelle aus der Fahrzeugentwicklung im Bereich der Frontscheibe. Die Platten sind als zweidimensionale Schalenbauteile realisiert. Materialart und Wandstärke werden im Zuge der Dimensionierung in diesem Abschnitt festgelegt. Die Profile sind als eindimensionale Balkenelemente mit einem Querschnitt (Detail A) realisiert. Die Elementknoten befinden sich auf der Mittelachse des Balkens. Von diesen Knoten aus werden die Balken über RBE3-Spinnen mit den Knoten der Klebnaht verbunden.

In entsprechenden Abständen befinden sich RBE2-Elemente, welche die Verschraubung als starre, punktuelle Verbindungen zwischen Balken- und Schalenelementen darstellen. Zudem werden nulldimensionale Masseelemente mit dem Gewicht von Schrauben und Nutensteinen an den entsprechenden Positionen modelliert. Das Gewicht der Eckverbinder (Detail B) wird über nulldimensionale Massepunkte dargestellt. Zudem stellen die Eckverbinder aber eine stirnseitige Steifigkeitsverbindung zwischen den Profilen dar. Diese wird durch CBUSH Elemente modelliert. Grund für die Wahl dieser Modellierung ist die Notwendigkeit eines Datenabgleichs dieser Komponenten bezüglich dem Realmodell. Aufgrund der annähernden Symmetrie wird ein einheitlicher Steifigkeitswert in alle translatorischen Koordinatenrichtungen angenommen. Somit wird beim Modellabgleich die Anpassung der CBUSH-Bedatung für die Eckverbinder anhand eines Wertes vorgenommen.

Tür und Klappe werden im Realmodell über jeweils zwei Scharniere und ein Schloss angebunden. Insbesondere bei geringen Schlosssteifigkeiten ähnelt der strukturdynamische Mechanismus der Öffnungskinematik einer Tür bzw. Klappe. Um dies im FE-Modell korrekt abzubilden werden drei CBUSH-Elemente (siehe Abbildung 4.7) zur Anbindung der Tür und Klappe an die Grundstruktur angebunden. Entsprechend ihrer Hauptwirkrichtung werden die lokalen Koordinatensysteme der CBUSH-Elemente so ausgerichtet, dass die beim Schloss translatorisch definierte Schlosssteifigkeit und bei den Scharnieren rotatorisch definierte Torsionsweichheit eine vorgegebene Richtung besitzen. Die Hauptwirkrichtung des Schlosses orientiert sich entlang der Gewindestange, auf welche die in Abbildung 4.3 dargestellten Steifigkeitsscheiben aufgeschoben werden.



Abbildung 4.7: FE-Modellierung der Schloss- und Scharnierverbindung

Die Scharniere sind mit jeweils zwei Schrauben an beiden Seiten fixiert und wirken folglich sowohl in translatorischer als auch rotatorischer Richtung. Für das Schloss werden nur die drei translatorischen Freiheitsgrade definiert, da davon ausgegangen werden kann, dass wenig Rotationsbelastung auf das Bauteil wirkt und gleichzeitig eine hohe Weichheit bezüglich der Rotation vorliegt. Beim Schloss entspricht die Lage der CBUSH-Elemente der Gewindestangenmittelachse. Im Falle des Scharniers ist die Rotationsachse für die Position ausschlaggebend. Von den beiden Knoten des CBUSH-Elementes werden über RBE2-Elemente die Rahmen der Grundstruktur und der Klappe bzw. Tür angebunden.

Skalierung der lokalen und globalen Strukturmoden

Im Folgenden werden die modalen Schwingformen des Validierungsmodells dargestellt. Zudem wird eine Fahrzeugmessung ausgewertet und die modalen Fahrzeugschwingformen den Modellschwingformen zugeordnet. Schließlich werden die Wandstärken der Platten und die Materialien angepasst, sodass die zugeordneten Moden und die Frequenzlage der korrespondierenden Fahrzeugmoden bestmöglich übereinstimmen.

Durch die Verkleinerung des akustischen Modells muss ein höherer Frequenzbereich betrachtet werden. Außerdem entsteht eine Spreizung des Frequenzbereiches entsprechend des Maßstabes. Für die zuvor genannten Komponentendaten, welche erst durch den Modellabgleich mit dem realen Validierungsmodell ermittelt werden können, werden Näherungswerte angenommen. Für den Kleber werden die Materialeigenschaften eines steifen Polyurethanwerkstoffes³⁰ herangezogen. Die Würfelverbinder, welche durch drei Schrauben stirnseitig in die Profile verschraubt sind, besitzen ohnehin eine geringe Sensitivität auf die Strukturmoden³¹ und werden daher vorerst überschlägig bewertet. Jede Schraube besitzt eine Quersteifigkeit von 856 N/mm und eine Längssteifigkeit von 953 N/mm.³² Unter Annahme eines starren Würfelelementes ergibt sich für die orthogonalen Steifigkeitsrichtungen jeweils eine zweifach wirkende Quersteifigkeit der Schrauben sowie einfach wirkende Längssteifigkeit und folglich ein Näherungswert von 2700 N/mm. Im Grundzustand wird bezüglich der translatorischen Schlosssteifigkeit in die Wirkrichtung ein Wert von 1000 N/mm angenommen. Für jede der Platten wird eine Wandstärke von sechs Millimeter und eine Materialdefinition entsprechend eines Aluminium 6061³⁰ Legierung gewählt. Mit den angenommenen Werten werden im ersten Schritt die Plattenmaterialien und die Wandstärken angepasst, sodass die in Abbildung 4.8 dargestellten Strukturmoden im Frequenzbereich auftreten. Die lokalen Strukturmoden L1 und L2 besitzen eine gute Ähnlichkeit mit den typischen, modalen Schwingformen der Heckklappe in Fahrzeugen. Für die Tür sind die Moden nicht dargestellt, da sie trotz leicht abgewandelter Form durch das asymmetrische Profil den beiden Klappenmoden dennoch ähnlich sind. Für die ersten Resonanzmoden der Seitenflächen ist stellvertretend die des Daches L3 dargestellt. Die globalen Moden G1 und G2 erinnern ebenso an die Torsions- und Biegemode von Fahrzeugen.

³⁰ Materialdaten für Polyurethanwerkstoffes und Aluminium 6061 im Anhang A.2

³¹Vorgriff der in Abschnitt 4.2.2 beschriebenen Sensitivitätsanalysen

³² Berechnung der Steifigkeitswerte nach der in Abbildung 4.14 dargestellten, analytischen Vorgehensweise

^{4.} ANWENDUNG UND VALIDIERUNG DER METHODE AM REPRÄSENTATIVEN MODELL



Abbildung 4.8: Lokale und globale Modalschwingformen des repräsentativen Validierungsmodells

Nun sollen die in Abbildung 4.8 dargestellten modalen Schwingformen den fahrzeugtypischen Resonanzfrequenzen unter Berücksichtigung des transformierten Frequenzbereiches zugeordnet werden. Hierfür werden im ersten Schritt mehrere bereits vorhandene Messdaten eines Fahrzeugs ausgewertet. Die in Abbildung 4.9 dargestellten Frequenzlagen der Moden von Substrukturen (Dach, Vordertüren, Heckklappe) und der Moden des Gesamtsystems (Biegung, Torsion) werden aus den Messdaten anhand der maximalen Verschiebungen bestimmt. Die Auswertung der Hammer- und Shakermessungen zeigen zum Teil große Unterschiede hinsichtlich der Frequenzen, bei welchen die maximalen Verschiebungen auftreten. Insbesondere bei den Türen und der Heckklappe kann in Abbildung 4.9 ein deutlich breiteres Streuband als bei den übrigen Strukturresonanzen festgestellt werden.





Die wahrscheinlichste Ursache ist die Messungenauigkeit und der Dämpfungseinfluss, welcher aufgrund der Dichtungen besonders hoch ist. Durch die hohe Dämpfung verteilt sich der Bereich maximaler Verschiebungen auf ein breiteres Frequenzintervall. Innerhalb dieses Intervalls ist die Messungenauigkeit ggf. höher als die Abweichung der tatsächlichen Verschiebungswerte. Daraus resultiert ein Maximalwert, der aufgrund der Messunsicherheit innerhalb dieses Intervalls variiert. Für die Streubänder der Maximalwerte wird ein Mittelwert errechnet, anhand dessen die Dimensionierung des Validierungsmodells durchgeführt wird.

Die Resonanzmoden des Beispielderivates liegen in einem Frequenzbereich zwischen 20-60 Hz. Die Heckklappenmode ist mit ca. 26,8 Hz die erste Resonanzmode im Frequenzbereich und kann der Fahrzeugmode L2 (Abbildung 4.8) zugeordnet werden. Die globale Torsionsmode liegt bei ca. 39 Hz und die Biegemode bei ca. 52 Hz. Die Torsionsmode kann der Schwingform G1 und die Biegemode der Schwingform G2 des Fahrzeugmodells zugeordnet werden. Die Türmode des Validierungsmodells wird aufgrund der Ähnlichkeit zur Klappenmode nicht dargestellt. Sie ist dennoch vorhanden und wird der Frequenzlage der Vordertüren zugeordnet. Zudem sollen die Dachresonanzen beider Modelle abgestimmt werden.

Für die Dimensionierung des Modells stehen die Materialarten und die Wandstärke der Platten als Variablen zur Verfügung. Um die Modellkosten niedrig zu halten und die Fertigung zu vereinfachen, sollen lediglich drei Varianten mit individuellem Material bzw. individueller Wandstärke verwendet werden. Zur Verfügung stehen zwei unterschiedliche Aluminium 6061 Legierungen in einer Ausführung von sechs und acht Millimeter Wandstärke. Als dritte Variante steht eine Stahlplatte mit drei Millimeter Wandstärke zur Verfügung. Insbesondere ab 200 Hz treten aufgrund der planen Plattengeometrie bei allen Varianten zunehmend lokale Schwingungsphänomene auf. Um dies innerhalb der ursprünglich angedachten Grenzfrequenz von 300 Hz zu vermeiden, ist eine Wandstärke von mindestens 12 mm notwendig. Eine so hohe Wandstärke führt gleichzeitig zu einer Versteifung des gesamten Modells. Folglich lägen die ersten globalen Strukturmoden weit oberhalb des Frequenzbereiches. Aus diesem Grund wird die obere Grenzfrequenz auf 200 Hz reduziert. Auch die Fluidmode liegt mit knapp 172 Hz innerhalb dieses Frequenzbereiches.

Anhand einer Optimierung wird eine Konfiguration ermittelt, bei der eine bestmögliche Anpassung der Frequenzlagen an die jeweilige zugeordnete Fahrzeugmode vorliegt. Die entsprechenden Wandstärken und das jeweilige Material kann Anhang A.2 entnommen werden. Die Ergebnisse der Optimierung werden in Abbildung 4.10 dargestellt.





In den Ergebnissen kann eine identische Reihenfolge der Heckklappe und Vordertüre als erste Resonanzen im Frequenzbereich festgestellt werden. Torsion und Biegemode treten ebenfalls als globale Schwingformen in der korrekten Reihenfolge auf. Zudem entspricht es den Fahrzeugdaten, dass diese nach der Klappenresonanz und der Türresonanz liegen. Die Resonanzfrequenz des Daches tritt dreifach bei 120,1 Hz, 154,3 Hz und 167,5 Hz auf. Grund hierfür ist die Untergliederung des Daches in drei Plattensektoren wegen der tragenden Balkenstruktur. Jeder Plattensektor besitzt eine Resonanzmode, die in dem betrachteten Frequenzbereich auftritt. Die Ausführung des Daches ist aus Stahl mit einer Wandstärke von drei Millimetern. Dies ermöglicht, dass die Biegemode bei einer entsprechend niedrigen Frequenz von 165,0 Hz auftritt. Für die Resonanzmoden des Daches ist dies zwar ungünstig, wird aber aufgrund der wichtigeren globalen Biegemode akzeptiert.

Für die modalen Schwingformen des Fahrzeugs konnten im Zuge dieses Unterabschnitts ähnliche Resonanzmoden des Modells identifiziert und zugeordnet werden. Als Bezugswerte für einen Abgleich wurden die Resonanzfrequenzen aus Messdaten eines Fahrzeugs ausgewertet. Die Messdaten zeigen eine Streuung, weshalb der Mittelwert als Auslegungsziel definiert wurde. Hinsichtlich der Resonanzfrequenzen konnte eine qualitative Übereinstimmung der Reihenfolge von Tür-, Klappen, Torsion- und Biegemode gegenüber dem Fahrzeug erreicht werden. Aufgrund der Gestaltungsrestriktionen aber insbesondere wegen der Weichheit der planaren Plattengeometrien liegen die Resonanzfrequenzen des Daches deutlich unter den Zielwerten.

Anregungs- und Auswertungsposition für die Luftschallprognose

Das virtuelle Validierungsmodell soll der Funktion dienen die Methode anwenden zu können und die resultieren Ergebnisse am Hardwaremodell zu bestätigen. Anders als bei der Modalanalyse wird für die Luftschallberechnungen eine Auswertung mittels Frequenzantwort (FRF) durchgeführt. Hierfür müssen die Anregungspunkte und die Mikrofonpositionen ausgewählt werden, an welchen der Schalldruck ausgewertet werden soll. Ausgehend von der durch Brandstätter [11] beschriebenen, akustischen Übertragungsfunktion (Abbildung 4.11 links) werden Anregungspunkt und Mikrofonposition abgeleitet.



Abbildung 4.11: Definition von Lagerung, Strukturanregung und Position der Luftschallauswertung

Die vier kohärenten Ersatzlasten, welche im dargestellten Anforderungslastfall Hubanregung an der Achsanbindung aufgebracht werden, begünstigen aufgrund der Position und der Richtung besonders die Anregung der globalen Biegung. Um die Anregung der Biegeeigenform auch im Fall des repräsentativen Modells mit nur einer Last adäquat abbilden zu können, sollte die Kraft entsprechend positioniert werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Anregbarkeit der Biegemode steigt, wenn Bereiche hoher Verschiebung, hinsichtlich dieser Verschiebung richtungskongruent angeregt werden. Folglich steigt die Anregbarkeit der Biegemode mit größerem Abstand zu den in Abbildung 4.11 rechts dargestellten Torsionspunkten. Eine adäquat nachgebildete Anregung der beiden Ersatzlasten an den äußeren Enden kann damit durch eine einzelne Last in der Mitte nachgebildet werden. Die Lagerung des Modells gegenüber dem Fundament wird über vier weiche Gummiauflagen realisiert. Durch die annähernd frei-freien Lagerungsbedingungen sollen Abweichungen im System gegenüber der Modalanalyse reduziert werden. Die Positionierung des Mikrofonpunktes erfolgt orientiert am Abstand des Fahrerohrs zu den Fluidgrenzen im Fahrzeugmodell.

4.1.3 Vorstellung des repräsentativen Validierungsmodells

Nach der Konzeption und Auslegung des Modells sollen nun noch einige Details des fertigen Versuchsmodells anhand Abbildung 4.12 erläutert werden. Detail a zeigt die Würfelverbinder, welche mit Verschlusskappen versehen und mit drei Schrauben in die jeweiligen Profile stirnseitig verschraubt sind.



Abbildung 4.12: Aufbau und Komponenten des Hardwaremodells

Ein alternativer Fügemechanismus zur stirnseitigen Verbindung der Profile wird bei den Quer- und Vertikalprofilen angewendet und durch Detail b beschrieben. Da durch die einfache Schraubverbindung ggf. nicht die Charakteristik einer starren Verbindung nachgebildet werden kann, wie sie im FE-Modell dargestellt ist, werden zusätzliche Winkelverbinder (Detail c) angebracht. Im Gegensatz zu diesen beiden Varianten der Schraubverbindung werden die übrigen Verbindungen nicht einschneidend in das Profil, sondern durch formund kraftschlüssige Verbindungen mit Schrauben und Nutensteinen realisiert. Die Anbindung der Platten erfolgt zusätzlich zur Verklebung durch punktuelle Verschraubungen, wie sie durch Detail d dargestellt werden.

Eine Besonderheit der Verbindung ergibt sich an der linksseitigen, vorderen Vertikalsäule (Detail e). Da hier eine variable Einstellung bezüglich der Längsposition vorgesehen ist, liegt lediglich die Verbindung mit den verschraubten Winkelverbindern vor. Auf die stirnseitige Verschraubung und eine Verklebung mit den Platten wird verzichtet. Detail f verweist auf eines der Klappenscharniere, die identisch auch bei der Tür verwendet werden. Zur Verringerung der Leckage wird eine Dichtung im Tür- und Klappenspalt verklebt, die durch Detail g dargestellt ist.



Abbildung 4.13: Modell und Messinstrumente im Versuchsaufbau der Validierungsversuche

Das Modell wird entsprechend Abbildung 4.13 in einem Versuchsaufbau eingerichtet, in dem sowohl die Hammermessungen als auch die Messungen mit einem Shaker möglich sind. Dazu werden insgesamt 58 Beschleunigungsaufnehmer an strukturrelevanten Positionen befestigt. Zudem wird im inneren des Modells ein Mikrofon angebracht. Steuerung der Versuche und Aufnahme sowie Auswertung der Daten erfolgt durch die Software LMS Testlab.

4.2 Modellabgleich des realen und virtuellen Modells

Die Übereinstimmung von Versuchs- und Berechnungsmodell ist grundlegende Voraussetzung zur Validierung der Methode. Je nach Einstellung der funktionalen Komponenten werden im virtuellen und realen Modell korrespondierende Bauzustände erzeugt. Beide Modelle sollten eine hinreichende Übereinstimmung des Ausgangssignals bei identischen Eingangssignalen in den entsprechenden Bauzuständen aufweisen. Ausgehend von den Annahmen der Vorauslegung werden einige Modelldaten nun durch den Modellabgleich überarbeitet. Das Vorgehen entspricht dem Prinzip des Reverse Engineering. Es sollen unbekannte Modellparameter, welche bisher auf einer Annahme beruhten, innerhalb eines Intervalls angepasst werden. Die Übereinstimmung der Zustandsgrößen von virtuellem Modell und Hardwaremodell und die physikalische Plausibilität soll damit sichergestellt werden.

• **Reverse Engineering:** Beim Modellabgleich durch Reverse Engineering werden technische Daten eines Bauteils oder Systems ermittelt, welche nicht oder nur unvollständig vorliegen [127]. In diesem Fall

wird das virtuelle Modell derart angepasst, bis eine adäquate Übereinstimmung der Ergebnisse gegenüber dem Versuchsmodell erreicht wird. Dies kann durch manuelle, iterative Anpassungen, durch DoE bzw. Optimierung oder einer Systemidentifikation der unbekannten Modellparameter erreicht werden. Die Systemidentifikation beschäftigt sich damit ein inverses mathematisches Problem aus den Abweichungen zu formulieren, welches unter Verwendung der gemessenen Signale die Unsicherheit eliminieren soll [128]. Voraussetzung für einen erfolgreichen Modellabgleich durch "Reverse Engineering" ist die Einbeziehung aller unbekannten bzw. unsicheren Parameter, deren Intervalle, die passende Modellierung und den Informationsumfang der Zustandsgröße, welcher im Folgenden beschrieben wird.

- Zustandsgrößen: Bei der Wahl der Zustandsgröße spielt die Eindeutigkeit eine entscheidende Rolle. Scheinbar identische Zustände können unter Umständen durch unterschiedliche Parameterkonfigurationen erreicht werden. Der Abgleich mehrerer Modellparameter bezüglich eines skalaren Schalldruckwertes, lässt sich in dem Modell durch eine Vielzahl an Parameterkonfigurationen darstellen. Die Wahrscheinlichkeit ist folglich hoch, dass eine zufällige Konfiguration gewählt wird, welche den wahren und physikalisch plausiblen Modelldaten nicht entspricht. Detailliertere Informationen und folglich eine höhere Wahrscheinlichkeit für eine korrekte Parameterkonstellation liefert der Abgleich von Schalldruckkurven. Vergleicht man hingegen die geometrischen Verschiebungen beider Modelle ist diesbezüglich eine eindeutige Analyse möglich. Hrdina [129] schlägt daher einen Abgleich der modalen Schwingformen und Frequenzen vor, bevor das Gesamtsystem von Fluid und Struktur durch den Luftschall betrachtet wird.
- Unbekannte Modellparameter und Intervalle: Fehlende Modellinformationen, die einer Annahme unterliegen, um eine Prognosefähigkeit des Modells zu gewährleisten, entsprechen einem Mangel an Wissen. Die Folge dieser Annahmen ist eine epistemische Modellunsicherheit [98]. Sowohl die korrekte deterministische Auslegung als auch die probabilistische Betrachtung setzen voraus, dass hinreichend kleine epistemische Unsicherheiten bei der Modellbildung vorliegen [130]. Insbesondere diejenigen Modellparameter, welche auf groben Annahmen beruhen oder besonders vereinfachte Modellierungen des realen Bauteils betreffen, stehen im Fokus der epistemischen Unsicherheit. Ob ein solcher Parameter optimiert werden kann, ist vom vorgegebenen Startwert und dem Suchintervall abhängig. Die Steifigkeitsdaten der Dichtung und des Scheibenelementes des Schlosses werden aufgrund des akustischen Stellenwertes dieser Bauteile durch explizite Messungen ermittelt. Diese Parameter werden bei dem Modellabgleiche steigt, soll erst die Grundstruktur und im zweiten Schritt die gesamte Struktur mit Tür und Klappe betrachtet werden.
- Physikalische Plausibilität: Die physikalische Plausibilität beschreibt in dieser Arbeit, ob die Übereinstimmung beider Modelle nur für einen bestimmten Istzustand gilt, oder auch bei sinngemäß übereinstimmenden Änderungen des realen und virtuellen Bauzustandes. Durch die Wahl einer Zustandsgröße mit großem Informationsumfang und einem großen Frequenzbereich sollte die physikalische Plausibilität prinzipiell sichergestellt sein. Um dies zu validieren wird die Übereinstimmung beider Modelle auch bei unterschiedlichen Bauzuständen analysiert.

Im Folgenden werden Detailanalysen von Komponenten und ein sequenzieller Modellabgleich durchgeführt, welcher sich durch den Systemaufbau (Grundstruktur, Gesamtsystem), den Zustandsgrößen (Verschiebung, Schalldruck) und den Bauzuständen (Modifikation an funktionalen Bauteilen) unterscheidet. Im Abschnitt 4.2.1 werden die Detailanalysen an den Komponenten durchgeführt. In Abschnitt 4.2.2 werden die unsicheren Parameter festgelegt und Intervalle vergeben. Mittels dieser Parameter- und Intervalldefinition folgt ein Abgleich der Verschiebungen und Frequenzen. Hierfür wird erst die Grundstruktur und dann die Gesamtstruktur anhand einer Modalanalyse ausgewertet. Schließlich werden in Abschnitt 4.2.3 die funktionalen Bauteile betrachtet und für das virtuelle Modell korrespondierende Änderungsintervalle und Parameter definiert. Um die physikalische Plausibilität zu überprüfen, erfolgt ein Abgleich des Schalldrucks in mehreren Bauzuständen.

4.2.1 Messung und Berechnung der Anbauteile

Im Folgenden soll eine Überarbeitung der variablen Anbindung, der Dichtungen und den Scharnieren hinsichtlich der Parameterdaten im FE-Modell vorgenommen werden. Um die physikalische Plausibilität zu gewährleisten, wird insbesondere eine korrekte Reproduktion der Steifigkeitseigenschaften verfolgt. Zur besseren Optimierbarkeit werden die entsprechenden Komponenten im FE-Modell als CBUSH Anbindungssteifigkeiten und konzentrierte Massen modelliert. Die Werte der physikalischen Eigenschaften der Elemente werden entweder analytisch, durch eine Messung oder durch Simulation ermittelt.

Variable Anbindung

In Abbildung 4.14 wird der Prozess ausgehend von dem variablen Anbindungsbauteil, über das vereinfachte mechanische Modell sowie dessen Berechnung und die abstrahierte Modellierung dargestellt.



Abbildung 4.14: Hardware- und Ersatzmodell der variablen Anbindung und Berechnung der Quer- und Längssteifigkeit sowie Modellierung im FE-Modell

Das kurze Profilstück und dessen Anbindung werden als deutlich steifer gegenüber der Gewindestange angenommen. Die Berechnung der Steifigkeit erfolgt damit lediglich anhand der Gewindestange, die wiederum als Zylinderstange mit dem Gewindenenndurchmesser von sechs Millimeter vereinfacht angenommen wird. Eine analytische Berechnung der Steifigkeit erfolgt nach Hartog [131] durch die Betrachtung der Gewindestange als Balken mit der Annahme einer einseitigen Einspannung. Es werden die Quersteifigkeit k_{vq} und die Längssteifigkeit k_{vl} berechnet.

$$k_{vq} = \frac{3EI}{l^3} = 934,8 \text{ N/mm}$$
 Gleichung 4-1
 $k_{vl} = \frac{EA}{l} = 170E + 3 \text{ N/mm}$ Gleichung 4-2

mit E. E-Modul, I. Flächenträgheitsmoment, A. Querschnitt und l. Länge

In Analogie zum mechanischen Ersatzmodell wird auch das FE-Modell aufgebaut. Die Gewindestange wird als CBUSH-Steifigkeitselement modelliert. Das kurze Profilstück wird mittels starrem RBE2 Element nachgebildet. Am anderen Knoten des CBUSH Elementes erfolgt eine automatische Erzeugung einer starren RBE2-Verbundung mit dem nächstgelegenen Knoten der Seitenfläche.

Scharniere

Die Modellierung der Scharniere im FE-Modell wurde bereits in Abschnitt 4.1.1 beschrieben. Die Berechnung notwendiger Steifigkeitswerte für die CBUSH-Elemente erfolgt anhand einer detaillierten FE-Simulation. Das Hardwarebauteil, die simulierten Verformungen und die Modellierung im FE-Modell werden in Abbildung 4.15 dargestellt.



Abbildung 4.15: Hardwarebauteil und Detailsimulation des Scharniers sowie Modellierung im FE-Modell

Das Bauteil wird aus drei Komponenten, den beiden Scharnierflügel und einem Scharnierstift, aufgebaut. Im Zuge der Simulation werden nach der Vernetzung der Komponenten die beiden Scharnierflügel gegenüber den angrenzenden Flächen des Scharnierstiftes mit Kontaktbedingung versehen. Eine fest eingespannte Zwangsbedingung wird für eines der Schraublochpaare, die sich auf beiden Scharnierflügeln befinden, definiert. An das Schraublochpaar des anderen Scharnierflügels werden die Kräfte und Momente für alle drei Koordinatenrichtungen separat berechnet. Die ermittelten Steifigkeiten werden entsprechend der Dateneinträge im CBUSH Element in Abbildung 4.16 dargestellt und im FE-Gesamtmodell in den physikalischen Eigenschaften der CBUSH Scharniersteifigkeiten eingetragen. Durch die fehlende Reibung in der Detailsimulation des Scharniers wird die Rotationssteifigkeit der in Abbildung 4.15 links dargestellten Vertikalachse (z) anstelle von 0 Nmm mit einem geringen Wert von 10 Nmm angenommen.

X-Verschiebung	3555.2	N/mm 🔹 🔻
Y-Verschiebung	74408	N/mm • •
Z-Verschiebung	16247	N/mm 🔹 🔻
X-Rotation pro Radiant	53702	N·mm 🔹 💌
Y-Rotation pro Radiant	339470	N·mm 🔹 💌
Z-Rotation pro Radiant	10	N·mm 🔹 🔻

Abbildung 4.16: Steifigkeitsdaten der Scharniere aus der Detailsimulation und Annahme des Wertes der Z-Rotation

Dichtung

Anders als die Scharniere und die variable Anbindung, die auf einem geometrisch kleinen Bereich wirken, übt die Dichtung als durchgängige Verbindung zwischen Klappen und Grundstruktur eine umlaufende Drucksteifigkeit aus. Daher wird die Dichtung, wie in Abbildung 4.17 rechts dargestellt, als eine Reihe Anbindungssteifigkeiten im Elementabstand von 15 mm zwischen der Profilmittelachse und der Platte modelliert.



Abbildung 4.17: Hardwarebauteil und Messung der Dichtung sowie Modellierung im FE-Modell

Zur Messung der Dichtungssteifigkeit werden 2 x 20 cm Dichtung durch ein senkrecht wirkendes Gewicht gegen den Boden verpresst. Das Gewicht wird so lange erhöht, bis die zu Beginn 6,4 mm Breite Dichtung auf ein Maß von 5 mm gleichmäßig verpresst wird. Dies entspricht dem Dichtungsspalt zwischen Tür und Grundstruktur. Durch ein Folienmessgerät wird der vorherrschende Flächendruck und die Fläche eines 15 mm breiten Dichtungsabschnittes gemessen. Aus Flächendruck und Fläche lässt sich die Kraft von 1,44 N berechnen, die bei einer Verpressung von 1,4 mm pro 15 mm Dichtungslänge vorliegt. Unter Annahme eines linearen Kraft-Weg Verlaufes liegt somit eine translatorische Steifigkeit in Richtung der Verpressung von 1,03 N/mm pro Element vor. Die beiden Quersteifigkeiten der Dichtung werden im Zuge des Modellabgleiches ausgehend von diesem Wert untersucht und abgeglichen.

Schlosssteifigkeit

Die Änderung der Schlosssteifigkeiten im Modell spielen eine zentrale Rolle bei der Validierung der Methode. Um sicherzustellen, dass der akustische Einfluss der Schlosssteifigkeit auch tatsächlich im Hardwaremodell nachgebildet werden kann, ist die Reproduzierbarkeit der Schlosskonfigurationen ein bedeutender Baustein.
Die Modifikation erfolgt durch einen modularen Aufbau der in Abbildung 4.18 dargestellten Scheibenpakete. Die Pakete werden aus den beiden Scheibenvarianten Kunststoff (K) und Gummi (G) aufgebaut. Erste Überschlagsrechnungen der steifsten Variante (nur Kunststoffscheiben) und weichsten Variante (nur Gummischeiben) ergeben eine Anzahl von acht Scheiben, um ein entsprechend großes Steifigkeitsintervall abdecken zu können. Zur Ermittlung reproduzierbarer Steifigkeiten der Kombinationen werden Druckversuche durchgeführt und die Kraft-Weg-Messkurve aufgenommen. Hierbei werden die Scheiben in stichprobenartiger Kombinatorik gemessen. Dies ist notwendig, da bei der Kombinatorik von harten und weichen Scheiben ein hoher Einfluss der Querkontraktion zu beobachten ist. Befindet sich eine weiche Gummischeibe zwischen zwei harten Kunststoffscheiben, wird die Querkontraktion der weichen Scheibe an den Grenzflächen zur harten Scheibe behindert. Folglich ist die Einzelsteifigkeit der weichen Scheibe in diesem System höher als in einem System aus drei weichen Gummischeiben. Mit steigender Anzahl an Gummischeiben verringert sich die Einzelsteifigkeit durch den sinkenden Einfluss der Querkontraktion. Um den Einfluss der Scheibenkombinationen hinsichtlich der Einzelsteifigkeiten beobachtbar zu machen, werden neben den einzelnen Scheiben K und G die Kombinationen KK, GG, KG, KKGG, GGGG und KKKK geprüft. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Beeinflussung der Querkontraktion nur einseitig, bezüglich der Einzelsteifigkeiten der Gummischeiben eine signifikante Rolle spielt.





Aus der Extrapolation der Messdaten kann entnommen werden, dass die Funktion der Einzelsteifigkeiten abhängig von der Anzahl an Gummischeiben einen exponentiellen Verlauf beschreibt. Die übrigen Einzelsteifigkeiten lassen sich folglich, wie in Abbildung 4.18 dargestellt, durch eine entsprechende Interpolation bestimmen. Eine detaillierte Auswertung des Versuchs kann Anhang A.3 entnommen werden. Darin zeigt sich auch, dass sich bis 500 N Vorspannung für alle gemessenen Kombinationen ein annähernd linearer Kraft-Weg-Verlauf vorliegt. Um die Steifigkeit reproduzierbar darstellen zu können, müssen die beiden Pakete derart eingespannt sein, dass einerseits kein Spiel innerhalb der Scheiben möglich ist und andererseits eine maximale Vorspannung von 500 N nicht überschritten wird. Die Gültigkeit dieser Werte setzt voraus, dass K und G Varianten im Paket homogen aneinandergekoppelt und nicht abgewechselt werden. Die Steifigkeit der Scheibenpakete errechnet sich, wie in Abbildung 4.19 dargestellt, nach dem Prinzip der Reihenschaltung der entsprechenden Einzelsteifigkeiten. Die Schlosssteifigkeit ergibt sich aus beiden Scheibenpaketen nach dem Prinzip der Parallelschaltung. Wenn beide Pakete symmetrisch bestückt sind, entspricht die Schlosssteifigkeit dem zweifachen der Ersatzsteifigkeiten k_{ers} .



Abbildung 4.19: Parallelschaltungsprinzip der Scheibenpakete nach [132]

4.2.2 Modellabgleich durch unsichere Modellparameter

Diejenigen Modellparameter, von welchen ein besonders großer Einfluss erwartet wird, wurden im vorherigen Abschnitt genauer untersucht. Dabei wurde nur die Hauptwirkrichtung der Dichtung und der Schlosssteifigkeit detailliert betrachtet. Einige Parameterdaten, insbesondere die Steifigkeit des Klebers und der Würfelverbinder unterliegen aufgrund fehlender Informationen einer Unsicherheit. Ausgehend von einem angenommenen Startwert und dem Intervall der entsprechenden Modellparameter, soll nun das virtuelle Modell anhand der modalen Schwingformen und Frequenzen angepasst werden. Dadurch soll die Übereinstimmung beider Modelle auf ein akzeptables Niveau gebracht werden.

Parameterunsicherheit im virtuellen Validierungsmodell

Die Voraussetzung für einen erfolgreichen Modellabgleich ist eine realistische Annahme der Ursachen für Abweichungen zwischen virtuellem und realem Modell. Wie in Abschnitt 2.3 beschrieben, lassen sich die Ursachen in Modell-, Daten- und Strukturunsicherheit unterteilen. Die wichtigsten Unsicherheitsquellen des Validierungsmodells sollen anhand der drei Kategorien im Folgenden beschrieben werden. Dadurch ist eine Lokalisierung der wesentlichen Unsicherheitsquellen möglich und diese können parametrisch in einem Modellabgleich berücksichtigt werden.

• Modellunsicherheit: Im Folgenden wird nur auf die beeinflussbaren Faktoren Bezug genommen, da diese aufgrund der Modellierungsproblematik besonders gravierende Abweichungen verursachen können. Einige der übrigen Fehlerquellen des Prozesses werden in Anhang A.3 dargestellt. Die meisten unkontrollierbaren Faktoren beziehen sich im Allgemeinen auf die FE-Berechnung und die Optimierung, die beide bereits seit Jahren in sehr ähnlicher Weise erfolgreich in der virtuellen Fahrzeugentwicklung eingesetzt werden. Daher kann davon ausgegangen werden, dass die unkontrollierbaren Faktoren hinsichtlich der Modellunsicherheit unkritisch sind. Kritisch hingegen könnten die Folgeeffekte der idealisierten Geometrie sein. Die Vereinfachung vom drei- zum zweidimensionalen Bauteil (Schale) oder sogar eindimensionalen Bauteil (Balken) führt vorerst zu einem geringen Informationsverlust, da die geometrischen Informationen durch den Querschnitt bzw. die Plattendicke physikalisch berücksichtigt werden. Jedoch treten

beispielsweise bei den Verklebungen im realen Modell die Oberflächen beider Bauteile in direkten Kontakt mit der Klebnaht. Da die Oberflächen in Balken-Schalen-Modellen aufgrund der Dimensionsreduktion nicht vorhanden sind, kann die Anbindung nur an den Knoten vorgenommen werden, welche sich in der Mittelachse bzw. Mittelfläche befinden. Zur Anbindung werden daher die in Abschnitt 2.2.1 beschriebenen Multi-Point-Constraints wie RBE2- bzw. RBE3 als Hilfselemente verwendet. Adamski [133] beschreibt, dass RBE2 Elemente häufig eine künstliche Versteifung des Modells verursachen. Eine mögliche Maßnahme, um dieser künstlichen Versteifung entgegenzuwirken, ist eine Reduktion der virtuellen Modellsteifigkeit durch die lokale Anpassung des E-Moduls im Fügebereich. Eine solche Reduktion soll im Folgenden anhand der Klebnaht umgesetzt werden, um die Abweichungen des virtuellen Modells zu reduzieren. Jedoch führt dieser Schritt zu einer Entfremdung beider Modelle, da die Abweichung nicht an der eigentlichen Ursache behoben wird. Das Dilemma der Modellunsicherheit sei anhand dieses Beispiels beschrieben, bei dem sich trotz der höheren Übereinstimmung die Modellunsicherheit vergrößert hat.

- Datenunsicherheit: Das in Abschnitt 4.1.1 beschriebene Klappenschloss könnte inklusive der Kontaktbedingungen detailliert ausmodelliert werden, sodass sich die mechanischen Eigenschaften nur durch die Materialdaten der beiden Werkstoffe definieren ließen. Deutlich weniger Konstruktions- und Berechnungsaufwand bedeutet die idealisierte Modellierung des Schlosses als Steifigkeit und Massepunkt. Die Gesamtsteifigkeit der letzteren Variante bedarf, aufgrund der Idealisierung als CBUSH-Element, einer Definition von sechs Freiheitsgraden. Bei der ausmodellierten Variante wären, um die Steifigkeit definieren zu können, lediglich zwei Einträge (E-Modul und Poissonzahl) notwendig. Im Allgemeinen lässt sich festhalten, dass bei gleichbleibender Modellgenauigkeit eine einfachere Modellierung nur dann möglich ist, wenn der erhöhte Informationsbedarf der physikalischen Eigenschaften einzelner Elemente gedeckt werden kann. Im vorliegenden Fall soll dieser Informationsbedarf durch den Modellabgleich erfüllt werden. Die Datenunsicherheit bleibt jedoch vorhanden, solange die Plausibilität der abgeglichenen Daten nicht in beliebigen Arbeitspunkten bestätigt wird.
- Strukturunsicherheit: Im Falle des Validierungsmodells wird davon ausgegangen, dass keine unvorhergesehenen Veränderungen außerhalb der vorgesehenen Modellparameter Einfluss nehmen. Prozessual bedingte Strukturunsicherheit kann daher ausgeschlossen werden. Die produktions- und betriebsbedingte Strukturunsicherheit wird als unkritisch angesehen und daher nicht berücksichtigt.

Die Geometriedaten der Grundstruktur sind im Voraus hinreichend genau beschrieben. Die Plattendicken werden nachgemessen und im virtuellen Modell entsprechend geringfügig korrigiert. Die Gesamtmasse des Modells und die Masse der Komponenten (Würfelverbinder, Schrauben, Magnete und Zusatzmassen) werden durch Wiegen entsprechend abgeglichen. Die maßgebliche Datenunsicherheit der Grundstruktur liegt bei den genauen Materialeigenschaften (E-Modul) der Platten, den Eckverbindern und den Klebnahteigenschaften. Für Stahl nennt Münstermann in [134] mögliche Abweichungen des E-Moduls von bis zu 5 %. Die Abweichungen von Aluminiumlegierungen seien deutlich höher. Für den folgenden Abgleich werden für die Elastizitätsmodule der Plattenmaterialen Toleranzen $\pm 2,5$ % um den Startwert angenommen. Der E-Modul der

Klebnaht kann, um maximal 15 % bezüglich dem Startwert reduziert werden, da einerseits die künstliche Versteifung durch die MPC-Thematik und andererseits die fehlende Information bezüglich Klebnahtbreite und -dicke fehlt. Die Anbindungssteifigkeiten der Ecken können bis zu 50 % ausgehend vom Startwert variiert werden. An dieser Stelle kann dem nächsten Abschnitt vorweggenommen werden, dass innerhalb des Untersuchten Intervalls kein signifikanter Einfluss der Ecksteifigkeiten erkennbar ist.

Modellabgleich der virtuellen und realen Grundstruktur

Im ersten Schritt wird die Grundstruktur ohne Klappe und Tür abgeglichen. Dies dient insbesondere einer Parameterkalibrierung der Klebnaht, welche der künstlichen Versteifung des virtuellen Modells durch die oben genannte MPC-Thematik entgegenwirken soll. Zudem soll gleichzeitig ein Datenabgleich der CBUSH-Elemente, welche die Würfelverbinder und die variable Anbindung repräsentieren, vorgenommen werden. Durch die Übereinstimmung einer hohen Anzahl modaler Schwingformen und deren korrespondierenden Frequenzen, soll die Modellierungsmethode validiert werden, mit der Balken und Schalen verbunden sind. Da der Konstruktions- und Modellierungsaufbau der Komponenten Tür und Klappe gegenüber der Grundstruktur identisch ist, bezieht sich die Ursache für Abweichungen im Gesamtsystem folglich nur auf die Anbindungskomponenten von Tür und Klappe.

Zunächst soll das Modell anhand der Strukturmoden abgeglichen werden. Aus der Superposition der Strukturmoden errechnet sich der Schallpegel. Daher sind korrekte Strukturmoden die Grundvoraussetzung für einen validen Schallpegel. Als Zustandsgröße für den Abgleich der Modelle werden die Verschiebungen und die Frequenzlagen der Strukturmoden herangezogen. Insgesamt messen, wie in Abbildung 4.20 links dargestellt, 46 Beschleunigungssensoren die Verschiebungen des Modells.



Abbildung 4.20: Software und Tools für den Modellabgleich

32 Beschleunigungssensoren sind entlang der Profile angebracht. 14 Beschleunigungssensoren befinden sich im Mittelpunkt der Plattensektoren. Jeweils ein Beschleunigungssensor befindet sich am Schlossbeschlag und auf der Gegenseite an der Grundstruktur. Es werden MIMO³³-Messungen per Hammeranregung durchgeführt.

³³ Bei MIMO "Multiple-Input-Multiple-Output"-Messungen werden mehrere Eingangssignale (bzw. hier mehrere Orte der Anregung) und mehrere Ausgangssignale für die Modalanalyse verwendet.

Die Anregungspunkte werden möglichst gleichmäßig auf das gesamte Modell verteilt, um den Einfluss von Position und Richtung zu minimieren. Für jede der drei Koordinatenrichtungen werden jeweils fünf Punkte angeregt. Alle Anregungspunkte befinden sich auf den Profilen der Grundstruktur. Die Daten werden mittels LMS-Testlab aufgenommen.

Nach der Messung werden, wie in Abbildung 4.20 mittig dargestellt, die stabilen Moden innerhalb eines Frequenzbereichs zwischen 10 Hz und 380 Hz manuell selektiert und anhand der Schwingformen auf Plausibilität kontrolliert. Die Synthese der Moden inklusive der Residuen oberhalb und unterhalb des Frequenzbereiches wird mittels LMS Testlab durchgeführt. Im dritten Schritt, welcher in Abbildung 4.20 rechts dargestellt wird, erfolgt der Vergleich beider Modelle in Simcenter 3D. Es werden sowohl das FE-Modell (grüne Flächen) als auch das Testmodell (türkise Linien) in Simcenter 3D eingelesen und positioniert. Die Messpunkte, welche den Sensorpositionen entsprechen, werden mit nächstliegenden den Knoten des virtuellen Modells verknüpft. Dadurch kann die paarweise Korrelation der Verschiebungen beider Modelle ermittelt werden. Während dem Abgleich wird das FE-Netz ausgeblendet und stattdessen nur ein Drahtmodell dargestellt. Dies vereinfacht den visuellen Abgleich der Schwingformen beider Modelle. Der Abgleich erfolgt in mehreren manuellen Iterationsschritten. Durch ein automatisiertes Vorgehen konnten keine zufriedenstellenden Ergebnisse erzielt werden. Das manuelle Vorgehen wird im Folgenden anhand des in Abbildung 4.21 dargestellten Zyklus beschrieben. Dieser wird wiederholt, bis eine zufriedenstellende Übereinstimmung erzielt wird.



Abbildung 4.21: Vorgehen zum manuellen Modellabgleich in einer vierstufigen Iterationsschleife

Durch das Modal Assurance Criterion [135] wird die Übereinstimmung der jeweiligen Modenpaarungen bestimmt. Je deutlicher die Einträge am Wert eins (rot) sind, desto mehr Ähnlichkeit besitzen die Strukturmoden. Auf der x-Achse befinden sich die gemessenen, auf der y-Achse die berechneten Resonanzfrequenzen. Im Idealfall kann jede Strukturmode aus der Berechnung genau einer Strukturmode aus dem Versuch zugeordnet werden. Zudem ist es das Ziel, dass die Frequenzlagen des Modenpaares bestmöglich übereinstimmen. Bei einer solchen eindeutigen Zuordnung wären die Werte der Diagonalen des Diagramms eins (rot) und alle anderen Werte null (grün).

Wie in Abbildung 4.21 dargestellt werden im ersten Schritt des Zyklus die Zuordnungen der Modenpaare (Detail A) überprüft. Sind alle Modenpaare korrekt zugeordnet wird der Fehler (Detail B) der modalen Schwingform auf Basis des Modal Assurance Criterion und der Fehler der zugehörigen Eigenfrequenzen berechnet. Der Gesamtfehler jedes Modenpaares ergibt sich aus der Summe des normierten Fehlers. Um zu identifizieren welche Faktoren für die Abweichungen verantwortlich sein können, werden die Parametersensitivitäten für einzelne Frequenzen (Detail C) bezüglich des Gesamtfehlers berechnet. Diese werden anhand von Frequenzen auf der x-Achse und den jeweiligen Parametern auf der y-Achse visualisiert. Da es sich hierbei um eine lineare Sensitivität 1. Ordnung handelt, werden die Wechselwirkungen vernachlässigt. Das bedeutet, dass die Aussage nicht unbedingt auf größere und simultane Änderungen mehrerer Parameter übertragbar ist. Dennoch bietet sie eine gute Grundlage, um die Ursachen für die Abweichung zu ermitteln. Im letzten Schritt wird, beginnend mit der niedrigsten Mode, bei der ein ungenügender MAC-Wert vorliegt, ein visueller Abgleich (Detail D) der Eigenformen durchgeführt. Mithilfe der Frequenzabweichung und den Informationen über die Parametersensitivitäten, werden eine oder mehrere Änderungen beschlossen. Schließlich wird das virtuelle Modell neu berechnet und der Zyklus beginnt von vorne bis eine zufriedenstellende Übereinstimmung erreicht wird. Durch dieses manuelle Vorgehen des Modellabgleiches konnten bei gleichen Parameterintervallen wesentlich bessere Ergebnisse gegenüber dem automatisierten Prozess mittels gradientenbasierter und genetischer Optimierung erzielt werden.

Zur Sicherstellung der physikalischen Plausibilität werden für den Modellabgleich Strukturmoden bis 380 Hz betrachtet. MAC-Werte ab 0,8 gelten im Zuge dieser Arbeit als akzeptable Übereinstimmung. Innerhalb des Frequenzbereiches von 80-230 Hz sind nach dem Abgleich, wie in Abbildung 4.22 dargestellt, alle MAC Werte über 0,9 und zeigen eine maximale Frequenzabweichung von 3Hz.



Abbildung 4.22: Ergebnis der MAC Werte und Eigenfrequenzen nach dem Abgleich der Grundstruktur

Auch die Moden oberhalb des Frequenzbereiches zeigen eine gute Übereinstimmung. Lediglich die Moden 19 und 20 treten vermutlich wegen des geringen Frequenzabstandes und der hohen Ähnlichkeit in vertauschter Reihenfolge auf. Es lässt sich festhalten, dass die Grundstruktur in dem virtuellen Modell und dem Hardwaremodell eine sehr gute Übereinstimmung zeigt. Die korrekte Modellierung kann somit bestätigt werden und nun die Komplexität durch die Anbindungsteile erhöht werden.

Modellabgleich des gesamten Systems

Im Folgenden wird die Komplexität des Modells erst durch die Ergänzung der variablen Anbindung und dann durch die Montage von Klappe und Tür sukzessive zum Gesamtsystem erhöht. Jedem der beschriebenen Schritte folgt ein manueller Modellabgleich, welcher dem in Abbildung 4.21 vorgestellten Schema folgt. Neben der Übereinstimmung beider Modelle nach dem Modellabgleich, soll auch der strukturdynamische Einfluss der variablen Anbindung im Modell sichergestellt werden. In Abbildung 4.23 wird links die Übereinstimmung nach dem Abgleich der Steifigkeitsdaten des CBUSH-Elementes, welche die variable Anbindung im FE-Modell repräsentiert, dargestellt. Es wird deutlich, dass sich insbesondere ab Strukturmode 16 die Übereinstimmung gegenüber der abgeglichenen Grundstruktur verschlechtert. Im rechten Diagramm wird das Hardwaremodell inkl. variabler Anbindung mit dem abgeglichenen FE-Modell ohne variable Anbindung verglichen. Bei dieser MAC-Matrix fällt die Übereinstimmung beider Modelle deutlich ab, was auf den Einfluss der variablen Anbindung zurückzuführen ist. Die strukturdynamische Wirksamkeit der variablen Anbindung kann damit bestätigt werden und die Beeinflussbarkeit durch die Positionsänderung ist damit wahrscheinlich.



Abbildung 4.23: Einfluss der funktionalen Bauteile am Beispiel der variablen Anbindung

Die Übereinstimmung der Grundstruktur inkl. der variablen Anbindung besitzt nun ein gutes Niveau, sodass nun das Gesamtsystem mit Tür und Klappe abgeglichen wird. Nach der Modalanalyse und dem entsprechenden Modellabgleich wird anhand der Quersteifigkeit von Dichtung und Schloss sowie der oben beschriebenen Toleranz des E-Moduls der Platten die in Abbildung 4.24 dargestellte MAC Matrix erreicht.



Abbildung 4.24: MAC-Werte und Eigenfrequenzen des gesamten Validierungsmodells mit f_{W_i} : Referenzfrequenz der im Hardwaremodell gemessenen Mode W_i und f_{R_i} : Abgleichsfrequenz der im virtuellen Modell gemessenen Mode R_i

Insgesamt 27 gemessene und synthetisierte Strukturmoden können gegenüber 29 berechneten Moden identifiziert werden. Die MAC Matrix wurde auf den Bauzustand einer maximal weichen Türanbindung und einer maximal harten Klappenanbindung abgeglichen. Besonders im Bereich zwischen 175 Hz und 206 Hz treten Abweichungen bei der Resonanzfrequenz und die Übereinstimmung einer Test- zu mehreren FE-Moden auf. Als eine mögliche Ursache hierfür kann die Dämpfung genannt werden, die vor allem durch den Kleber und die Dichtungen in das System eingebracht wird. Aus den Halbwertsbreiten der realen und berechneten Dämpfungswerte geht eine zum Teil starke Abweichung hervor. Dennoch wird aufwandsbedingt weiterhin eine einheitliche Strukturdämpfung für das gesamte FE-Modell angenommen.

4.2.3 Parameterintervalle und physikalische Plausibilität

In diesem letzten Abschnitt des Modellabgleiches soll der Schalldruck als Zustandsgröße validiert werden. Zudem werden die Bauzustände in die Betrachtung eingehen, durch die sich an den funktionalen Komponenten korrespondierende Parameteränderungen des FE-Modells darstellen lassen. So soll eine äquivalente Änderung des Schalldrucks von virtuellem und Hardwaremodell hervorgerufen werden. Diese physikalische Plausibilität des abgeglichenen FE-Modells wird stichprobenartig anhand der Schalldruckkurven für zwei unterschiedliche Schlosskonfigurationen validiert. Bevor die Zustandsgröße Schalldruck in die Betrachtung einbezogen wird, soll allerdings der Gestaltungsraum des Modells erläutert werden, welcher durch die Parameterintervalle definiert wird.

Parameterintervalle

Die Parameter werden, bis auf die Ausnahme der Profilposition und der Position der variablen Anbindung, als Faktoren definiert. Die Gruppe masseintensiver Parameter kann folglich zwischen dem Faktor 0,01 und 1 variiert werden. Für die Validierungsversuche kann bei einem Modellgewicht von 57,41 kg insgesamt 5,6 kg Gewicht reduziert werden. Die horizontale Position des Vertikalprofils kann in einem Intervall zwischen 15 mm und 650 mm Abstand zur vorderen Vertikalsäule eingestellt werden. Dies entspricht der in Abbildung 4.4 beschriebenen Profilverschiebung in x-Richtung. Bei 15 mm befindet sich das Profil am vordersten Ende³⁴, während das Intervall bei 650 mm im hintersten Ende durch das zweite Vertikalprofil begrenzt wird. Die Position der Anbindung zur Seitenplatte kann zwischen 30 mm und 300 mm variiert werden, was jeweils der untersten und obersten Position entspricht. Das Heckklappenschloss ist im Ausgangszustand hart, d.h. auf 16900 N/mm eingestellt. Ausgehend von diesem Wert ist eine Verringerung der Steifigkeit bis zu einem Faktor 0.006 möglich. Das Türschloss ist im Ausgangszustand weich, d.h. auf 102,8 N/mm eingestellt, somit ist eine Vergrößerung der Steifigkeit auf den Faktor 164,4 möglich. In Tabelle 4.1 werden die definierten Parameter sowie deren Intervalle und Basiswerte zusammengefasst.

	Intervall	(Faktor)	Faktor von			
Bezeichnung	Min	Μαχ	Basis	Einheit	(Einheit)	Beschreibung
e_schlossHKL	0,006	1	16,9e3	[]	N/mm	Anbindungssteifigkeit Klappe
e_schlossTUERE	1	164,4	102,8	[]	N/mm	Anbindungssteifigkeit Türe
pos_profil_x	0,05	1,95	335	[]	mm	Variables Profil horizontal
pos_anbindung_z	0,18	1,82	165	[]	mm	Variable Anbindung vertikal
m_profile_door	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. Türprofil
m_profile_hkl	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. Klappenprofil
m_rear	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. Platte Klappe
m_front	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. Platte Stirnwand
m_floor1	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. Boden PlSe. vorne
m_floor2	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. Boden PlSe. mitte
m_floor3	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. Boden PlSe. hinten
m_left1	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. links PlSe. vorne
m_left2	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. links PlSe. mitte
m_left3	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. links PlSe. hinten
m_right1	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. rechts PlSe. vorne
m_right2	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. rechts PlSe. mitte
m_right3	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. rechts PlSe. hinten
m_roof1	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. Dach PlSe. vorne
m_roof2	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. Dach PlSe. mitte
m_roof3	0,01	1	0,3	[]	kg	Gew. Dach PlSe. hinten

Tabelle 4.1:Parameterintervalle der funktionalen Komponenten des Validierungsmodells;
Hinweis zu den Abkürzungen: Gew. = Gewicht, PI.-Se. = Plattensektor

Die Änderung der Masseparameter und der Position der variablen Anbindung ist in beiden Modellen gut reproduzierbar, da sich die Werte durch Wiegen und Messen absichern lassen. Die Absicherung, der identische

³⁴ Siehe Definition der Modellausrichtung Abbildung 4.2

Steifigkeitskonfigurationen im Hardwaremodell lässt sich, aufgrund der Zugänglichkeit und des Messaufwandes, nicht ohne Weiteres am Versuchsaufbau umsetzen. Daher wurde eine detaillierte Messung, Analyse und Herleitung der Steifigkeitswerte und Konfigurationsvarianten in im Abschnitt 4.2.1 vorgenommen.

Abgleich des Schalldrucksummenpegels

Die akustische Modellqualität soll in den vorgeschlagenen Methoden durch den Schalldrucksummenpegel und dessen erste partielle Ableitungen bewertet werden. Es werden vier Bauzustände getestet, deren Schaldruckkurven und Schalldrucksummenpegel im Folgenden gemessen und analysiert werden. Die Modellzustände, welche in Tabelle 4.2 beschrieben werden, unterscheiden sich durch die vier möglichen Kombinationen, die sich aus den unteren und oberen Intervallgrenzen der Schlosssteifigkeiten ergeben. Im Bauzustand A sind alle Schlösser maximal hart und in Bauzustand D maximal weich eingestellt. Im Bauzustand B ist das Türschloss maximal steif und das Klappenschloss maximal weich angebunden. Bauzustand C entspricht dem umgekehrten Prinzip.

Tabelle 4.2: Schlosssteifigkeiten der Bauzustände A, B, C und D des Validierungsmodells

	Bauzustand					
	A	В	С	D		
Schlosssteifigkeit Klappe in N/mm	16900	102,8	16900	102,8		
Schlosssteifigkeit Tür in N/mm	16900	16900	102,8	102,8		

In Tabelle 4.3 zeigt sich, dass die Änderung des Schalldrucksummenpegels mit einer maximalen Abweichung von 1,6 dB nach der Änderung der Schlosssteifigkeiten näherungsweise übereinstimmen. Die maximale Differenz des Schalldrucksummenpegel liegt im Falle der gemessenen Daten für die unterschiedlichen Bauzustände bei 2,4 dB. Dieser Wert scheint auf den ersten Blick gering. Die erwarteten deutlichen Unterschiede hinsichtlich der akustischen Eigenschaften aufgrund der Schlosskonfigurationen lassen sich, anhand des Schalldrucksummenpegels nicht bestätigen.

Tabelle 4.3:	Vergleich des SPL in dB von Simulations- und Hardwaremodel

	А	В	С	D	
80-230 Hz	109.69	109.70	111.1	112.09	- Messung
80-230 Hz	110.40	108.48	111.1	113.65	Simulation
130-160 Hz	102.98	102.64	105.14	108.26	Messung

Es ist anzunehmen, dass die Ursache der geringen Änderung des Schalldrucksummenpegels darin liegt, dass sich bestimmte Bereiche des Frequenzspektrums verbessert und andere verschlechtert haben. In Summe ergibt sich durch die Addition aller Inkremente ein ausgleichender Effekt, der einen nahezu äquivalenten Schalldrucksummenpegel zeigt. Diese Hypothese ließ sich bestätigen, indem ein kleineres Intervall zwischen 130160 Hz ausgewertet wird. Hier liegt der Unterschied mit 7,4 dB deutlich höher. Eine detailliertere Informationsbasis zur Validierung des Schalldrucks kann durch die Betrachtung der Schalldruckkurven in Abbildung 4.25 entnommen werden.



Abbildung 4.25: Schalldruckkurven von Simulations- und Hardwaremodell in unterschiedlichen Bauzuständen bei Frequenzschritten von 0,1 Hz

Die gemessenen und berechneten Schalldruckkurven der Bauzuständen A bis D von FE-Modell und Hardwaremodell werden paarweise dargestellt. In allen Bauzuständen kann eine gute Übereinstimmung zwischen der Berechnung und der Messung festgestellt werden. Die Simulation des Bauzustands A zeigt eine Resonanz im Bereich von 180 - 190 Hz, die als solche in der gemessenen Schalldruckkurve nicht identifizierbar ist. Bauzustand D weist ein ähnliches Verhalten bei 120 Hz auf. Abweichungen werden vor allem aufgrund des Dämpfungseinflusses der Dichtungen und der Schlösser angenommen. Diese führen aufgrund der schwächer ausgeprägten Schalldruckspitzen zu einer Glättung der Schalldruckkurve.³⁵ Im Frequenzbereich zwischen 80 und 120 Hz lässt sich in der Messkurve ein sehr stetiger, annähernd linearer Kurvenverlauf erkennen. Durch die Auswertung der zugehörigen Schwingformen dieses Bereiches, zeigt sich eine maßgebliche Beteiligung von Tür und Klappe.

Es kann bestätigt werden, dass die Konfiguration der Schlosssteifigkeiten mit denen in Abbildung 4.25 dargestellten Abweichungen in beiden Modellen zu konsistenten Änderungen des Schalldrucks führen. Zudem wird deutlich, dass die übrigen lokalen Resonanzfrequenzen des Systems in einer Wechselwirkung mit den

³⁵ Siehe Nashif et al. [142, S. 48] Auswirkung der Dämpfung auf das stationäre Verhalten

Schlosssteifigkeiten stehen und diese sich entsprechend verändern, wenn eine entsprechende Modifikation erfolgt.

4.3 Validierung der Methode

Ziel der Methode ist es, ein robustes Design auszuweisen, in dem das Modell den Kriterien von Leichtbau und Akustik gerecht wird. Dies soll auf Basis von Schalldruckberechnungen im Fluid-Struktur-Modell erreicht werden und sich am Hardwaremodell durch die korrespondierenden Parameter validieren lassen. Zur Bewertbarkeit von Akustik, Gewicht und Verstimmbarkeit, wird in Abschnitt 4.3.1 eine Analyse des Ergebnisraumes am virtuellen Modell durchgeführt. In Abschnitt 4.3.2 folgt eine Analyse und die Validierung akustisch aktivierter Kontrollparameter. Diese werden anhand einer virtuellen Auslegung durch entsprechende Sensitivitätsindizes aktiviert und am Hardwaremodell experimentell validiert. Es werden Zielintervalle bestimmt in welchen sich die akustische Verstimmung durch ein entsprechendes Niveau der Sensitivitätswerte als reproduzierbar darstellt. Zuletzt wird in Abschnitt 4.3.3 die gesamte Methode am virtuellen Modell durchgeführt. Daraus wird ein akustisch- und gewichtsoptimiertes Design selektiert, welches gleichzeitig die Anforderungen an die Verstimmbarkeit und die Robustheit bestmöglich erfüllt. Das Hardwaremodell wird entsprechend konfiguriert und die Schalldruckreduktion und die Verstimmbarkeit validiert. Zudem werden die Leichtbauparameter experimentell validiert. Diese sollen in keiner Parameterkonfiguration einen signifikanten Einfluss auf die Akustik besitzen. Damit soll sichergestellt werden, dass akustische Ziele nicht gefährdet werden, wenn sich Leichtbaupotenzial aufgrund der Strukturunsicherheit (Siehe Abschnitt 2.3 bzw. Abschnitt 2.1.3) ggf. nicht oder nur teilweise realisieren lässt. Der geringe Einfluss der Leichtbauparameter wird folglich in verschiedenen Systemzuständen validiert.

4.3.1 Zielwerte im Ausgangszustand und Voruntersuchungen

Die bisherigen Schalldruckanalysen in Abschnitt 4.2.3 werden in vier Bauzuständen durchgeführt, in welchen der Schalldruck gemessen und berechnet wird. Der errechnete bzw. gemessene Schalldrucksummenpegel lässt sich nicht bewerten, da der Zustandsraum des Modells bisher unbekannt ist. Die Methode ist erfolgreich, wenn ein niedriger Schalldrucksummenpegel bei gleichzeitig hoher Sensitivität der Kontrollparameter erreicht wird. Für die Bewertbarkeit soll eine Voruntersuchung des Zustandsraumes erfolgen und dessen Zusammenhang mit dem Parameterraum untersucht werden. Hierfür werden mehrere Studien mit insgesamt 12000 Berechnungen im Voraus durchgeführt. Die generische Abtastung des Parameterraumes wird durch ein Latin-Hypercube-Sampling mit insgesamt 6000 Iterationen realisiert. Zudem soll die Erschließung der oberen und unteren Intervallgrenze für jede der acht Haupt- bzw. Nebenbedingungen mittels einer Optimierung alurchgeführt werden. Die 16 Optimierungen werden mithilfe des in Abschnitt 2.2.4 beschriebenen Optimierungsalgorithmus Sherpa mit einer Anzahl von je 375 Iterationen durchgeführt. Bei den gegebenen 20 Parametern würde eine vollfaktorielle, zweistufige Abtastung des Ergebnisraumes $2^{20} = 1048576$ Berechnungen benötigen. Trotz des hohen Berechnungsaufwandes wäre eine solche Abtastung lediglich für lineare Problemstellungen,

nicht aber für die nichtlineare vibroakustische Zielfunktion vollumfänglich aussagekräftig. Um den Aufwand auf einen sinnvollen Rahmen zu begrenzen, wird daher die generische Abtastung mittels Latin-Hypercube-Sampling und zusätzlichen Optimierungen zur dezidierten Analyse der Grenzen des Zustandsraumes gewählt. Alle Studienergebnisse werden für die Datenauswertung zusammengeführt und im Folgenden analysiert.

Optimierungsziele und differenzierte Analyse des Zustandsraumes

Neben dem Schalldrucksummenpegel und dem Gesamtgewicht werden sechs Sensitivitätsindizes einbezogen. Zwei davon, die beiden Schlosssteifigkeiten in Axialrichtung, sollen als Kontrollparameter durch die Optimierung akustisch aktiviert werden. Die übrigen vier Sensitivitäten sollen in ihrem akustischen Einfluss minimiert werden. Zu letzteren gehören die Quersteifigkeiten von Dichtungen und Schlösser, die aufgrund der fehlenden Genauigkeit der Dämpfungsannahme eine entsprechend hohe Modell- und Datenunsicherheit mit sich bringen. Die Minimierung dieser Parametersensitivitäten soll dazu dienen, dass diese Bauteile im Zieldesign keine wichtige akustische Funktion erfüllen und folglich eine hohe Streuung vermieden wird. Der Parameterraum entspricht den angegeben Intervallen und Startwerten von Tabelle 4.1. In der Voruntersuchung wird der Zusammenhang von Parameter- und Zustandsraum analysiert. Zudem soll untersucht werden, wie die Ziele miteinander zusammenhängen. Abbildung 4.26 zeigt den Parallelplot der Designs der generischen Optimierung und der Designs der Maximierung und Minimierung des Schalldrucksummenpegels.



Abbildung 4.26: Zusammenhang von Gesamtmasse, Schalldrucksummenpegel und Parameter im virtuellen Validierungsmodell. Korridore der besten und schlechtesten 5 % des Schalldrucksummenpegels

Dieser Parallelplot beinhaltet neben den Parametern die Zustandsgrößen des Schalldrucksummenpegels und der Gesamtmasse. Die akustisch besten und schlechtesten 5 % der Designs sind mit einem grünen bzw. roten Korridor markiert. Die Minimal- und Maximalwerte schwanken zwischen ca. 103 dB und 124 dB. Hinsichtlich der akustisch schlechtesten 5 % existiert eine starke Restriktion des Parameterintervalls der Türschlosssteifigkeit "e lockDOOR". Dies bedeutet, dass die schlechtesten akustischen Designs mit einer Konfiguration des Türschlosses zwischen dem Faktor 35 und 38 dargestellt werden können. Umgekehrt lässt sich daraus nicht ableiten, dass diese Konfiguration durchweg schlechte akustische Designs hervorruft. Denn auch die 5 % der besten akustischen Designs erstrecken sich über dieses Parameterintervall. Für das Intervall zwischen dem Faktor 35 und 38 können also unter Umständen besonders hohe Schalldruckwerte auftreten. Bei entsprechender Konstellation der übrigen Parameter können aber auch deutlich niedrigere Schalldruckwerte erreicht werden. Der grüne Korridor der besten 5 % erstreckt sich über fast das gesamte Intervall dieses Parameters. Das bedeutet, dass sich für das Türschloss Konstellationen darstellen lassen, in dem es hart oder weich eingestellt ist und sich in beiden Fällen durch die übrigen Parameter trotzdem ein gutes akustisches Niveau darstellen lässt. Aus dem Parallelplot geht hervor, dass akustisch günstige und ungünstige Designs in einem Großteil der Intervalle auftreten. Sowohl gute als auch schlechte akustische Designs liegen in einem ähnlichen Intervall des Gesamtgewichtes. Ein eindeutiger Zielkonflikt von Leichtbau und Akustik oder eine Korrelation lassen sich damit ausschließen. Seitens der Akustik existieren folglich synergetische Lösungen für Leichtbau und Akustik. Im Folgenden soll dies aus der Sicht des Leichtbaus betrachtet werden. Dafür werden in Abbildung 4.27 die Korridore der jeweils leichtesten und schwersten 5 % der Designs grün bzw. rot hervorgehoben.



Abbildung 4.27: Zusammenhang von Gesamtmasse, Schalldrucksummenpegel und Parameter im virtuellen Validierungsmodell. Korridore der besten und schlechtesten 5 % der Gesamtmasse Das minimale bzw. maximale Gewicht wird dann erreicht, wenn alle Gewichtsparameter auf ihre untere bzw. obere Intervallgrenze festgelegt werden. Daher werden nur die ersten drei Gewichtsparameter dargestellt. Anhand einer Optimierung lässt sich erschließen welche Zusammenhänge sich bezüglich dem Schalldrucksummenpegels und den gewichtsneutralen Parametern ergeben. Ohne Einbeziehung des Schalldrucksummenpegels in die Optimierungsaufgabe, werden bei der Minimierung des Gesamtgewichtes gute sowie schlechte akustische Zustände erreicht. Umgekehrt zeigen die 5 % schwersten Modellzustände, dass annähernd das gesamte Intervall des Schalldrucksummenpegels durch entsprechende Konstellationen, insbesondere der gewichtsneutralen Parameter, abgedeckt werden können. Aus der Sicht des Leichtbaus lässt sich folglich kein eindeutiger Zielkonflikt von Leichtbau und Akustik innerhalb der Parameterintervalle feststellen.

Gleichzeitig unterstreichen diese Ergebnisse, dass die Zielfunktion, aufgrund von Nichtlinearitäten und Wechselwirkungen in der Wirkkette, hochgradig komplex ist. Erstreckt sich der Korridor der besten oder schlechtesten akustischen 5 % über das gesamte Intervall eines Parameters, kann ohne eine Sensitivitätsanalyse nicht bewertet werden, ob dieser Parameter einflussreich ist. Es ist möglich, dass der Parameter keinen Einfluss besitzt und sich die Werte daher zufällig auf das gesamte Intervall verteilen. Andererseits könnten sich die Konfigurationen potenziell guter bzw. schlechter Eigenschaften über das gesamte Intervall erstrecken.

Auch bezüglich der Robustheit lässt sich, ohne eine explizite Analyse, an Parallelplots keine eindeutige Aussage ableiten. Einzelne verstreute Designs legen gegenüber gebündelten Gruppen den Verdacht eines unrobusten akustischen Designs nahe, da sich der Zielwert nur mit einer einzigen spezifischen Parameterkonfiguration erreichen lässt. Der Grund hierfür kann aber auch das zufallsbasierte Latin-Hypercube-Sampling und die überwiegend evolutionsbasierte Sherpa-Optimierung sein.

Ergebnisraum der differenzierten Zielebetrachtung

Die Bewertbarkeit der Ergebnisgüte erfolgt auf Basis des Ergebnisintervalls aller Zustandsgrößen. In Tabelle 4.4 werden die Ergebnisse für den Grundzustand und die maximal erreichbaren Intervalle zusammengefasst.

Tabelle 4.4: Zielgrößen und Intervalle des Validierungsmodells im Ausgangszustand

	Interv	alle Zustands <u>o</u>						
	Untere	Ausgangszu	Obere					
Optimierungsziel	Grenze	stand	Grenze	Einheit	Zieltyp			
glb_mass	57,41	63,04	63,04	kg	А			
sum_pressure_level	103,05	111,09	124,56	dB	А			
SENS_Schloss_HKL	1,07e-3	1,34	8,46	[]	В			
SENS_Schloss_TUER	4,00e-5	2,29e-2	37,76	[]	В			
SENS_Schloss_HKL_quer	5,4e-4	8,79e-1	3,03	[]	С			
SENS_Schloss_TUER_quer	1,38e-2	1,12e-1	26,04	[]	С			
SENS_Dichtung_HKL_quer	1,87e-1	1,36	2,17	[]	С			
SENS_Dichtung_TUER_quer	1,06e-1	1,28e-1	3,59	[]	С			
Zieletyp: A: Hauptziele B: Sensitivitätsindex Kontrollparameter C: Sensitivitätsindex Modellqualität								

Die Optimierungsziele lassen sich in drei verschiedene Typen unterteilen. Typ A sind die Primärziele des Schalldrucksummenpegels und des Gewichtes. Zieltyp B sind die Sensitivitäten der Kontrollparameter, die im Zuge der Auslegung maximiert werden sollen. Zieltyp C sind die Sensitivitäten der unsicheren Parameter, deren Einfluss auf den Schalldruck minimiert werden soll.

Die Konfigurationsmöglichkeiten, welche sich durch den Parameterraum ergeben, können sich bis zu 21,5 dB unterscheiden. Die maximale Sensitivität der Längssteifigkeit SENS_Schloss_TUER korreliert mit einer besonders hohen erreichbaren Sensitivität der Quersteifigkeit SENS_Schloss_TUER_quer. Ein Zusammenhang zwischen den Längs- und Quersteifigkeitseinfluss von Schloss und Dichtungen ist daher wahrscheinlich. Die übrigen Paare der maximalen Sensitivitätswerte bewegen sich zwischen 2,17 und 3,59 und liegen damit in einer ähnlichen Größenordnung. Die Klappensteifigkeit kann in der entsprechenden Konfiguration mit einem Maximalwert von 8,47 einen hohen Einfluss besitzen. Die Türsteifigkeit lässt sich mit einem Sensitivitätswert von 37,76 auf die mit Abstand höchsten Beeinflussbarkeit des Schalldrucksummenpegels einstellen.

4.3.2 Akustische Aktivierung und Deaktivierung der Kontrollparameter

Zur Analyse der gradientenbasierten Sensitivitätsindizes werden in diesem Abschnitt drei der Parameter, welche in Abschnitt 4.2.3 definiert werden, verwendet. Die horizontale Position des variablen Profils dient stellvertretend für eine Änderungsmaßnahme der Grundstruktur. Die beiden Schlosssteifigkeiten werden sowohl zur Grundkonfiguration mit einbezogen als auch für die Verstimmung des Modells in dem entsprechenden konfigurierten Bauzustand. Es soll analysiert werden, ob sich die Beeinflussbarkeit des Hardwaremodells im Zuge der Maximierung der Sensitivitätsindizes im virtuellen Modell umsetzen lässt. Dafür sollen ein sensitivitätsmaximierter und -minimierter Zustand virtuell ausgelegt werden. Im Hardwaremodell soll schließlich aufgezeigt werden, dass die Verstimmbarkeit der sensitivitätsmaximierten Variante gegenüber der sensitivitätsminimierten Variante entsprechend höher ist. Zudem soll die Handhabbarkeit der Kontrollparameter untersucht werden. Die Handhabbarkeit umfasst das Sensitivitätsintervall, in dem sich das entsprechende Bauteil reproduzierbar Verstimmen lässt und sich ein proportionaler Zusammenhang zwischen Parameteränderung und Schalldruckänderung ergibt. Außerdem wird die Beeinflussbarkeit der Schalldruckkurve in unterschiedlichen Bereichen durch die Einbeziehung verschiedene Kontrollparameter untersucht.

In diesem Abschnitt liegt der Fokus ausschließlich auf den Sensitivitätsindizes und der Aktivierung dieser durch eine entsprechende Vorauslegung. Die Aktivierung der Kontrollparameter erfolgt durch Maximierung der korrespondierenden Sensitivitätsindizes. Die einfachste und effektivste Lösung, findet sich in der Erzeugung eines Resonanzzustandes im gekoppelten Gesamtsystem. In diesem Fall würden beispielsweise Tür und Klappe auf eine gegenseitige Resonanz abgestimmt werden, die im Zuge einer gleich- oder gegenphasigen Bewegung eine Fluidmode besonders stark anregt. Ändert man nun eine der Schlosssteifigkeiten kann es zu einer plötzlichen Phasenänderung und einer starken Verminderung des Schalldrucks kommen. Die Schlosssteifigkeit besitzt damit eine sehr hohe Sensitivität, welche aber durch ein hohes Schalldruckniveau im Ausgangszustand verursacht wird. Die Aufgabe besteht allerdings nicht darin, das Modell akustisch möglichst schlecht auszulegen, um anschließend eine höchstmögliche Verbesserung zu erzielen. Sondern darin, die Einstellbarkeit bei einem ohnehin guten Schalldruckniveau zu gewährleisten. Daher wird auch bei der Aktivierung der Kontrollparameter der Schalldruck neben den Sensitivitätsindizes in die Optimierung einbezogen.

Definition der Gewichtungsfaktoren

Um ein Szenario zu vermeiden in dem beispielsweise eine besonders gute Einstellbarkeit bei einem schlechten Schalldruckniveau vorliegt, sich also gute und schlechte Zielwerte gegenseitig kompensieren, muss eine entsprechende Gewichtung der Ziele definiert werden. Hierfür wird wie in Abschnitt 3.4.2 beschrieben die Korrelation der Zielwerte mit dem Performancewert herangezogen. Die betrachteten Ziele sind, wie zuvor beschrieben, der Schalldrucksummenpegel und die Sensitivität des Klappenschlosses. Die Sensitivität des Türschlosses geht also nicht in die Performancefunktion ein. Korrekt definierte Gewichtungsfaktoren sollten anhand einer hohen Korrelation des jeweiligen Zieles bezüglich der Performancefunktion erkennbar sein. In Abbildung 4.28 werden jeweils die Zielwerte der einzelnen Designs gegeneinander auf der Abszisse und Ordinate aufgetragen.



Abbildung 4.28: Korrelation der Ziele untereinander und bezüglich der Performancefunktion

Je höher die Korrelation der berechneten Zielwerte, desto näher liegt der Wert gegenüber der Diagonalen am Wert 1 bzw. -1. Mit Korrelationswerten der Zielfunktionen von -0.98 und 0.88 werden zufriedenstellende Werte erreicht. Diese lassen sich dadurch darstellen, dass die Sensitivität des Klappenschlosses ein Gewichtungswert von 1 und des Schalldrucksummenpegels von 25 zugewiesen wird. Wie es in der linken unteren Hälfte des Diagramms ersichtlich ist wird die Korrelation anhand einer Regressionsgerade bestimmt.

Untersuchung des Sensitivitätsindex vor der Optimierung

Welchen Effekt die drei Parameter einzeln und in der Kombination bezüglich des Sensitivitätsindex besitzen wird in Abbildung 4.29 paarweise betrachtet. Der jeweils dritte Parameter befindet sich auf dem konstanten Basisniveau des Startdesigns. Es ergeben sich drei Kombinationspaare, die in einem Raster von 20 gleichmäßigen Abstufungen pro Parameter vollfaktoriell ausgewertet werden. Der in den Diagrammen dargestellte Zustandsraum wird folglich anhand von jeweils 400 Auswertungen abgetastet.



Abbildung 4.29: Paarweise Betrachtung des Einflusses von drei Designparameter auf die Sensitivität der Klappenanbindungssteifigkeit vor der Optimierung

Es zeigt sich, dass sich durch eine entsprechende Konfiguration der beiden Schlosssteifigkeiten die höchste Sensitivität am Klappenschloss im Grundzustand der Profilposition (Diagramm A) erreichen lässt. Durch die übrigen Diagramme B und C wird deutlich, dass alle Parameter einzeln und in gegenseitiger Wechselwirkung einen hohen Effekt auf die Klappenschlosssensitivität besitzen. Es kann festgehalten werden, dass zumindest gegenüber zwei einflussreichen Parametern im rot markierten Bereich von A und C Subdomänen existieren, in denen für ein Änderungsintervall von ca. 10 % annähernd konstante Werte der Sensitivität vorliegen. Damit liegt auf diesem Intervall eine konstante Beeinflussbarkeit des Parameters gegenüber dem Schalldrucksummenpegel vor.

Die Reduktion der Dimensionalität auf zwei Parameter pro Diagramm ist für eine Veranschaulichung notwendig, stellt aber nur eine Momentaufnahme und nur einen Teil des möglichen Optimierungspotenzials dar. Die dargestellten Diagramme sind anschaulich beschrieben drei Querschnitte der x-, y- und z-Ebene eines kubischen Parameterraumes, die zufällig durch den Basiszustand des dritten Parameters definiert werden. In welchem Bereich des Kubus jedoch der beste Kompromiss aus hoher Sensitivität und gleichzeitig hoher Robustheit vorliegt kann durch diese Betrachtung nicht eindeutig festgelegt werden. Die Bestimmung eines robusten sensitivitätsoptimierten Designs ist bereits im dreidimensionalen Parameterraum aufgrund der komplexen Wechselwirkungen ohne eine Optimierung und eine Robustheitsanalyse nicht möglich.

Optimierungsergebnisse der Minimierung und Maximierung des Sensitivitätsindex

In Abbildung 4.30 werden nun die Ergebnisse der beiden Optimierungen, einmal mit dem Ziel eines minimalen Schalldrucks sowie einem minimalen Sensitivitätswert der Heckklappensteifigkeit und das andere Mal mit dem Ziel eines minimalen Schalldrucks und einem maximalen Sensitivitätswert der Heckklappensteifigkeit dargestellt. Die Parameterkorridore, in denen sich bei allen drei Parametern gegenüber des Heckklappenschlosses maximale bzw. minimale Sensitivität einstellt, werden in Abbildung 4.30 rot bzw. grün dargestellt.



Hinsichtlich der horizontalen Profilposition und der Anbindungssteifigkeit der Tür liegen die beiden Korridore auf einem ähnlichen Niveau auf dem jeweiligem Parameterintervall. Ein niedriger Einfluss des Heckklappenschlosses ergibt sich bei schwacher Anbindungssteifigkeit, während sich hoher Einfluss in einem mittleren Bereich des Parameterintervalls zeigt. Aus den Optimierungsergebnissen werden zwei Designs im Bereich minimaler und maximaler Beeinflussbarkeit des Schalldrucks selektiert. Um eine gute Justierbarkeit der Klappenschlosssteifigkeit gewährleisten zu können, sollten starke Sensitivitätsänderungen innerhalb des vorgesehenen Änderungsintervalls vermieden werden. Dafür wird in den resultierenden Antwortfunktionen die Stetigkeit der Oberfläche im Bereich des Maximums bzw. Minimums bewertet.

Untersuchung des Sensitivitätsindex nach der Optimierung

In Abbildung 4.31 wird die Heckklappensensitivität abhängig von jeweils zwei Parametern paarweise nach der Optimierung betrachtet. In Analogie des oben genannten kubischen Parameterraumes beinhalten die drei Querschnittsebenen alle das Optimum des Zielwertes. Dafür wird anders als in Abbildung 4.29 nicht mehr der Basiswert, sondern der in Tabelle 4.5 dargestellte Zielwert für die Variante maximaler Beeinflussung des Schalldrucksummenpegels durch die Anbindungssteifigkeit der Heckklappe herangezogen. Daher findet sich in diesen Diagrammen ein Design, bei dem in allen drei Darstellungen das entsprechende Optimum auftritt. In Diagramm A und B erstreckt sich das Optimum über ca. 15 % der beiden Änderungsintervalle. Aus Diagramm C geht hervor, dass vor allem die kombinierte Variation von Profilposition und Türschloss zu großen Abweichungen der Klappenschlosssensitivität führt. Folglich kann eine geringe Abweichung der Profilposi-

tion in Kombination mit der Änderung der Schlosssteifigkeit Tür dazu führen, dass das erhoffte Sensitivitätsziel nicht erreicht wird. An dieser Stelle wird deutlich wie stark die Sensitivität erster und höherer Ordnung aufgrund der hohen Wechselwirkungseffekte abweichen können.



Abbildung 4.31: Änderung der Parametersensitivitäten bei paarweiser Betrachtung dreier Systemparameter eines sensitivitätsmaximierten Zustands des virtuellen Modells

Die beiden selektierten Zieldesigns weisen eine maximal mögliche Verringerung der Klappensensitivität von -98 % und eine Vergrößerung um 288 % gegenüber dem Startdesign auf. Beide Varianten besitzen zudem einen geringfügig niedrigeren Schalldrucksummenpegel als vor Beginn der Optimierung. Das Türschloss, welches nicht als Sensitivitätsindex in der Performancefunktion Berücksichtigung findet, schwankt zwischen Sensitivitätswerten von 1,12-2,77. Aufgrund der sehr schwachen Sensitivität im Ausgangszustand liegt sowohl im maximierten als auch im minimierten Design eine deutliche Erhöhung der Türschlosssensitivität gegenüber des Ausgangszustands vor. Als Ursache hierfür könnte die in Abbildung 4.28 ermittelte Korrelation zwischen Türschlosssensitivität und Schalldrucksummenpegel bzw. Türschlosssensitivität und Klappenschlosssensitivität genannt werden. In Tabelle 4.5 werden die Zielwerte für die Varianten maximaler Beeinflussbarkeit des Schalldrucksummenpegels durch die Anbindungssteifigkeit der Heckklappe dargestellt.

_	sum_p _le	oressure evel	SENS_S H	Schloss_ KL	SENS_ TI	Schloss_ JER	pos_p	orofil_x	e_sch	lossHKL	e_schlo	osstuer
BASE	99.8	\nearrow	1.009	\nearrow	0.04		335.0		1.00	\sim	1.00	\nearrow
MIN	97.7	-2%	0.023	-98%	1.12	2635%	332.5	0.75%	0.01	-99%	47.53	4653%
MAX	95.4	-4%	3.911	288%	2.77	6675%	256.3	-23%	0.54	-46%	35.65	3465%

Tabelle 4.5: Selektiertes Design für minimale und maximale Anbindungssensitivität

Akustische Verstimmbarkeit des Modells durch den sensitivitätsminimierten Parameter

Durch die Übersetzung der Steifigkeitsfaktoren ergibt sich für die schwach sensitive Variante eine Anbindungssteifigkeit der Türanbindung von 3897 N/mm. Mithilfe des modularen Türschlosses lässt sich die nächstgelegenen Anbindungssteifigkeit von 4174 N/mm realisieren. Das Ziel der Anbindungssteifigkeit der Heckklappenanbindung liegt mit 376 N/mm an der unteren Intervallgrenze. Die Heckklappensteifigkeit wird über die Kombination 2K6G (siehe Abbildung 4.18) mit 342 N/mm umgesetzt. Ausgehend von diesem Wert, sowie von dem nächsthöheren (412 N/mm) und nächstniedrigeren (307 N/mm) einstellbaren Steifigkeitswert wird nun die Schalldruckkurve gemessen und in Abbildung 4.32 dargestellt.



Abbildung 4.32: Änderung der Anbindungssteifigkeit Tür im sensitivitätsminimierten Systemzustandes

Die maximale Änderung des Schalldrucksummenpegels der versteiften Variante bezogen auf das Basisdesign beträgt 0,1068 %. Eine signifikante Änderung der Schalldruckkurve kann lediglich zwischen 100 Hz und 120 Hz auf einem ohnehin niedrigen Frequenzintervall festgehalten werden. Im Bereich der Peaks, die den wesentlichen Einfluss für die Wahrnehmung und dem Schalldrucksummenpegel besitzen, sind alle drei Kurven fast identisch. Ein geringer Unterschied von ca. 1 dB stellt sich bei 185 Hz ein.

Akustische Verstimmbarkeit des Modells durch den sensitivitätsmaximierten Parameter

Für die Messung der sensitivitätsmaximierten Variante liegt eine deutliche Steifigkeitserhöhung an der Heckklappe um den Faktor 54 gegenüber der sensitivitätsminimierten Variante vor. Die modulare Schlosssteifigkeit der Heckklappe wird mit 10544 N/mm konfiguriert und hat somit eine Abweichung gegenüber dem Optimierungsziel von 2,9 %. Die realisierbare Konfiguration der Türschlosssteifigkeit liegt bei 2952 N/mm und besitzt damit 0,98 % Abweichung gegenüber dem Optimierungsziel 2923 N/mm. Die Umsetzung der Profilposition kann als exakt angenommen werden.

In Abbildung 4.33 wird das Vorgehen der Einstellung eines inkrementell kleineren und größeren Schlosssteifigkeitswertes ausgehend von dem sensitivitätsmaximierten Design wiederholt. Gegenüber der Schalldruckkurve des Basisdesigns wird im sensitivitätsmaximierten Design durch den Austausch einer Steifigkeitsscheibe die Kurvencharakteristik deutlich verändert. Vor allem durch die Verschiebung des Schalldruckmaximums bei 135 Hz ergibt sich eine Änderung des Schalldrucksummenpegels von 80,9 dB auf 91,8 dB bei dem niedrigeren Inkrement für die Anbindungssteifigkeit. In diesem Fall stellt sich ein höherer Schalldruckpegel im Bereich des Maximums bei 135 Hz ein und ein niedrigeres Niveau zwischen 140 und 160 Hz. Dieser Effekt tritt für die Erhöhung der Schlosssteifigkeit umgekehrt ein. Die Änderung des Schalldrucksummenpegels liegt zu 89 % im Frequenzbereich zwischen 130 und 160 Hz.



Abbildung 4.33: Änderung der Anbindungssteifigkeit Tür des sensitivitätsmaximierten Systemzustandes

Aus den Schwingformen geht hervor, dass das Wirkprinzip der schalldruckreduzierenden Maßnahme auf einen Tilgungseffekt einer globalen Resonanzfrequenz, durch das Subsystem Heckklappe, zurückgeführt werden kann. Dies bestätigt sich durch die Splittung des Peaks in zwei Schalldruckmaxima. Die Heckklappe fungiert somit als Tilger gegenüber der Gesamtstruktur, bei dem die Masse konstant ist und die Steifigkeit über das Heckklappenschloss justiert werden kann. Das Phänomen kann folglich dem leichtbaugerechten Wirkprinzip der "integrierten Systemtilgung" zugordnet werden, welches in Abschnitt 2.1.3 beschrieben wird.

Akustische Verstimmbarkeit des Modells durch einen zweiten Parameter

Im Folgenden wird nun der zweite Kontrollparameter an der Tür in die Untersuchung einbezogen. In der Optimierung werden lediglich die Absolutwerte der Sensitivitäten betrachtet, da vorausgesetzt wird, dass eine Verbesserung bzw. Verschlechterung der Zielgröße in den meisten Fällen durch entsprechende positive bzw. negative Änderung des Kontrollparameters erreicht werden kann. Die Schlosssteifigkeit Tür besitzt eine negative Sensitivität. Eine Verringerung der Steifigkeit sollte folglich zu einer Verbesserung des Schalldrucksummenpegels führen. Ausgehend von dem sensitivitätsmaximierten Bauzustand und der Konfiguration des Kontrollparameters der Heckklappe im höheren Inkrement wird, wie in Abbildung 4.34 dargestellt, zusätzlich am Türschloss eine steife Kunststoffscheibe durch eine Gummischeibe ersetzt.



Abbildung 4.34: Beeinflussbarkeit des Schalldrucks am Heckklappenschloss nach Änderung der Anbindungssteifigkeit Tür

Die quantitative Betrachtung des Schalldrucksummenpegels zeigt eine Änderung von 1,2 dB und liegt damit etwas unter dem prognostizierten Effekt des Heckklappenschlosses. Die maximale Änderung von 10,2 dB tritt bei 169,5 Hz ein. Die Wechselwirkung mit dem Klappenschloss, welches bereits den Bauzustand verfälscht, oder die nicht einheitlichen Änderungsinkremente im virtuellen und realen Modell könnten hierfür ein Grund sein. Durch den Vergleich der Schalldruckkurve wird deutlich, dass der Kontrollparameter Tür auf einen anderen Bereich der Schalldruckkurve zwischen 165-190 Hz Einfluss nimmt. Die Reduktion des Schalldruckmaximums bei 170 Hz geht jedoch mit einer Verschlechterung des Schalldruckmaximums bei 180 Hz einher. Dieser Effekt kann auf die starke Korrelation des Schalldrucksummenpegels mit der Performancefunktion zurückgeführt werden. Der dominante Einfluss des Schalldrucksummenpegels führt häufig zu einem bereits ausgeschöpften Verbesserungspotenzial des akustischem Zieldesigns. Wenn im Bauzustand bereits ein optimierter Schalldrucksummenpegel vorliegt ist eine Verbesserung nur möglich und sinnvoll, wenn das Hardwaremodell und das virtuelle Modell schlecht übereinstimmen. Dann kann ggf. aufgrund der Abweichungen das gewünschte Schalldruckniveau wieder über die Kontrollparameter kalibriert werden.

Handhabbarkeit der akustischen Stellhebel

Abbildung 4.35 zeigt die erreichbaren Schalldrucksummenpegel die sich bei entsprechender Konfiguration der Schlosssteifigkeiten, bei idealer Übereinstimmung von Auslegungs- und Hardwaremodell ergeben. Der Schalldruckverlauf wird in Abhängigkeit von Tür- und Klappensteifigkeit dargestellt. Dies entspricht dem Ergebnisraum, den man sich durch die Aktivierung der beiden akustischen Stellhebel für die späte Produktentwicklungsphase offenhält. Bei einer Differenz von gut 8 dB zwischen Maximal- und Minimalwert, kann davon ausgegangen werden, dass sich die akustischen Eigenschaften im Innenraum deutlich unterscheiden. Die Komplexität der Oberfläche in Abbildung 4.35 soll verdeutlichen, wie klein die Parameterintervalle sind, für die eine annähernd konstante Sensitivität beider Parameter vorliegt. Die Fläche des Schalldrucks ist insbesondere in dem Teilintervall der Türanbindungssteifigkeit zwischen Faktor 5 und Faktor 60 in alle Raumrichtungen stark gekrümmt. Die Änderung der Türsteifigkeit "e_schlossTUER" oder der Klappensteifigkeit "e_schlossHKL" führt in dem genannten Teilbereich, aber auch auf der gesamten Fläche zu einer Veränderung beider Gradienten der Parameterkoordinatenrichtung. Diese beiden Gradienten entsprechen zumindest qualitativ³⁶ dem Sensitivitätsindex.



Abbildung 4.35: Änderung des Schalldrucksummenpegels abhängig von zwei Kontrollparametern im virtuellen Modell

Die Schalldruckänderung, welche bei konstantem Wert des "e-schlossHKL"-Parameters von 1,0 und der Variation des "e_schlossTUER"-Parameters hervorgerufen werden kann, wird beispielsweise an der Gitternetzlinie (Detail A) hervorgehoben. Durch die schrittweise Variation des "e_schlossTUER"-Parameters werden positive und negative Steigungen durchlaufen. Die Sensitivität ist folglich nichtmonoton. Dies gilt auch für alle übrigen Gitternetzlinien in beide Koordinatenrichtungen. Keiner der beiden Parameter besitzt einen annähern linearen bzw. einen monotonen Verlauf innerhalb des Intervalls. Die Möglichkeit eines einfach handhabbaren Stellhebels ist daher auf keinem der Intervalle gegeben. Im Folgenden wird die Frage beantwortet, wie stark der Parameterraum eingeschränkt werden müsste, um eine einfache Handhabbarkeit im Sinne eines monotonen Verlaufes darstellen zu können.

Nun soll die Restriktion des Parameterraums verdeutlicht werden, die durch die Anforderung einer einfachen Handhabbarkeit der Stellhebel verursacht würde. Mit einfacher Handhabbarkeit ist gemeint, dass keine explizite Berechnung der akustischen Stellhebel notwendig ist, um das System gezielt zu verstimmen. Dafür müsste der Parameter eine einfache verständliche und reproduzierbare Änderung des Schalldrucks auf dem gesamten Parameterintervall bewirken. Die Änderung sollte folglich einen linearen oder zumindest einer monotonen

³⁶ Da sich der Sensitivitätsindex auf einen Änderungsfaktor bezieht, sind die Werte nicht identisch, sondern proportional mit der Steigung der Oberfläche in die entsprechende Parameterkoordinate.

^{4.} ANWENDUNG UND VALIDIERUNG DER METHODE AM REPRÄSENTATIVEN MODELL

Charakteristik auf dem Intervall entsprechen. Daraus ließe sich ableiten, dass beispielsweise bei einer schrittweisen Vergrößerung der Steifigkeit auch der Schalldruck schrittweise höher bzw. niedriger wird. Betrachtet man in Abbildung 4.36 die Sensitivitäten von Tür und Klappe in Abhängigkeit von der Türsteifigkeit, wird deutlich, dass sich durch eine Änderung der Türsteifigkeit beide Sensitivitätsindizes verändern. An den beiden Intervallrändern, besonders am linken, nimmt die Sensitivität des Heckklappenschlosses stark ab. Der Bereich, in dem das Heckklappenschloss eine gute Beeinflussbarkeit besitzt, liegt zwischen dem 30 und 41fachen der Ausgangssteifigkeit des Türschlosses. Für die Tür erstreckt sich der Bereich geringer Beeinflussbarkeit auf dem Intervall zwischen dem 37 und 41-fachen der Ausgangssteifigkeit. Würde man lediglich mit dem Parameter Türschloss die akustische Verstimmung durchführen wollen, besteht bis auf den grün markierten Bereich eine gute Wirksamkeit des Kontrollparameters. Wird nun vorausgesetzt, dass nach der Änderung des Türschlosses auch noch das Heckklappenschlosses zur signifikanten Verstimmung eines anderen Frequenzbereichs genutzt werden soll, muss zusätzlich das blau markierte Intervall ausgeschlossen werden. Folglich kann die Tür nur zwischen dem 32- und 36-fachen ihrer Anbindungssteifigkeit variiert werden, wenn eine Sensitivität am Heckklappenschloss vorbehalten werden soll. Das Türschloss kann auf diesem Intervall konfiguriert werden, ohne dass die Anbindungssteifigkeit der Heckklappe ihre Wirksamkeit verliert.



Abbildung 4.36: Analyse des gültigen Änderungsintervalls am Beispiel der Anbindungssteifigkeit Tür und Heckklappe

Es wird deutlich, dass sich bereits durch die Änderung eines Parameters der Zustand der Sensitivitäten im Modell stark verändern kann. Bereits bei zwei Kontrollparametern kann eine günstige Konfiguration nicht ohne eine zusätzliche Optimierung ermittelt werden. Um möglichst viele Modifikationsmöglichkeiten vorzuhalten und damit auf den Schalldruckverlauf maximal flexibel Einfluss nehmen zu können, müssten möglichst viele unterschiedliche Kontrollparameter im Modell aktiviert werden. Die steigende Anzahl an Kontrollparameter führt allerdings zur Erhöhung des Abstimmungsaufwandes. Zudem verschlechtert sich die Robustheit mit jedem mehr oder weniger unsicheren Parameter, der auf die Zielfunktion einen hohen Einfluss ausübt. Die Anzahl an Kontrollparametern sollte daher so gewählt werden, dass die typischen Störphänomene beeinflusst werden können, dafür jedoch eine möglichst geringe Anzahl an Parametern verwendet wird.

4.3.3 Anwendung der gesamten Methode am Validierungsmodell

Im folgenden Abschnitt wird die gesamte Methode angewendet und durch Messungen am Hardwaremodell validiert. Es gilt nach wie vor der in Abschnitt 4.2.3 definierte Parameterraum, dessen erreichbare Ergebnisse durch die Voruntersuchung in Abschnitt 4.3.1 beschrieben werden. Die beiden Kontrollparameter der Schlosssteifigkeiten sollen aktiviert werden. Insgesamt vier Sensitivitätsindizes, welche die Eigenschaften der Quersteifigkeit von Schloss und Dichtung betreffen sollen aufgrund ihrer Unsicherheit minimiert werden. Zu den folgenden Fragen sollen Erkenntnisse in diesem Abschnitt erarbeitet werden:

- Geht durch die Änderung der Leichtbauparameter im Hardwaremodell unabhängig von dem Systemzustand tatsächlich kein oder nur ein geringer Einfluss bezüglich des Schalldrucks aus?
- Kann Akustik und Leichtbau gleichzeitig in einem Hardwaremodell verbessert werden und somit das Gesamtziel erfolgreich umgesetzt werden?
- Kann durch die Kontrollparameter die Akustik im Nachhinein verstimmt werden?

Schritt 1: Prozess Setup

Für die Nastran-Lösung Sol200 mit Nebenbedingungen werden Sensitivitätsindizes festgelegt und hierfür die benutzterdefinierten Bulk-Section-Parameter zur Einbindung der Schalldruckbezogenen Parametersensitivitäten definiert. Das Setup des DoE-Prozesses erfolgt durch die Definition aller Parameter und deren Intervalle, die Definition der Hauptziele (Schalldrucksummenpegel und Gesamtgewicht) und die Definition der Nebenbedingungen (Sensitivitätsindizes). Gewichtungs- und Normierungsfaktoren werden vergeben und die Korrelation aller Zustandsgrößen mit der Performancefunktion überprüft. Für die Morris-Sensitivität werden die in Kapitel 3 erarbeiteten Prozessparameter herangezogen. Nach dem Screening sollen 500 Optimierungsevaluationen gerechnet werden. Aus den besten 40 Designs sollen 6 Designs selektiert werden. Diese sollen durch eine lokale Expansion von 5 % bezüglich des ursprünglichen Parameterintervalls mit einer Samplinganzahl von jeweils 150 Designs auf Robustheit untersucht werden. Bei einer Anzahl von 20 Modellparametern und 500 Evaluationen konnte in Voruntersuchungen eine Konvergenz des Performancewertes im History-Plot (vgl. Anhang A.7) festgestellt werden. Wenn deutlich mehr als 40 Designs als beste Designs herangezogen werden, besteht die Gefahr, dass sich unter den Designs solche mit schlechtem Performancewert befinden. Bei einer geringeren Anzahl könnten alle Designs das gleiche lokalen Optimum beschreiben.

Schritt 2: Screening, Selektion der Leichtbauparameter und Sigma-Vektor

Neben der Aufgabe des Parameterscreenings sollen in diesem Schritt Leichtbaupotenziale ermittelt werden, welche unabhängig von der akustischen Auslegung vorhanden sind. Zudem dient dieser Schritt einer ersten Bewertung der Parameter durch Haupt- und Wechselwirkungseffekte und der Sensitivitätscharakteristik innerhalb des Intervalls. Der methodische Kern dieses Schrittes ist die Anwendung der globalen Morris-Methode und die Auswertung der Ergebnisse durch den Morris-Plot, welcher in Abbildung 4.37 dargestellt wird. In dem Plot wird die Masse, welche durch den jeweiligen Parameter reduziert werden kann, über die Blasengröße veranschaulicht. Je größer die Blase ist, desto mehr Masse könnte potenziell durch den Parameter eingespart werden. Zudem existieren gewichtsneutrale Parameter, die insbesondere für eine akustische Auslegung oder als Kontrollparameter zur Absicherung genutzt werden. Parameter, die sich links unten im Plot befinden besitzen weder eine hohe Wechselwirkung mit anderen Parametern noch einen hohen Haupteffekt. Einige der Massen, wie zum Beispiel die Parameter m_roof2, m_left2 und m_floor1 befinden sich in diesem Bereich. Die Reduktion dieser Parameter ist unabhängig vom Bauzustand als unproblematisch zu deklarieren. Befinden sich leichtbaurelevante Parameter in diesem Bereich können diese bereits im ersten Schritt ausgewiesen werden.



Abbildung 4.37: Erweiterter Morris-Plot der globalen Schalldrucksensitivität von gewichtsneutralen und gewichtsintensiven Parametern

Hinsichtlich der akustisch einflussreichen Parameter ist eine diagonale Orientierung der Punkte im Diagramm zu beobachten. Dies deutet darauf hin, dass auch in diesem Modell die Wechselwirkungseffekte und die Haupteffekte einen annähernd linear proportionalen Zusammenhang besitzen. Zu den einflussreichsten Parametern gehören die Schlosssteifigkeiten der Tür und der Heckklappe. Gefolgt von dem Einfluss der Massen, die auf den Anbauteilen Tür und Heckklappe angebracht sind. Der hohe Einfluss, der den Anbauteilen in Fahrzeugen zugeschrieben wird, kann an dieser Stelle auch für das repräsentative Modell bestätigt werden. Die beiden Parameter pos_profil_z und pos_profil_x stellen die Verschiebungskoordinaten der Variablen Anbindung dar. Mit pos_profil_x wird die gesamte Säule verschoben, wohingegen pos_profil_z lediglich auf die

z-Position der Magnetanbindung Einfluss nimmt. Somit erscheint auch die Reihenfolge dieser beiden Parameter in der Sensitivitätsauswertung sinnvoll, da die Positionsänderung der Säule einen umfassenderen Eingriff in das Modell darstellt. Der Morris-Plot wird anhand der in Tabelle 4.6 dargestellten Daten der akustischen Haupt- und Interaktionseffekte bezüglich des Schalldrucksummenpegels definiert.

		$\overline{EE_h}$		$\overline{EE_w}$	Gemittelte
	Mass Absolute	Pres, Sum L.	Pres, Sum L. Mogn in dB	Pres, Sum L. S	Gesamt-
	Meaninkg	dB	Mean in ab	Deviation in ab	Sensitivitat 0 _S
pos_anbindung_z	0,0000	1,7586	0,1921	0,6146	0,17
pos_profil_x	0,0000	3,1371	0,5031	0,7518	0,25
e_schlossHKL	0,0000	5,7896	0,4219	1,4282	0,46
e_schlossTUERE	0,0000	6,7675	-0,6492	1,8714	0,57
m_floor1	0,3000	0,1758	0,0870	0,0447	0,01
m_floor2	0,3000	0,2541	0,0737	0,0788	0,02
m_floor3	0,2999	0,4519	-0,0610	0,1250	0,04
m_front	0,3000	0,0991	0,0069	0,0263	0,01
m_left1	0,3000	0,6011	-0,0180	0,2152	0,06
m_left2	0,3000	0,1699	0,0583	0,0503	0,01
m_left3	0,2999	0,4209	0,1095	0,1070	0,03
m_profile_door	0,5900	4,2707	0,4892	1,3615	0,39
m_profile_hkl	0,8300	6,0336	-1,0530	1,2412	0,44
m_rear	0,3000	1,0313	-0,4288	0,1016	0,06
m_right1	0,2989	0,2266	0,1627	0,0612	0,02
m_right2	0,2999	0,8210	-0,4182	0,2093	0,07
m_right3	0,3000	0,0793	0,0048	0,0143	0,01
m_roof1	0,3000	0,2596	0,0574	0,0706	0,02
m_roof2	0,2999	0,1696	-0,1482	0,3030	0,05
m_roof3	0,3000	0,7180	0,2671	0,1827	0,06
FEHLER	2.4416E-4				

Tabelle 4.6:Elementareffekte der Haupt- und Wechselwirkungen aller Parameter ge-
genüber Masse und SPL und normierten globalen Mittelwertsensitivität

Die Ergebnisse sollen keinen Aufschluss über hörbare Pegel geben, sondern nur die Sensitivität der Parameter virtuell und qualitativ bewerten. Aus den Sensitivitätswerten von Haupt- und Wechselwirkungseffekt (EE_h und EE_w) werden die normierten, globalen Mittelwertsensitivitäten errechnet. Diese dienen unter anderem dazu ein quantitatives Ranking nach Parametersensitivitäten vornehmen zu können. Die Ergebniswerte, welche in Tabelle 4.6, in der rechten, äußeren Spalte dargestellt sind, werden nach Gleichung 4-3 berechnet.

$$\{\sigma_{s}\} = \frac{\frac{\{EE_{w}\}}{|EE_{w}|} + \frac{\{EE_{h}\}}{|EE_{h}|}}{2}$$
 Gleichung 4-3

Zur Validierung der Morris-Indizes wird nicht nur die akustische Sensitivität aller Parameter anhand des Schalldrucksummenpegels zugeordnet, sondern auch die massespezifische Sensitivität aller Parameter anhand des Gesamtgewichtes. Jeder Masseparameter besitzt bezüglich der Gesamtmasse lediglich einen Hauteffekt und keine Interaktionseffekte, da die Massen additiv sind und über keinerlei Wechselwirkungen verfügen.

Somit sollte der Haupteffekt jedes Parameters den Wert besitzen, welcher dem Parameter an Masseänderungspotenzial per Definition zugewiesen wird. Da bei allen Parametern das tatsächliche Gewichtsänderungspotenzial bekannt ist, kann auf diese Weise die Genauigkeit des Samplings und die Funktionalität der Morris-Methode mit einem mittleren Fehler von 0,02 % validiert werden. Da die Zielfunktion des Schalldrucksummenpegels aufgrund der Nichtadditivität und Nichtlinearität deutlich komplexer ist als die Zielfunktion Gewicht, kann dieser Fehler im Falle der akustischen Sensitivitätsgrößen deutlich höher ausfallen.

Die Beträge des Mittelwertes und des absoluten Mittelwertes weichen in Teilen stark voneinander ab. Dies bedeutet, dass innerhalb des Parameterintervalls sowohl positive als auch negative Sensitivitäten als Elementarfaktoren registriert werden. Je unterschiedlicher die Abweichung der beiden Zahlenwerte ausfällt, desto höher ist die nichtlineare Parametercharakteristik. Eine Sensitivität, deren Mittelwert und absoluter Mittelwert unabhängig vom Vorzeichen übereinstimmen, ist stetig und monoton. Der Parameter besitzt unabhängig von anderen Parametern immer einen eindeutigen positiven oder negativen Einfluss. In Tabelle 4.6 zeigt sich, dass es im Falle des Schalldrucksummenpegels aufgrund der Komplexität der Zielfunktion keine solchen Parameter gibt. Für keine der möglichen Parameteränderungen, die einen adäquaten Einfluss auf den Schalldrucksummenpegel besitzt, kann ohne weitere Analyse eine Empfehlung für eine Änderung abgeleitet werden.

Mithilfe des Mittelwertes aus den Haupt- und Wechselwirkungseffekten der Parametersensitivitäten werden skalare Einträge des Sigma-Sensitivitätsvektors erzeugt, die ein Ranking der Sensitivitätsindizes ermöglichen. Als Grenzsensitivität für das Parameterscreening werden Sensitivitätsindizes über 0,02 weiterhin berücksichtigt. Für Sensitivitäten unterhalb dieses Wertes wird der Einfluss auf dem gesamten Intervall als vernachlässigbar klein angenommen. Mit dieser Festlegung lassen sich die Parameter entsprechend Abbildung 4.38 in die Kategorien Leichtbau-, Synergie- und Akustikparameter einteilen.

Leichtbauparameter	Synergieparameter	Akustikparameter						
m_floor1	m_profile_door	pos_anbindung_z						
m_floor2	m_profile_hkl	pos_profil_x						
m_front	m_floor3	e_schlossHKL	Kontrollparameter					
m_left2	m_left1	e_schlossTUERE	mit Sensitivitätsindex					
m_right1	m_left3							
m_right3	m_rear							
m_roof1	m_right2							
	m_roof2							
	m_roof3							
Rei allen beliebigen Designs Allgemein oder in einzelnen								

Bei allen beliebigen Designs im Gestaltungsraum keinen Einfluss auf Akustik

Allgemein oder in einzelnen Systemzuständen Einflussreiche Parameter

Abbildung 4.38: Einteilung in Leichtbau-, Akustik- und Synergieparameter des Validierungsmodells Gewichtsparameter, die als nicht einflussreich identifiziert werden, besitzen ein unmittelbares Leichtbaupotenzial. Dieses kann ganz oder zu einem Teil ausgeschöpft werden und der Parameter besitzt in keinem Fall einen negativen Einfluss auf die niederfrequente Akustik. Diese sieben Parameter bieten 2,1 kg Leichtbaupotenzial, welches durch die globale Sensitivitätsmethode identifiziert wurde. Die Validierung der Sensitivitätsmethode erfolgt durch die Bestätigung der Typ-II Hypothese³⁷ durch Messungen am Hardwaremodell. Diese soll beweisen, dass Parameter, welche als wenig einflussreich deklariert werden auch tatsächlich keinen Einfluss besitzen. Die Leichtbauparameter gehören zu dieser insensitiven Parametergruppe und werden daher für die Validierung herangezogen. Unabhängig davon, ob eine teilweise oder vollständige Reduktion der Leichtbauparameter umgesetzt wird, sollte der Schalldruck bei beliebigen Konstellationen der übrigen Parameter keine signifikante Veränderung zeigen. Um dies zu validieren, werden die Leichtbauparameter in zwei unterschiedlichen Ausgangszuständen des Modells variiert. Je unterschiedlicher die Ausgangsdesigns hinsichtlich Parameterwerte und Ergebniswerte sind, desto wahrscheinlicher ist es, dass auch die Sensitivitätswerte unterschiedlich sind. Um den Extremfall zu prüfen werden zwei Ausgangsdesigns mit maximaler Divergenz ermittelt. Dazu werden die vier Parameter "pos profil x", "e schlossHKL", "e schlossTUER" und "m profile door" ausgewählt. Die Parameter besitzen entsprechend dem im Morris-Plot (Abbildung 4.37) einen hohen akustischen Einfluss. Dies ist Grundvoraussetzung, um akustisch unterschiedliche Designs erzeugen zu können. Über ein LHS erfolgt eine Erkundung des Gestaltungsraumes innerhalb der Parameterintervalle aus Tabelle 4.1. Anschließend werden zwei Designs selektiert. Die beiden Bauzustände werden in Tabelle 4.7 parametrisch dargestellt und im Folgenden zur Validierung der Typ-II Hypothese genutzt.

	Einheit	Design 1: Max SPL	Design 2: Min SPL
sum_pressure_level	dB	121,93	109,84
pos_profil_x	mm	650,00	338,85
e_schlossHKL	[]	0,19	8,5e-3
e_schlossTUER	[]	22,69	116,77
m_profile_door	[]	0	1

Durch eine Robustheitsprüfung wird sichergestellt, dass keines der beiden Designs innerhalb des Bereiches von 5 % Parameteränderung ähnliche Schalldruckwerte des anderen Designs annimmt. Design 1 und Design 2 unterscheiden sich deutlich bezüglich der Parameterkonstellationen und des Schalldrucksummenpegels. Das Zusatzgewicht der Tür "m_profile_door" liegt einmal vollständig reduziert und einmal im Maximalzustand (590 g) vor. Die Faktoren der Anbindungssteifigkeiten von Tür und Klappe "e_schlossHKL" und "e_schlossTUER" unterscheidet sich ebenso wie der Faktor Klappensteifigkeit um eine bzw. zwei Zehnerpotenzen. Die Position des Vertikalprofils liegt in Design 2 bei 338 mm. Für Design 2 wird das Vertikalprofil mit einem Wert von 650 mm bis an die C-Säule (Siehe Abbildung 4.2) herangeschoben und fixiert. Für die Untersuchung werden die in Abbildung 4.38 dargestellten Leichtbauparameter variiert.

³⁷ Definition nach Campolongo et al. [88]

An beiden Versionen wird nun eine sequenzielle Veränderung der Massen und die Messung des Schalldrucks vorgenommen. Es werden jeweils 6 Messungen durchgeführt. Die erste Messung beschreibt den Referenzzustand, bei dem alle Massen, die als Leichtbauparameter deklariert sind, am Modell appliziert werden. In der zweiten Messung werden alle Massen, die als Leichtbauparameter deklariert sind, vollständig abgenommen. In der dritten Messung werden die Massen der rechten und linken Seite wieder angebracht. In der vierten Messung werden die Massen auf allen Stahlbauteilen appliziert. In der fünften und sechsten Messung werden randomisierte Anordnungen gewählt. Dabei werden die entsprechenden Massen anteilig, ganz oder nicht an den entsprechenden Positionen angebracht. Die gemessenen Schalldruckkurven werden in Abbildung 4.39 dargestellt.



Abbildung 4.39: Einfluss der Leichtbauparametern auf den Schalldruck in unterschiedlichen Bauzuständen und verschiedener Schalldruckcharakteristik

Die beiden Ausgangszustände, welche durch die breiten Linien dargestellt werden, zeigen einen deutlichen Unterschied des Schalldruckverlaufs beider Designs. Die sechs Variationsarten der Leichtbauparameter werden durch schmale Linien im Diagramm dargestellt. Die beiden Kurvenscharen von Design 1 in blau und Design 2 in grün grenzen sich deutlich voneinander ab. Die Schalldruckwerte schwanken für jede Kurvenschar separat betrachtet mit einer Standardabweichung von maximal 0,3 dB und minimal 0,1 dB um den entsprechenden Ausgangswert. Die Messungen mit vollständig reduzierten Massen (-2,1 kg) besitzen mit einem Unterschied von maximal 7,9 Pa (1,8 dB) bei 170 Hz (blau) bzw. 3,8 Pa (2,9 dB) bei 180 Hz (grün) eine etwas höhere Abweichung gegenüber der übrigen Kurvenschar. Sowohl im schalldruckminimierten Zustand als

auch in dem Bauzustand höheren Schalldrucks ergeben sich keine signifikant hohen Abweichungen der gemessenen Kurven. Infolgedessen lässt sich bestätigen, dass die Leichtbauparameter keinen signifikanten Einfluss auf die Akustik in dem Frequenzbereich besitzen. Folglich ist die Typ-II Hypothese bestätigt.

Bei der Typ-I Hypothese³⁸ wird der Einfluss von Parametern bestätigt, welche in der Methode als akustisch sensitiv deklariert werden. Dazu gehören die Klappenschlösser, die Position der Anbindung und die Position des Vertikalprofils (Siehe Abbildung 4.37). Die beiden Schalldruckkurven von Design 1 und Design 2 in Abbildung 4.39 machen deutlich, dass sich der Schalldruck durch diese Parameter signifikant beeinflussen lässt. Die Typ-I Hypothese der Morris-Sensitivitäten kann bestätigt werden, da sich anhand der Änderung von sensitiven Parametern im Hardwaremodell deutlich unterschiedliche Schalldruckkurven feststellen lassen.

Durch die Bestätigung der Typ-I und der Typ-II Hypothese ist die globale Morris-Methode für die Leichtbau-Akustik-Problemstellung validiert. Somit lässt sich festhalten, dass Leichtbauparameter, welche über den Morris-Plot identifiziert werden, keinen signifikanten Einfluss auf den Schalldruck besitzen. Dies gilt unabhängig von dem Zustand der übrigen Parameter, welche mit der Morris-Methode untersucht wurden. Die Einschränkung lautet, dass der Intervallbereich eingehalten werden muss, für den die Morris-Methode gültig ist.

Schritt 3: Globale Optimierung zur Identifikation lokaler Optima

Ziel des multidisziplinären Optimierungsansatzes ist es Punkte im Ergebnisraum zu identifizieren, welche einen guten Kompromiss zwischen den Zielgrößen des Schalldrucks, der Gesamtmasse und den Sensitivitätsindizes darstellen. Welche Zielgröße stärker oder schwächer in die Bewertung eingehen, hängt von den Gewichtungs- und Normierungsfaktoren ab, die den Einfluss in die Performancefunktion definieren. Die korrekte Wahl dieser Faktoren kann durch die Korrelation der Einzelziele mit der Performancefunktion nach der Optimierung validiert werden. Da die Zielgrößen unterschiedliche Einheiten besitzen und in gegenseitiger Interaktion stehen, korrelieren sie nicht entsprechend dem Wert, welchen man durch die Vergabe der Gewichtungsfaktoren vorgesehen hat. Vor der Anwendung der Methode wurden daher Studien durchgeführt, um die korrekte Definition der Faktoren iterativ anzunähern. Die Korrelationsauswertung entsprechend Abbildung 4.28 kann dem Anhang A.4 entnommen werden. Die Ergebnisse werden in Tabelle 4.8 dargestellt.



Tabelle 4.8: Gewichtungs- und Normierungsfaktoren der Optimierung des Validierungsmodells

³⁸ Definition nach Campolongo et al. [88]

Mit denen in Abbildung 4.38 selektierten Synergie- und Akustikparametern wird nun eine Optimierung mit 500 Evaluationen durchgeführt. Neben der Maximierung des Sensitivitätsindizes der Klappenanbindung "SENS_Schloss_HKL" und der Türanbindung "SENS_Schloss_TUER" sollen die Gesamtmasse "glb_mass", der Schalldrucksummenpegel "sum_pressure_level" und die übrigen Sensitivitätsindizes minimiert werden. Die Ergebnisse dieser Optimierung werden durch den Parallelplot in Abbildung 4.40 dargestellt.



Abbildung 4.40: Ergebnisübersicht der Leichtbau-Akustik-Optimierung des Validierungsmodelles und selektierte Designs

In dem Parallelplot in Abbildung 4.40 sind unter den grau dargestellten Designs deutliche Spitzen zu erkennen, die darauf hindeuten, dass keine Parameterkonstellationen existieren, in denen die Ziele ein gleichzeitig hohes Niveau erreichen können. Die 40 bestbewerteten Designs, welche in den Prozessparametern zu Beginn definiert wurden, bilden den resultierenden Ergebniskorridor. Dieser Korridor wird als durchgängig grüne Fläche hervorgehoben. Er enthält die in gestrichelten Linien dargestellten 40 Designs und die farbig dargestellten selektierten Designs. Die Auswahl der farbigen Designs aus den 40 besten Designs beruht auf der Methode zur Selektion unähnlicher Parameterkonstellationen, welche in Abschnitt 3.5.2 beschrieben wird.

Für Sensitivitätswerte zwischen 2 und 6 wird im vorausgehenden Abschnitt eine adäquate Beeinflussbarkeit der Akustik festgestellt. Bei deutlicher Überschreitung dieses Intervalls kann es dazu kommen, dass Kontrollparameter aufgrund von Hypersensitivität schlecht handhabbar werden. In diesem Fall würden die Herstellungstoleranzen bereits zu Veränderungen im Schalldruckpegel führen. Bei Werten zwischen 1,5 und 8 kann davon ausgegangen werden, dass sich keine Hypersensitivität einstellt. Design 479 fällt mit einer maximalen Türschlosssensitivität von 19 aus der Reihe und wird daher hinsichtlich der Hypersensitivität als problematisch eingestuft. In der Optimierung könnte es ggf. sinnvoll sein den Maximalwert des Sensitivitätsindex zu restringieren, um die Gefahr einer Hypersensitivität auszuschließen. Geringe Sensitivitätswerte der Kontrollparameter korrelieren im untersuchten Modell häufig mit einem hohen Niveau des Schalldrucksummenpegels. Dies bedeutet ein schlechtes akustisches Niveau bei gleichzeitig schlechter Verstimmbarkeit. Die besten Designs besitzen durchweg ein hohes Niveau bezüglich der Quersteifigkeit der Klappendichtung. Dies deutet darauf hin, dass die Erreichbarkeit aller Ziele physikalisch nicht realisierbar ist und so die besser optimierbaren Ziele bevorzugt werden. Durch das Morris-Screening wurde bereits sichergestellt, dass alle Parameter einen akustischen Einfluss besitzen. Wenn alle Parameter eine nichtlineare und nichtadditive Charakteristik bezüglich des Schalldrucks aufweisen, steigt mit der Anzahl an Zielgrößen auch die Schwierigkeit eine Parameterkonstellation zu finden, in welchen alle akustischen Ziele erfüllt werden. Infolgedessen muss ein schlechteres Niveau einiger Ziele zugunsten besserer Werte anderer Eigenschaften akzeptiert werden. Dies kann in Abbildung 4.40 insbesondere an der Sensitivität der Klappendichtung beobachtet werden, die trotz der vorgesehenen Minimierung im schlechtesten Fall einen Sensitivitätsindex von knapp zwei besitzt.

Schritt 4: Selektion der unähnlichsten Designs

Die Parametervektoren der besten 40 Designs werden mit dem Sensitivitätsvektor { σ_s } (Gleichung 4-3) multipliziert. Damit haben Parameter mit einer höheren akustischen Sensitivität auch bei der Bewertung der Ähnlichkeit einen stärkeren Einfluss. Anschließend erfolgt die Selektion der maximal unterschiedlichen Designs nach der Berechnung der "dist-Funktion", welche in Abschnitt 3.5.2 beschrieben wird. Als Festlegung für diese Untersuchung gilt, dass sechs Designs ermittelt werden sollen. Die Ergebnisse sind die in Abbildung 4.41 farbig hervorgehobenen Designs.



Abbildung 4.41: Parameterübersicht der Leichtbau-Akustik-Optimierung des Validierungsmodelles und selektierte Designs

Die zugehörigen Zielwerte werden in Abbildung 4.40 dargestellt. Die übrigen Designs, die nicht selektiert sind, werden durch grüne gestrichelte Linien angezeigt. Die Darstellung im Parallelplot ermöglicht eine visuelle Erfassung der Entfernung im Parameterraum. Je weniger sich die Linienverläufe ähnlich sind, desto unähnlicher ist auch das Design. Die besonders gleichmäßige Verteilung auf dem Intervall einflussreicher Parameter (grün), wie die Positionen der Anbindung und die Schlosssteifigkeiten, ist auf die hohe Gewichtung der entsprechenden Einträge im Sigma-Sensitivitätsvektor zurückzuführen. Die genauen Parameterwerte jedes Designs können Tabelle 4.9 entnommen werden.

	Selektierte Designs					
	44	95	149	308	355	479
pos_anbindung_z	192,00	148,80	146,10	154,20	165,00	165,00
pos_profil_x	142,00	370,60	408,70	300,70	173,70	262,60
e_schlossHKL	0,60	0,11	0,310	0,53	0,14	0,65
e_schlossTUERE	100,10	112,70	96,70	70,50	84,20	68,30
m_floor3	1,00	0,10	0,02	0,56	0,77	0,96
m_left1	0,80	0,12	0,00	0,34	0,31	0,04
m_left3	0,47	0,50	0,00	0,33	0,05	0,09
m_profile_door	0,00	0,87	0,01	0,00	0,00	0,44
m_profile_hkl	0,20	0,00	0,00	0,83	0,00	0,69
m_rear	0,80	0,00	0,03	0,03	0,03	0,88
m_right2	0,67	0,00	0,12	0,22	0,00	0,14
m_roof2	0,40	0,95	0,01	0,98	0,00	0,00
m_roof3	0,13	0,14	0,00	0,00	0,10	0,98

 Tabelle 4.9:
 Parameterwerte der optimierten und selektierten Designs des Validierungsmodells

Schritt 5: Robustheit der selektierten Designs

Auf die oben genannten Parameter der Designs wird nun ein Offset abhängig von den jeweiligen Änderungsintervallen definiert. Hierfür werden ±5 % des ursprünglichen Änderungsintervalls festgelegt. Die Wahl eines einheitlichen Offsets als neuer Parameterraum geht auf die in Abschnitt 3.5.3 erläuterte Problematik der Umsetzung von Gestaltungszielen in der Fahrzeugentwicklung zurück. Mit dem 5 %-Wert sollen Antiresonanzzustände im Bereich des Zieldesigns ausgeschlossen werden. In diesen Zuständen würden hohe Sensitivitätsindizes eine gute akustische Verstimmbarkeit suggerieren, die in Realität aufgrund von Hypersensitivität nicht umsetzbar wäre. Die Untersuchung erfolgt für alle sechs Designs durch ein LHS mit 150 Evaluationen bezüglich des Schalldrucksummenpegels. Die Kontrollparameter werden von der Robustheitsanalyse ausgeschlossen, da hier die Auswahl eines robusten Designs hinsichtlich der Verstimmbarkeit kontraproduktiv wäre. Die Ergebnisse werden in Daten und Histogrammen in Tabelle 4.10 dargestellt.

		Selektierte Designs							
Optimierungsziel	44	95	149	308	355	479			
Mittelwert in dB	109.8	109.6	109.6	107.6	108.9	108.0			
Bandbreite in dB	8.0	5.8	9.4	2.3	6.4	6.1			
Verteilung									

 Tabelle 4.10:
 Robustheit der selektierten und besten Designs des Validierungsmodells

Zur Interpretation der Ergebnisse werden Mittelwert und Bandbreite herangezogen. Im Idealfall landen die meisten Designs, also die höchsten Balken im Histogramm, unterhalb oder auf dem zuvor berechneten Zielwert der Akustik. Die übrigen Designs sollten zudem möglichst nah an diesem Zielwert liegen, um eine geringe Streubreite und eine gute Übereinstimmung mit dem Erwartungswert zu gewährleisten. Mittelwert und Bandbreite ermöglichen unabhängig vom zuvor berechneten Zielwert eine objektive Bewertung des Intervalls. Je höher die Robustheit ist, desto kleiner sind die Bandbreiten, in welchen die Schalldruckschwankungen auftreten. Je niedriger der Mittelwert, desto besser ist das durchschnittliche akustische Niveau.

An diesem Punkt stehen alle Ergebnisse der Methode zur Verfügung. Es soll ein Design zur Umsetzung ausgewählt werden. Die wichtigsten Auswahlkriterien sind die in Abbildung 4.40 dargestellten Zielwerte und die in Tabelle 4.10 aufgeführten Robustheitswerte. Für Design 149 schwankt der Summenschalldruckpegel um insgesamt 9.4 dB. Bei der Wahl dieses Zieles ließen sich daher deutliche Unterschiede der Akustik nicht vermeiden. Für Design 308 wird eine insgesamt sehr geringe Abweichung vom Erwartungswert bei gleichzeitig gutem Erwartungswert festgestellt. Dieses Design wird daher für das weitere Vorgehen selektiert. Die erreichten Ergebnisse, welche durch die Optimierung minimiert werden sollten, werden durch Abbildung 4.42 dem Ergebnisraum aus Abschnitt 4.3.1 gegenübergestellt. Der ermittelte Qualitätswert beschreibt, wie viel Prozent Verbesserung auf dem Intervall gegenüber dem schlechtesten Zustand erreicht werden konnte.

Zustandsgröße	Ausschöpfung des Intervalls	Ziel
sum_pressure_level	79 %	← <u>∨</u>
glb_weight	82 %	← ▼
SENS_Schloss_HKL_quer	99,2 %	\leftarrow
SENS_Schloss_TUER_quer	99,9 %	÷ <u>×</u>
SENS_Dichtung_HKL_quer	43 %	★ ×
SENS_Dichtung_TUER_quer	99,3 %	÷ <u>×</u>

Abbildung 4.42: Bewertung der Ergebnisqualität von Design 308; Zielwerte, die bei der Optimierung minimiert werden sollten

Der Schalldrucksummenpegel besitzt innerhalb des möglichen Ergebnisintervalls einen Qualitätswert von 79 %. Bei 100 % wäre der bestmögliche Wert erreicht, welcher auch in Abschnitt 4.3.1 mit der Optimierung des Schalldrucksummenpegels als alleinige Zielgröße, erreicht wird. Im Ausgangszustand sind alle Massen in vollem Umfang auf dem Modell appliziert. Der Qualitätswert von 82 % des Gewichtes entspricht dem reduzierten Anteil ausgehend von dem Startwert. Die Sensitivitätsziele der Quersteifigkeit beider Schlösser und der Türdichtung kann zu 99,2 % und 99,9 % gegenüber dem schlechtesten Zustand optimiert werden. Die hohen Qualitätswerte der genannten Zustandsgrößen können hinsichtlich der Sensitivität der Heckklappendichtung nicht erreicht werden. Hier wird lediglich ein Qualitätsindex von 43 % erreicht. Dies bedeutet, dass die übrigen Ziele nur durch eine entsprechend hohe Sensitivität der Heckklappendichtung erreicht werden können. Es ist naheliegend, dass die Ursache hierfür die Korrelation der Sensitivitätsindizes von Schlosssteifigkeit der Klappe und Dichtungsquersteifigkeit der Klappe ist. Im Folgenden werden die Kontrollparameter von Tür und Klappe bewertet. Die Güte der Indizes der Kontrollparameter bezieht sich auf den Mittelwert und das Zielintervall, welches durch die Untersuchung einer adäquaten Verstimmbarkeit in Abschnitt 4.3.2
hervorgeht. In Abbildung 4.43 wird das Zielintervall für beide Indizes weiß und das in Abschnitt 4.3.1 ermittelte Gesamtintervall grau dargestellt.



Abbildung 4.43: Bewertung der Ergebnisqualität von Design 308; Zielwerte der beiden Kontrollparameter, die bei der Optimierung maximiert werden sollten

Der Mittelwert des Intervalls stellt den Zustand dar in dem die Kontrollparameter am besten handhabbar sind. Beide Sensitivitätsindizes liegen mit -80 % bzw. -13 % leicht unterhalb dieses Wertes aber innerhalb des Zielintervalls. Für die Klappe liegt der Absolutwert zwischen dem 30 bis 43-fachen der Sensitivität in der Ausgangssteifigkeit. Die Beeinflussbarkeit der Akustik im Modell durch die Änderung der Schlosssteifigkeiten ist somit sichergestellt.

Durch die Bewertung der Zielwerte wird ersichtlich, dass der Modellzustand bezüglich aller Ziele, mit Ausnahme der Sensitivität "SENS_Dichtung_HKL_quer" deutlich verbessert wurde. Die multidisziplinäre Optimierung interagierender Zielgrößen läuft immer auf eine Entscheidung gemäß der Pareto Front³⁹ hinaus. Das Erreichen der Pareto-Optimalität wird mit zunehmender Anzahl an Zielen durch die steigende Komplexität der Performancefunktion schwieriger. Zudem bedeutet die größere Anzahl interagierender Ziele ein schlechteres Abschneiden der Einzelziele. Die in Abschnitt 4.3.2 ausgewiesenen Bestwerte können in der multidisziplinären Optimierung nicht erzielt werden. Eine Annäherung wird durch die Anwendung erreicht. Nach der Konfiguration des Validierungsmodells auf die entsprechenden Bauzustände, werden die Schalldruckmessung des optimierten Designs 308 durchgeführt und die Ergebnisse in Abbildung 4.44 dargestellt.



Abbildung 4.44: Messung der Schalldruckverläufe von Ausgangs- und Zieldesign 308

³⁹ Definition der Pareto Front nach [137]

Design 308 besitzt im Peak bei 169 Hz eine deutliche Schalldruckreduktion gegenüber dem Basiszustand von 20,4 Pa (8,56 dB). Im Bereich zwischen 155 und 165 Hz, sowie zwischen 180 und 190 Hz wird die Schalldruckkurve geringfügig verschlechtert. Unmittelbar unter 155 Hz und über 190 Hz liegt eine leichte Verbesserung vor. Insgesamt entspricht dies einer Reduktion des Schalldrucksummenpegels von 8,3 dB.

Nun soll für das optimierte Design 308 gemessen werden, ob eine Änderung der Kontrollparameter auch im Hardwaremodell eine Veränderung der Schalldruckkurve bewirkt. Es wird eine schrittweise Veränderung der Steifigkeit des Türschlosses vorgenommen. Dafür wird am modularen Schlosskonzept, welches in Abschnitt 4.1.1 beschrieben wird, die Steifigkeitsscheiben, welche in Abschnitt 4.2.1 untersucht werden schrittweise ausgewechselt. Das einfach niedrigere Inkrement beschreibt, dass eine steife Scheibe mit einer weichen Scheibe getauscht wird. Beim zweifach niedrigeren Inkrement werden nach demselben Schema zwei Scheiben ausgetauscht, usw. Die Ergebnisse der Schalldruckmessung werden in Abbildung 4.45 dargestellt.



Abbildung 4.45: Messung des Einflusses der Anbindungssteifigkeit Tür auf den Schalldruckverlauf und Änderungen des Schalldrucksummenpegel SPL in Teilbereichen A und B.

Insbesondere an den Schalldruckpeaks bei 131 Hz und 170 Hz ergibt sich durch die schrittweise Veränderung der Schlosssteifigkeit eine Erhöhung bzw. Verringerung des Schalldrucks um maximal 8,2 dB. Durch die schrittweise Veränderung der Steifigkeitsinkremente verändern sich die beiden Peaks gegenläufig. Für die beiden Teilintervalle zwischen 130 Hz und 140 Hz sowie 165 Hz und 175 Hz wird die Änderung des Summenschalldruckpegels ermittelt und rechts im Balkendiagramm aufgetragen. Es wird ersichtlich, dass mit zunehmender Anzahl der niedrigeren Inkremente der Schalldruck überproportional steigt. Aus Abbildung 4.1 kann entnommen werden, dass die erste Fluidlängsmode bei 172 Hz liegt. Dieses Schalldruckmaximum kann

folglich auf eine hohe Fluidsensitivität bezüglich einer gleichphasigen Anregung am vorderen und hinteren Modellende (siehe Abbildung 4.2) zurückgeführt werden. Mit zunehmender Verringerung der Anbindungssteifigkeit, verschiebt sich dieses Maximum in den Bereich höherer Frequenzen. Die Verringerung der Türsteifigkeit verursacht eine Verschiebung der Eigenmode der Tür in den Bereich niedrigerer Frequenzen. Folglich kann dies als Ursache ausgeschlossen werden. Die wahrscheinlichste Ursache können phasenbedingte Interaktionseffekte sein. Die Untersuchung ergibt einen deutlichen Einfluss der Türschlosssteifigkeit.

Eine signifikante Verbesserung des Schalldrucksummenpegels gegenüber dem Ausgangszustand stellt sich für keinen der Schlosszustände ein. Der Schalldrucksummenpegel geht bereits bei der Optimierung mit einem hohen Gewichtungsfaktor in die Performancefunktion ein. Der in Abschnitt 4.2.2 durchgeführte Abgleich des virtuellen Modells trägt dazu bei, dass sich der optimierte Zustand des FE-Modells auf das Hardwaremodell übertragen lässt. Folglich wird bereits im Ausgangszustand ein Optimum des Schalldrucksummenpegels erreicht. Die Beeinflussbarkeit der Schalldruckkurve durch die Kontrollparameter kann dennoch messbar umgesetzt werden. Wenn keine Verbesserung des Schalldrucks auf dem gesamten Frequenzintervall möglich ist, können die Kontrollparameter dazu genutzt werden eine Veränderung zugunsten des einen oder anderen Peaks vorzunehmen. Dies kann wahrnehmungsbedingt sinnvoll sein. So kann unter Umständen eine summenschalläquivalente oder sogar schlechtere Lösung aufgrund der angenehmeren Wahrnehmung herbeigeführt werden.

Zusammenfassung der Anwendung der gesamten Methode am Validierungsmodell

In Abbildung 4.46 werden diejenigen Parameter grau dargestellt, bei denen die Eigenschaft Gewicht keine Rolle gegenüber der Akustik spielt. Diese Massen können beliebig reduziert werden, ohne dass die Akustik berücksichtigt werden muss. Die blau angedeuteten Masseapplikationen sind Synergieparameter, für die in der Optimierung eine akustisch günstige und leichtbaugerechte Konstellation ermittelt wurde. Dabei konnte an der Tür das gesamte Gewicht reduziert werden, während für die Heckklappe ein Teil des Gewichtes notwendig ist, um gute akustische Eigenschaften zu generieren. Lediglich am Dach existiert ein Gewichtsparameter, welcher für die Akustik bedeutend ist und daher in seinem gesamten Umfang erhalten werden muss.



Abbildung 4.46: Gewichtsreduktion von Leichtbau- und Synergieparametern in dem selektierten Zieldesign

Rückblickend wurde mithilfe der Methode ein Designziel ausgewiesen, welches die Anforderungen von Leichtbau und Akustik erfüllt. Gleichzeitig werden die Kontrollparameter akustisch aktiviert. Das Gewicht wurde zu 82,2 % bezüglich des maximal möglichen Intervalls reduziert und die Flexibilität bezüglich einer teilweisen Realisierung der Leichtbauparameter gezeigt. Aufgrund des Modellabgleichs und der Robustheitsprüfung konnte eine hohe Übereinstimmung der simulierten und gemessenen Ergebnisse erreicht werden. Die Akustik liegt demnach auch im Hardwaremodell in einem optimierten Grundzustand vor und der Schalldruck lässt sich durch die Schlosssteifigkeiten beeinflussen.

Kapitel 5

Anwendung der Methode am Fahrzeugmodell

Im Folgenden soll die entwickelte und in Kapitel 4 validierte Methode an einem Fahrzeug angewendet werden. Die Forschungsarbeiten von Moroncini et al. [12] und Doke et al. [15], welche in Abschnitt 1.2 erläutert wurden und die jeweiligen vorgestellten Balken-Schalen-Modelle in Abschnitt 2.2.1 stellen die Basis für die Anwendung der Methode am Fahrzeug dar. In Abschnitt 5.1 erfolgt eine Weiterentwicklung dieser Modelle, sodass eine schalldruckbasierte Auswertung möglich ist. Hierfür wird eine vereinfachte Tür- und Klappenmodellierung vorgeschlagen und das Innenraumfluid modelliert. In Abschnitt 5.2 wird die Parametrisierung des Modells beschrieben und der Gestaltungsraum aufgezeigt. In Abschnitt 5.3 erfolgt die Anwendung der Methode am virtuellen Fahrzeugmodell.

5.1 Fahrzeugmodell für niederfrequente Leichtbau-Akustik-Optimierung

Das Fahrzeugmodell ist eine Weiterentwicklung des Balken-Schalen-Modells, welches in Abbildung 5.1 links dargestellt wird. Durch die Aufrüstung mit Klappe und Tür sowie dem Fluid soll die Pilotanwendung der synergetischen Leichtbau- und Akustikoptimierung durchgeführt werden. Die Modellierung von Türen und Heckklappe sowie deren Anbindung dient einerseits dazu eine geschlossene Kavität zu erzeugen und andererseits eine annähernd realistische Dynamik der Anbauteile zu gewährleisten.



Abbildung 5.1: Gesamtumfang des Fahrzeugmodells mit Balken-Schalen-Modell inkl. Türen, Heckklappe und Fluid

Über sogenannte Nullschalen wird die Geometrie der Tür, wie in Abbildung 5.2 dargestellt, in einem starren zweidimensionalen Netz (Detail B) angenähert. Dieses ist an den Massepunkt inkl. Trägheitstensor (Detail A) der realen Tür über starre Anbindungen (Detail C) angebunden. Die Annahme hierfür lautet, dass die Substrukturen von Tür und Heckklappe selbst wesentlich steifer sind als deren Anbindung an der Karosserie. Die Anbindung erfolgt, analog der Logik von Schloss und Scharnieren des in Abschnitt 4.1.2 beschriebenen virtuellen Validierungsmodells, über drei für das Türschloss und beide Scharniere repräsentative Anbindungssteifigkeiten. Die beiden Scharniere werden durch CBUSH Elemente (Detail D1 u. D2) modelliert, deren Torsionssteifigkeit DOF6 um die z-Achse entsprechend gering ist. Das Türschloss wird durch eine Anbindungssteifigkeit CBUSH (Detail E) modelliert. Fuß- und Kopfpunkte der CBUSH Elemente liegen übereinander, sodass keine Dimensionalität vorhanden ist und damit auch keine Momente entstehen können.



Abbildung 5.2: Modellierung der Türen und Klappen als starre Substrukturen und kinematisch repräsentative Modellierung der Anbindung an die Karosserie

Die Bedatung der CBUSH Anbindungssteifigkeiten erfolgt anhand des Abgleichs der Schwingformen und Eigenfrequenzen mit entsprechenden Messdaten. Wie in Abbildung 5.3 dargestellt tritt bei der niedrigsten lokalen Mode die Heckklappe mit den hinteren Türen in Wechselwirkung. Dem gefolgt sind die Eigenmoden

2-5 der hinteren und vorderen Türen. Für beide Varianten liegt jeweils eine gleichphasige und gegenphasige Variante vor.



Abbildung 5.3: Karosserieangeregte Kinematik der Tür als Starrkörperschwingung

Sowohl die Heckklappe als auch die Tür führen eine Torsion um die Scharnierachse aus. Die Torsionssteifigkeit des Scharniers ist entsprechend gering und eine Einflussnahme ist aufgrund der Öffnungsfunktion der Tür nicht möglich. Folglich kann die Amplitude $\alpha_{str}(\tau)$ und Lage der Eigenfrequenz der Türen nur durch die Steifigkeit des Schließbügels in y-Richtung beeinflusst werden. Für die Heckklappe gilt analog hierzu eine Beeinflussung der Schlosssteifigkeit in y-Richtung. Die Dichtung wird in dieser Betrachtung vernachlässigt. Die globalen Karosseriemoden werden in Anhang A.5 dargestellt.

5.2 Parameterdefinition des Fahrzeugmodells

Für die Nomenklatur werden die in Abschnitt 3.1.2 beschriebenen Regeln übernommen. Jeder Parameter besteht demnach aus einem Bauteilnamen, einem Wert, welcher die Dimensionalität der Elemente beschreibt und einem weiteren Wert, welcher die Eigenschaft Masse oder Steifigkeit beschreibt. Es werden Schalen- und Balkenbauteile, kondensierte Massepunkte, welche Systemkomponenten wie den Sitz oder die Mittelkonsole darstellen und Anbindungssteifigkeiten, wie die Klappenschlosssteifigkeit aber auch die Steifigkeit des Scheibenklebers parametrisiert. In Abbildung 5.4 werden schematisch einige parametrisierte Elementgruppen dargestellt. Die vollständige Liste an Parametern kann Anhang A.5 entnommen werden. Es wird deutlich, dass mit einzelnen Parametern ganze Baugruppen, wie die Bleche der Stirnwand oder der Gepäckraumboden erfasst werden. Dieser Ansatz wird gewählt, um unter reduziertem Aufwand Leichtbaupotenziale der gesamten Struktur bestimmen zu können. Einerseits steigt mit einer detaillierten Auflösung der Parameter im Fahrzeug auch die Leichtbaueffizienz, da entsprechende Potenziale dezidiert untersucht werden und besser differenziert werden können. Andererseits steht der Anwender vor der Herausforderung die Detaillierung bedarfsgerecht anzupassen, da eine hohe Anzahl an Parametern eine aufwendige Berechnung nach sich zieht und die Ergebnisse unübersichtlich und schwerer interpretierbar werden. Die vorgenommene gröbere Parametrisierung bietet die Vorteile unter geringem Aufwand diejenigen Baugruppen im gesamten Fahrzeug zu identifizieren die besonders leichtbaurelevant sind, weil sie keinen Einfluss auf Akustik besitzen. Sollten dabei Bauteile als akustisch einflussreich auftreten, von welchen eine Gewichtsreduktion angestrebt wird, kann bei diesen Bauteilen die sukzessive Detaillierung vorgenommen werden.



Abbildung 5.4: Schematische Darstellung ausgewählter Parameter des Fahrzeugs

Die Parametrisierung wird mittels Faktoren vorgenommen, die mit dem Basiswert multipliziert werden. Im Basiszustand besitzen folglich alle Parameter den Wert eins. Von diesem Wert aus werden die Intervallgrenzen definiert. In Anlehnung an die in Abschnitt 1.2 erläuterten Leichtbaupotenziale aus generischen Fahrzeugstudien und den in Abschnitt 2.1.3 beschriebenen Einschränkungen von spezifischen Bauteilsubstitutionen in der Fahrzeugentwicklung, wird ein Änderungsintervall von 15 % für die Parameter angenommen. Lediglich die Schlossanbindungssteifigkeiten von Türen und Heckklappe werden entsprechend des in Abschnitt 2.3.3 erläuterten Schließbügelkonzepts auf Parameterintervalle zwischen 0.01 und 1 definiert. Es sind nicht alle Bauteile und Massen parametrisiert. Daher entsprechen die aus den Masseparametern resultierenden Intervalle nicht 15 % des Basisgewichts (1084,71 kg) sondern einer Änderung der Gesamtmasse zwischen 993,97 kg und 1175,45 kg. Die maximal mögliche Gewichtsreduktion beträgt also 100,74 kg.

5.3 Anwendung der Methode und Ergebnisse

Im Zuge der Anwendung werden im ersten Schritt die Leichtbauparameter identifiziert. Die Leichtbauparameter besitzen per Definition einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Akustik. Dies gilt unabhängig von der Konfiguration aller übrigen Parameter. Um dies zu bestätigen wird die Schalldruckkurve im Basiszustand und bei maximaler Reduktion aller Leichtbauparameter dargestellt. Anschließend werden die Ergebnisse der Optimierung und der Selektion unähnlicher Designs sowie die Robustheitsanalyse erläutert. Es wird anhand der Zielgrößen beispielhaft ein Zieldesign ausgewählt und die Gewichtsreduktion, die Schalldruckänderung und die Aktivierung der Kontrollparameter, durch Gegenüberstellung der Werte des Basiszustandes betrachtet. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass es sich bei dem untersuchten Fahrzeug um ein Serienfahrzeug handelt, welches bereits einer konventionellen, akustischen Auslegung und Optimierung unterzogen worden ist.

Zuordnung der Parameter

Bei der Untersuchung wird der erweiterte Morris-Plot, welcher in Abschnitt 3.2.3 beschrieben wird, genutzt. Dabei wird auf die Einfärbung verzichtet, da sich alle Parameter derart nichtlinear verhalten, dass eine Unterscheidung in tendenziell negativen und positiven Effekt nicht sinnvoll erscheint.



Abbildung 5.5: Erweiterter Morris-Plot der Methodenanwendung am Fahrzeug

Eine Vielzahl der Parameter besitzen eine geringe Sensitivität, während sich einige durch einen hohen Einfluss abgrenzen. Parameter, welche die Türen und die Heckklappe betreffen sind durchweg einflussreich. Dies kann einerseits durch eine hohe Sensitivität an sich, aber auch aufgrund des hohen Änderungsintervalls begründet werden. Auffällig ist zudem, dass einige der einflussreichen Parameter den Gepäckraum betreffen. An dieser Stelle könnte man mit der leichten Anregbarkeit des Fluids hinsichtlich der ersten Längsmode in diesem Bereich argumentieren. Jedoch finden sich unter den Parametern der Frontscheibe und der Stirnwand, welche sich am vorderen Fluidende befinden, keine einflussreichen Parameter. Da am vorderen Ende eine identisch hohe Anregbarkeit wie am hinteren Ende des Fluids vorliegt, ist die zuvor genannte Argumentation nicht gültig. Eine mögliche Begründung ist, dass Strukturmoden im hinteren Bereich näher an der Resonanzfrequenz des Fluids liegen. Dadurch gehen diese nach dem Superpositionsprinzip wesentlich höher in die Schalldruckberechnung ein.

Im Allgemeinen lässt sich feststellen, dass mit wachsendem Parametereinfluss die Wechselwirkungseffekte näherungsweise proportional ansteigen. Daher ordnen sich die Sensitivitäten in einer Diagonalen an. Die Selektion der Parameter wird, wie in Abschnitt 2.1.3 vorgestellt, auf Basis der globalen Sensitivität nach Abbildung 5.6 eingeteilt.

		Optimierungsrelevant
PDI Laphasvorstaarkung11	Gonäckraumbodon21	
BBLLuengsverstderkung in BSaeule11 Dachspriegel11 FrontScheibe24 Gepaeckraumboden24 Gepaeckraumlaenas11	Greenhouse11 Greenhouse11 Heckklappe01 Rückbank01 TuereHinten01	BBLLuengsverstderkung 12 BSaeule12 Gepaeckraumboden22 Gepaeckraumlaengs12 Greenhouse12
Heckfensterrahmen11 Klimageraet01 Mittelkonsole01	SCREENING PARAMETER Dachspriegel12	SchlossTuereHinten02 SchlossTuereVorne02
SQuertrager11 Stirnwand11	Heckfensterrahmen12 HingeDoorBack02	Kontrollparameter
Stirnwand24 TuereVorne01 Windlauf11	HingeDoorFront02 HingeHatchback02 KleberFrontscheibe22	Sens_SchlossHeckklappe02 Sens_SchlossTuereHinten02 Sens_SchlossTuereVorne02
Potenzial Leichtbauparame- ter gesamt: 61,8 kg (-5,7 %)	SQuertraeger12 Stirnwand12 Windlauf12	

Abbildung 5.6: Einteilung der Parameter des Fahrzeugmodells in Screening-, Leichtbau-, Synergie- und Akustikparameter

Screeningparameter spielen für die Suche eines geeigneten Zieldesigns keine Rolle. Solange deren Intervallgrenzen eingehalten werden, können sie beliebig je nach Kosten oder Bauweise variiert werden. Die Leichtbauparameter können auf ein umsetzbares Maß angepasst werden. Zu den Leichtbauparametern gehört z.B. die Wandstärke des Gepäckraumbodens "Gepaeckraumboden24", die folglich beliebig um 5 %, 10 % oder 20 % reduziert werden könnte. Dies gilt auch für die Masse des Windlaufs. Der zugehörige Steifigkeitsparameter des Windlaufs befindet sich unter den Screening Parametern. Folglich kann eine einfache Maßnahme zur Gewichtsreduktion, wie die Wandstärkenreduktion, angewendet werden. Ein anderes Szenario ergibt sich bei der B-Säule. Das Gewicht der B-Säule besitzt zwar keinen Einfluss gegenüber der Akustik, die zugehörige Steifigkeitseigenschaft jedoch schon. Der Zielwert der Steifigkeit muss durch eine akustische Auslegung bzw. Optimierung ermittelt werden. Diesen bei gleichzeitiger Reduktion des Gewichts umzusetzen ist in den meisten Fällen mit einer Änderung der Materialität, der Bauweise oder einer Änderung der Geometrie verbunden. Nach diesem Schema kann bauteilspezifisch der Aufwand für eine Leichtbaumaßnahme durch die Identifikation der zugehörigen Masse- und Steifigkeitsparametern in den entsprechenden Gruppen abgeleitet werden. Insgesamt ergibt sich durch die Leichtbauparameter ein mögliches Leichtbaupotenzial von 61,8 kg. Die Reduktion der Leichtbauparameter kann im Prozess parallel und unabhängig gegenüber der Zielführung der übrigen Parameter erwirkt werden. Wenn die Steifigkeit des zu betreffenden Bauteils einen Einfluss gegenüber der Akustik besitzt, muss der konkrete Zielwert für dieser Eigenschaft in die Leichtbaumaßnahme einbezogen werden. Folglich wird im Folgenden erst die Zielführung der Synergie- und Akustikparameter beschrieben und anschließend die Leichtbauparameter betrachtet.

Auswahl des Zieldesigns

Entsprechend der Beschreibung aus Abschnitt 3.5.1 werden die in Abbildung 5.7 dargestellten besten Designs ermittelt. Die Abbildung stellt zur besseren Übersichtlichkeit nur die Hauptziele von Gewicht und Schalldrucksummenpegel dar. Die Werte der Sensitivitätsindizes, welche ebenfalls mit in den Performancewert eingehen, werden nachfolgend betrachtet. Die besten Designs werden in umgekehrter Reihenfolge dargestellt, was aufgrund der fallenden Schalldruckwerte mit zunehmender Iterationszahl den Verlauf einer gradientenbasierten Optimierung suggeriert. Bei iterationsweiser Betrachtung der Parameter und der übrigen Zielgrößen sowie der "Performance-History" in Anhang A.5 wird jedoch deutlich, dass die Optimierung keinem gradientenbasierten Schema, sondern einer globalen Abtastung des Parameterraums folgt. Das Kriterium zu Bewertung der Ähnlichkeit, welches in Abschnitt 3.5.2 vorgestellt wird, soll per Definition die Auswahl von vier maximal unterschiedlichen Zieldesigns ermöglichen. Unter dieser Auswahl finden sich die Designs 25, 77, 201 und 497. Die Designs werden entsprechend Abschnitt 3.5.3 mit einem lokalen Offset aller Parameter beaufschlagt und der daraus resultierende Parameterraum mittels Latin-Hypercube-Sampling untersucht.



Abbildung 5.7: Selektion der am wenigsten ähnlichen Designs aus den besten Designs, Werte der Optimierungsziele und Robustheit

Die Ergebnisse der Robustheitsanalyse zeigen, dass Design 497, welches die Schalldruck- und Gewichtsziele am besten erfüllt gleichzeitig die höchsten Abweichungen des Schalldrucksummenpegels aufweist. Design 25 geht als robusteste Parameterkonfiguration hervor, besitzt aber ohnehin ein relativ hohes Gewicht und Schalldruckniveau. Die Auswahl würde auch unter der Berücksichtigung der akustischen Kontrollparameter auf Design 201 fallen, welches eine gute Robustheit und gleichzeitig den höchstem Performancewert besitzt. Dieser ist trotz schlechterer Akustik und höherem Gewicht gegenüber Design 497 besser bewertet, da Vorteile gegenüber der Einstellbarkeit an den Kontrollparametern vorliegen. Diese sollen im Folgenden näher betrachtet werden.

Werte der Sensitivitätsindizes

Alle Sensitivitätsindizes der besten Designs werden in Abbildung 5.8 in einem Parallelplot dargestellt. Dabei wird deutlich, dass von den dazugehörigen Parametern eine sehr unterschiedliche Bandbreite des Einflusses auf die niederfrequente Akustik ausgehen kann. Da jeder Parameter im Grundzustand den gleichen Steifigkeitswert besitzt ist dieser Vergleich möglich. Dieser Startwert der Steifigkeit geht durch die faktoriell ermittelte Sensitivität in die Einheit mit ein und für einen Vergleich können daher nur artgleiche Werte (Einheit) mit dem gleichen Startwert herangezogen werden.



Abbildung 5.8: Sensitivitätsindizes der besten Designs des Fahrzeugmodells

Aus Abbildung 5.8 geht hervor, dass Design 77 durch den hohen Sensitivitätswert von 44,61 am vorderen Türschloss trotz des schwereren Gewichts und der schlechteren Akustik einen guten Performancewert erreicht. Design 497 besitzt gegenüber den übrigen Designs ein niedriges Niveau aller Sensitivitätsindizes. Design 201 verfügt über einen geringen Einfluss der Schlosssteifigkeit an den hinteren Türen von 1,9. Dafür sind die Sensitivitätsindizes an der Heckklappe und den Vordertüren mit 21,2 und 16,5 auf einem ausgeglichenen und gleichzeitig hohen Niveau. Da resultierend aus diesen Daten die Verstimmbarkeit gewährleistet wäre, kann Design 201 auch bezüglich der Kontrollparameter positiv bewertet werden.

Masse und Akustik von Basis- und Zieldesign

Bei dem Vergleich der Schalldruckkurven von Design 201 mit dem Basisdesign in Abbildung 5.9 zeigt sich eine Reduktion der maximalen Schalldruckamplitude von 71,6 dB auf 59,6 dB. Zwischen 30 bis 45 Hz sowie 62,5 und 70 Hz besitzt der Schalldruck ein leicht erhöhtes Niveau gegenüber des Ursprungszustandes. Die Auswahl des Schalldrucksummenpegels zur Glättung der Schalldruckkurve und zur Fokussierung wahrnehmungskritischer Schalldruckmaxima hat somit ihre Wirkung erzielt. Insgesamt konnten durch die Synergieparameter eine Gewichtsreduktion von 20,65 kg gegenüber maximal möglichen 28,94 kg erzielt werden.



Abbildung 5.9: Vergleich der Schalldruckkurven vor und nach der Optimierung an den Mikrofonpunkten in der ersten und zweiten Sitzreihe (SR) auf der linken und rechten Seite (li/re)

Das gesamte Leichtbaupotenzial für das Design 201 ergibt sich aus den 20,65 kg, die aus der leichtbauoptimierten akustischen Auslegung der Synergieparameter resultieren und den Leichtbauparametern, die angesichts der ggf. zusammenhängenden Steifigkeitsziele nun maximal ausgereizt werden können.

Reduktion der Leichtbauparameter

Ausgehend von der Parameterkonfiguration des Designs 201 soll nun von dem Szenario ausgegangen werden, dass die Entwickler einen Weg finden mit geeigneten Leichtbaumaßnahmen und unter Einhaltung der vorgegebenen Steifigkeitswerte, das Potenzial aller Leichtbauparameter vollständig auszuschöpfen. Folglich können durch die Leichtbauparameter weitere 61,8 kg Masse aus dem System genommen werden. Unabhängig von der Konfiguration der Synergie- und Akustikparameter sollte die Veränderung eine vernachlässigbare Abweichung der Schalldruckkurve verursachen. In Abbildung 5.10 wird die Schalldruckkurve des Basiszustandes (oben) und die Schalldruckkurve bei reduzierten Leichtbauparametern (unten) gegenübergestellt. An einigen charakteristischen Extrema werden beispielhaft Schalldruck und Frequenzwerte angegeben. Gemessen an den dargestellten Werten der ausgewählten Extrempunkte ergibt sich eine mittlere Differenz von < 0,1 dB bezüglich des Schalldrucks und 0,1 Hz bezüglich der Frequenz. Damit kann bestätigt werden, dass die Änderung der Leichtbauparameter einen sehr geringen Einfluss gegenüber der Schalldruckkurve besitzt.



Abbildung 5.10: Simulierte Schalldruckkurven vor und nach der Reduktion der Leichtbauparameter des Fahrzeugmodells an den Mikrofonpunkten in der ersten und zweiten Sitzreihe (SR) auf der linken und rechten Seite (li/re)

Um den in Abbildung 5.10 dargestellten Schalldruckverlauf in der Realität erreichen zu können, soll nun eine weitere Robustheitsbetrachtung durchgeführt werden. Die akustische Robustheit hängt in erster Linie von denjenigen Parametern ab, bei welchen eine hohe akustische Sensitivität festgestellt wird. Die geänderten Leichtbauparameter, deren geringer Einfluss festgestellt wurde, können auch nach der minimalen Änderung des Intervalls akustisch insensitiv angenommen werden. Somit bleibt auch, wie in Abbildung 5.11 dargestellt, die Robustheit beibehalten.





Die Verteilung der Zielwerte des Schalldrucksummenpegels besitzen unter Annahme einer Gauß'schen Normalverteilung eine Differenz der Standardabweichungen von 0,3 dB vor und nach der Reduktion der Leichtbauparameter. Diese Abweichung ist gering und könnte auch ausgehend von unterschiedlichen Stichprobenentnahmen des Latin-Hypercube-Sampling verursacht worden sein. Da die Erhaltung der Insensitivität nach einer Änderung der Intervalle nicht zwingend der Fall sein muss, wurde ein Prozessparameter definiert, der es ermöglicht die Intervallgrenzen der Leichtbauparameter zu erweitern, sodass die neuen Intervalle bei der Robustheitsprüfung einbezogen werden können.

Zusammenfassung der Ergebnisse

Durch die globale Sensitivitätsanalyse wird deutlich, dass eine Vielzahl der Parameter eine geringe Sensitivität aufweisen, während sich einige wenige durch hohen Einfluss bemerkbar machen. Parameter im Bereich des Gepäckraums treten als besonders einflussreich hervor. Dies kann dadurch begründet werden, dass spezifische Eigenfrequenzen näher an der Resonanzfrequenz des Fluids liegen. Insgesamt ergeben sich bei allen Parametern annähernd linear proportionale Zusammenhänge zwischen Haupt- und Wechselwirkungseffekten. Durch die in Abbildung 2.11 vorgeschlagene Einteilung der Parameter kann anhand der Leichtbauparameter ein mögliches Leichtbaupotenzial von 61,8 kg ausgewiesen werden. Gleichzeitig werden 16 aus 39 Parametern identifiziert, für welche der Bedarf einer akustischen Zielführung besteht. Fünf dieser Parameter sind als Synergieparameter sowohl für die Eigenschaft Akustik als auch für den Leichtbau relevant. Diese werden gemeinsam mit den Akustikparametern bezüglich den Zielgrößen Schalldruck, Gewicht und Sensitivitätsindizes optimiert. Aus den besten Designs der Optimierung werden vier unähnliche Designs ausgewählt und einer Robustheitsanalyse unterzogen. Der beste Kompromiss der Zielgrößen wird durch Design 201 erreicht. Der Schalldrucksummenpegel dieses Designs kann auf 72,7 dB gegenüber dem Ausgangszustand 76,8 dB reduziert werden. Am höchsten Schalldruckwert liegt eine Reduktion gegenüber dem Ausgangszustand um 12,1 dB auf 59,6 dB vor. Zusätzlich durch das Leichtbaupotenzial der Leichtbauparameter von 61,80 kg ergibt sich eine Gewichtsreduktion der Synergieparameter von 20,65 kg. Abschließend wird nachgewiesen, dass bei einer vollständigen Ausschöpfung des Leichtbaupotenzials von 82,45 kg von möglichen 100,74 kg die Charakteristik der optimierten Schalldruckkurve erhalten bleibt.

Kapitel 6 Zusammenfassung und Ausblick

Fahrzeugleichtbau und niederfrequente Akustik hängen unmittelbar mit gesetzlichen Vorgaben und kundenwerten Eigenschaften zusammen und sind daher ein wesentlicher Erfolgsfaktor für Automobilunternehmen. Die konventionelle akustische Fahrzeugabstimmung verursacht aktuell, aufgrund von gewichtsintensiven Auslegungs- und Absicherungsmaßnahmen einen Zielkonflikt gegenüber dem Leichtbau. Zur Maximierung des Unternehmenserfolges, sollen effizientere Akustikziele und neue Gestaltungsspielräume aus innovativem Leichtbau eingesetzt werden. Es bedarf einer Auslegungsmethode, um dieses Potenzial nutzbar zu machen.

Die Analyse des Forschungsumfeldes zeigt, dass zur Auslegung von niederfrequenter Fahrzeugakustik und Leichtbau, synergetische Lösungsansätze existieren. Insgesamt 30 Veröffentlichungen, welche für diese Arbeit besonders relevant sind, werden inhaltlich beschrieben. Abhängig von der fachlichen Perspektive wird entweder das Potenzial der akustischen Auslegung oder die Substitutionsmöglichkeiten des Leichtbaus in den vorgestellten Arbeiten vordergründig thematisiert. Die akustische Zielgröße wird in den überwiegenden Arbeiten mit strukturdynamischen Eigenschaften ersetzt und somit ist eine unmittelbare Prognose eines wahrnehmbaren Ziels, d.h. des Schalldrucks, nicht gegeben. Anstelle innovativer Leichtbausubstitutionen werden Wandstärken oder Materialsubstitution als Gestaltungsraum vorgegeben. Diese Art der Parametrisierung restringiert die vielfältigen Möglichkeiten des Leichtbaus. Entsprechend der Forschungslücke leitet sich die Zielstellung ab, ein schalldruckbasiertes Ziel zur effizienteren Akustikoptimierung und eine gemeinsame Kommunikationsbasis zwischen Leichtbau und Akustik durch eine geeignete Parametrisierung zu entwickeln. Zudem soll eine optimierte Grundauslegung und ein leichtbaugerechter Absicherungsprozess aufgrund der hohen Strukturunsicherheit in der frühen Entwicklungsphase berücksichtigt werden.

Niederfrequente akustische Störphänomene von Fahrzeugen basieren auf der Wechselwirkung von Strukturund Fluiddynamik. Die Schwingungsamplituden und Phasenbeziehungen aller Komponenten sowie die positions- und frequenzspezifische Anregbarkeit des Fluids ist entscheidend für den Schalldruck. Der Schalldruck lässt sich folglich nur unter erhalt der Systemintegrität inkl. aller Komponenten der Wirkkette des gekoppelten Fluid-Struktur-Modells erfassen. Zur Bewertung der akustischen Wahrnehmung in einer skalaren Zielgröße, wird der Schalldrucksummenpegel ausgewählt. Dieser wird durch die Variation bauteilspezifischer E-Moduli und Dichten als Parameter optimiert. Diese Art der Parametrisierung wird mit der gemeinsamen Kommunikationsbasis von Akustik und Leichtbau begründet. Durch E-Modul und Dichte können die strukturdynamischen Ziele auf Bauteilebene heruntergebrochen werden. Zudem sind die Parameterziele abstrakt genug, sodass damit das gesamte Spektrum möglicher Leichtbausubstitutionen abgedeckt werden kann. Neben der materialspezifischen Parameterdefinition spielen Anbindungssteifigkeiten und geometrische Parameter eine entscheidende Rolle. Es wird eine Methode vorgestellt, um die Parameter den Gruppen Leichtbau, Akustik, Synergie und Screening zuzuordnen. Ein Leichtbau- bzw. Akustikparameter besitzt nur Einfluss auf eine der jeweiligen Eigenschaften. Synergieparameter beeinflussen sowohl Akustik als auch das Gewicht. Screening Parameter besitzen weder auf Akustik noch auf das Gewicht einen Einfluss. Diese Zuordnung ermöglicht eine systematische Überführung der komponentenbasierten Parametereigenschaften in Handlungsempfehlungen für den Leichtbauingenieur.

Die Einteilung in diese Parametergruppen erfolgt durch eine globale Sensitivitätsanalyse. Die Morris-Methode wird hierfür aufgrund der Übersichtlichkeit der Ergebnisse, des niedrigen Berechnungsaufwandes und der Berücksichtigung von Haupt- und Wechselwirkungseffekten ausgewählt. Es wird ein Samplingalgorithmus vorgestellt, durch den eine adäquate Abtastung der nichtmonotonen und nichtadditiven Zielfunktion gewährleistet und validiert wird. Der Parametereinfluss wird in beliebigen Designkonstellationen stichprobenartig innerhalb des Gestaltungsraumes untersucht. Bauteile mit entsprechendem Leichtbaupotenzial können folglich isoliert betrachtet werden und dem Leichtbauingenieur wird ein Spielraum gewährleistet. Durch diesen wird die Umsetzbarkeit innovativer Leichtbausubstitutionen durch eine gegebene Flexibilität verbessert.

Die Optimierung der Synergie- und Akustikparameter erfolgt im Zuge der Grundauslegung des Systems. Ziel der Optimierung ist es Gewicht und Schalldruck zu reduzieren sowie eine akustische Abstimmung an dezidierten Stellhebeln in der späten Phase zu ermöglichen. Die Stellhebel sollen eine Verstimmbarkeit durch gewichtsneutrale Bauteilmodifikationen sicherstellen. Dadurch wird eine Alternative zu den gewichtsintensiven Maßnahmen, wie Tilger und Impedanzmassen gewährleistet. Welche Baugruppen einen Einfluss auf den Schallpegel besitzen, kann sich fahrzeugabhängig stark unterscheiden. Aufgrund einer signifikanten Häufigkeit vergangener Auslegungszenarien werden Türen und Heckklappe als relevante Baugruppen ausgewählt. Die Änderung der Schlosssteifigkeit wird als umsetzbare Maßnahme in der späten Entwicklungsphase identifiziert. Die Schlosssteifigkeiten werden folglich derart ausgelegt, dass sie einen Einfluss auf den Schalldruckpegel besitzen. Das Methodenprinzip wird folgend zusammengefasst.

Im Zuge der Forschungsfeldanalyse wird eine Methode vorgestellt, in der Prater et al. [19, 20] anhand von Sensitivitätsindizes Querschnitte ermitteln, welche einen besonders hohen Einfluss auf die strukturdynamische Charakteristik haben. Aus diesem Ansatz entsteht die Idee eines umgekehrten Vorgehens, bei dem hohe Sensitivitätsindizes ausgelegt werden, um eine akustische Verstimmbarkeit an dezidierten Stellhebeln zu gewährleisten. Diese als Kontrollparameter bezeichneten Bauteileigenschaften werden im Zuge der Grundauslegung aktiviert. Die Sensitivitätsindizes basieren auf partiellen Ableitungen des Parameters nach dem Schalldrucksummenpegel. Die Kontrollparameter besitzen somit eine konsistente Zielgrößenlogik gegenüber der akustischen Bewertung des Schalldrucksummenpegels, mit der die Optimierung des Modells vorgenommen wird. Durch eine Validierung am Hardwaremodell wird bewiesen, dass durch eine entsprechende Auslegung der Kontrollparameter die akustische Verstimmbarkeit an den korrespondierenden Bauteilen möglich ist. Die gemessene Schalldruckkurve lässt sich anhand der sensitivitätsmaximierten Schlosssteifigkeiten im Maximum um 8,2 dB verändern. Die Aktivierung der Kontrollparameter wird simultan mit der generischen Optimierung von Leichtbau und Akustik in der Grundauslegung durchgeführt.

Der Optimierungsprozess wird anhand der Synergie- und Akustikparameter sowie den Zielgrößen Schalldrucksummenpegel, Gewicht und den Sensitivitätsindizes durchgeführt. Dabei werden Schalldrucksummenpegel und Gewicht reduziert, während die Sensitivitätsindizes zur akustischen Verstimmung maximiert werden. Eine globale Exploration des Ergebnisraumes wird sichergestellt. Durch diese globale Suche können mehrere lokale Bereiche der Parameterdomäne identifiziert werden, welche performante Zielgrößenniveaus besitzen. Für eine vordefinierte Anzahl zwischen drei und zehn Subdomänen wird stellvertretend ein Design selektiert. Die Selektion erfolgt aus einer vorgegebenen Anzahl bester Designs und einer Distanzmaximierung der korrespondierenden Parametervektoren. Die Distanzmaximierung stellt sicher, dass maximal unähnliche Designs in die Auswahl aufgenommen werden. Beste und gleichzeitig unähnliche Designs stehen jeweils stellvertretend für unterschiedliche lokale Optima. Diese Designs werden nun hinsichtlich ihrer Robustheit untersucht, um instabile Zustände von Resonanz und insbesondere Antiresonanz zu vermeiden. Im Zustand der Antiresonanz, bei dem das Schalldruckniveau niedrig und der Sensitivitätsindex hoch ist, wird das jeweilige Design als sehr performant bewertet. Dies liegt daran, dass kleine Änderungen des Kontrollparameters eine Phasendrehung verursachen können und somit einen sprunghaften Anstieg des Schalldrucks bewirken. Zur Vermeidung dieses instabilen Szenarios, in dem lediglich eine scheinbare Einstellbarkeit durch die Kontrollparameter vorliegt, wird nach der Optimierung eine Robustheitsprüfung der ausgewählten Designs durchgeführt. Hierfür wird ein lokales Parameteroffset ausgehend von dem jeweiligen Zieldesign aufgebracht und durch ein Latin-Hypercube-Sampling die Bandbreite der Streuung ausgewertet. In den untersuchten Fällen wurde ein Offset von 5 % gegenüber des ursprünglichen Änderungsintervalls angenommen. Im Zuge des Validierungsversuches werden Abweichungen des Schalldrucksummenpegels zwischen 2,3 dB und 9,4 dB Bandbreite prognostiziert. Der Ingenieur kann schließlich, unter Einbeziehung der Informationen zu den jeweiligen Parameter- und Zielwerten sowie der Robustheit, eines der Designs auswählen.

Zur Validierung der Methode wird die Anwendung an einem virtuellen Modell 5.1 vorgenommen und anhand eines korrespondierenden Hardwaremodells durch Messungen abgesichert. Das Modell wurde repräsentativ für die niederfrequente Fahrzeugakustik konzipiert und ausgelegt. Die Schalldruckkurve wird für unterschiedlich modifizierte Leichtbauparameter in verschiedenen Bauzuständen gemessen. Dazu werden einige als einflussreich deklarierte Parameter zur Erzeugung unterschiedlicher akustischer Grundzustände eingesetzt. Aus den Messungen gehen zwei Kurvenscharen hervor, die sich gegeneinander deutlich abgrenzen. Die Leichtbauparameter zeigen keinen signifikanten Einfluss auf die Charakteristik der zugrundeliegenden Schalldruckkurve. Die größte Abweichung der Schalldruckkurve, welche sich durch eine maximale und simultane Variation aller Leichtbauparameter ergibt, beträgt 1,8 dB. Die globale Morris-Sensitivität kann somit als valide angenommen werden. Nach Optimierung und Robustheitsanalyse wird anhand der Zielwerte und der Robustheit ein Design ausgewählt. Das Design besitzt in der Messung ein deutlich reduziertes Schalldruckniveau von maximal 9,1 dB. Gleichzeitig wurden 82 % des möglichen Leichtbaupotenzials ausgenutzt. Die schrittweise Variation der Schlosssteifigkeit zeigt, dass eine Verstimmung möglich ist. Die Validität der Auslegungsmethode zur synergetischen Optimierung von Leichtbau und Akustik wird unter Berücksichtigung gewichtsneutraler Absicherungsmaßnahmen somit bestätigt.

Zuletzt erfolgt eine Pilotanwendung an einem virtuellen Fahrzeugmodell. Begründet durch Rechenzeit und Parametrisierbarkeit wird die Verwendung von Balken-Schalen-Modellen für die Methode vorgeschlagen. Basierend auf der Modellierungsmethode, welche Moroncini et al. [12] vorstellen, wird zur Befähigung von Schalldruckberechnungen eine vereinfachte Modellierung von Türen, der Heckklappe und dem Fluid präsentiert. Für die Pilotanwendung werden für die insgesamt 33 Parameter, bezugnehmend auf die generischen Leichtbaupotenziale aus der Literaturrecherche, Intervalle von ± 15 % festgelegt. Die Verstimmbarkeit durch die Schlosssteifigkeiten an Vordertüren und Heckklappe wird anhand der Sensitivitätsindizes mit Werten von 16,5 bzw. 21,2 sichergestellt. Durch die Leichtbauparameter kann das Fahrzeug von 1084,7 kg auf 1022,9 kg reduziert werden, ohne dabei die akustischen Eigenschaften zu verändern. Durch die Optimierung der Synergie- und Akustikparameter kann eine weitere Gewichtsreduktion auf 1002,3 kg bei gleichzeitiger maximaler Verbesserung des Schalldrucks von 12,1 dB erzielt werden. Die Bandbreite der Robustheitsuntersuchung beträgt 0,6 dB bezüglich des Schalldrucksummenpegels.

Die Potenziale der Fahrzeugoptimierung sind unter der Voraussetzung strukturbasierter Zielgrößen und konventioneller Bauweisen nach vier Jahrzehnten der Strukturoptimierung erschöpft. Die Gestaltungsspielräume, welche sich aus der schalldruckbasierten Auslegung und den innovativen Leichtbaumaßnahmen ergeben, eröffnen für Vibroakustik und Leichtbau ein neues Optimierungspotenzial. Mithilfe der vorgestellten Methode wird gezeigt, dass dieses Potenzial für beide Funktionen gewinnbringend nutzbar gemacht werden kann. Aufbauend auf die gewonnenen Erkenntnisse dieser Arbeit muss weiterführend die Quantifizierbarkeit der Änderungspotenziale, welche sich aus der Sicht der frühen Entwicklungsphase im gesamten Produktentwicklungsprozess ergeben, untersucht werden. Die Qualität dieser Parameterintervalle bestimmt die Gültigkeit der globalen Sensitivitätsindizes und beeinflusst den grundlegenden Schritt der Selektion von Leichtbauparametern und optimierungsrelevanten Parametern. Zudem ergibt sich weiterführender Untersuchungsbedarf hinsichtlich Komponenten, welche sich neben den Schlosssteifigkeiten als Stellhebel zur Aktivierung der Verstimmbarkeit eignen. Neben der Identifikation bedarf es insbesondere auch der Umgestaltung einiger Komponenten, sodass eine kostengünstige und gewichtsneutrale Änderung der entsprechenden Eigenschaft in späten Entwicklungsphasen umgesetzt werden kann. Im Falle der variablen Schlosssteifigkeiten müssten beispielsweise austauschbare Kunststoffelemente mit unterschiedlichen Steifigkeiten vorgesehen werden. Der vorgestellte Ansatz ist insbesondere bei Problemstellungen interessant, bei denen eine flexible Produktgestaltung bis in die späte Entwicklungsphase erhalten bleiben soll. Als Motivation hierfür kann die Unsicherheit einer bestimmten Produkteigenschaft, die Flexibilität gegenüber Prämissenänderungen und die Kosteneffizienz genannt werden.

A Anhang

A.1 Algorithmus zur Absicherung der Samplingqualität

<pre>{ rame_index <- row_name_helper[[i+1]] this_row <- row_helper[] this_row <- row_helper[]+1] for (a in seq_) fit (i == a && this_row == next_row) if (name_index]] <- my_list[[name_index]] +</pre>	<pre>[my_list[[name_index]] < 1} break } if (this_rowl=next_row) { f (name_index %in% names(my_list)) fmv list[name indev]] _ rmv list[name indev]] _</pre>	1) else (my_list[[name_index]] < 1) { (my_list[[name_index]] < 1) }	<pre>#cat(capture.output(print(my_list)), sep="\t") #cat("\n") if (thete.ff_quality_good(my_list, levels, gridjump, thresholdReduce()) {#print("BAD QUALITY") result <- 0 break} }</pre>	#cat("result is : " , result,"n") result}	
<pre>} } else { if (sumList == 10) { threshold <- 1} else if (sumList == 20) { threshold <- 2} else if (sumList == 30) { threshold <- 4} } else if (sumList == 40) { threshold <- 4} }</pre>	<pre>#print(paste("threshold "threshold," and reducer', thresholdReducer) threshold < threshold - thresholdReducer for (i in a_list) [if (i < threshold)</pre>	} result } good_quality_morris <- function(Morris_Object, thresholdReducer) {	<pre>ievels <- Morris_Object\$design\$levels grid.jump <- Morris_Object\$design\$grid.jump result <-1 design <- Morris_Object\$X if (length(design) != Morris_Object\$r(Morris_Object\$factors+1) * Morris_Object\$factors) {</pre>	<pre>}</pre>	<pre>my_list[[toString(design[1,j])]] <- 1 row_name_helper <- as.list(strsplit(toString(design[,j]),",")[[1]]) row_helper = design[,j] #print(row_name_helper) for(i in 1:(rrow(design).1))</pre>
<pre>check_if_quality_good <- function(a_list, levels, jump, thresholdReducer) { sumList <- sum(unlist(a_list)) #print(paste("length a_list", length(a_list), "levels")) #print(paste("sum list", sumList)) f (sumList >= 10 && length(a_list) l= levels) return(0) } return(1) }</pre>	if (levels == 3) [f (sumList == 10) {threshold <- 2} else if (sumList == 20) {threshold <- 4}	(threshold <- 7) (threshold <- 7) else if (sumList == 40) (threshold <- 9)) else if(levels == 4)	<pre>{ fit (sumList == 10) fit (sumList == 10) { threshold <- 2} else if (sumList == 20) fthreshold <- 4 - (jump %% 2) else if (sumList == 30) fthreshold <- 6 else if (sumList == 40) else else if (sumList == 40) else else else else ft (sumList == 40) else ft (sumList == 40) else else ft (sumList == 40) ft (sumList == 40) else ft (sumList == 40) ft (sumList == 40) else ft (sumList == 40) ft (sumL</pre>	{threshold <- 7} {threshold <- 7} else if(levels == 5) { f (sumList == 10) {threshold <- 7} else if (sumList == 20)	{threshold <- 3} else if (sumList == 30) {threshold <- 4} else if (sumList == 40) {threshold <- 5}

Abbildung A.1: Algorithmus zur Absicherung der Samplingqualität

A.2 Spezifikationen zum Validierungsmodell

	Polyurethene Hard	Aluminum 6061
Kategorie	PLASTIC	METAL
Massendichte (RHO)	1.2e-06 kg/mm ³	2.711e-06 kg/mm ³
E-Modul (E)	900000 kPa	68980000 kPa
Poisson-Koeffizient (NU)	0.4	0.33

Tabelle A.1: Werkstoffdaten der Materialien Polyurethan und Aluminium

Tabelle A.2:	Wandstärken	und Materialien	des '	Validierungsmodells
	vanaolaritori	and materialion	400	vanaiorangomoaono

Bezeichnung	Abmessung	Material
Heckklappe	8 mm	Aluminium 6061
Tür	8 mm	Aluminium 6061
Rückwand	6 mm	Aluminium 6061
Boden	6 mm	Aluminium 6061
Dach	3 mm	Stahl
Rechte Seite	6 mm	Aluminium 6061
Linke Seite	3 mm	Stahl
Schlossbeschlag	8 mm	Aluminium
Profile	30 x 30 mm	Aluminium

Abbildung A.2: Datenauswertung der Steifigkeitsscheiben

Validierung: Variable Schlossanbindung - Steifigkeitswerte der Distanzringe										
	Dista	nzring hart ei	nzeln	Dista	nzring hart do	oppelt	Dista	Distanzring hart vierfach		
	hart_p1 (K)	hart_p2 (K)	hart_p3 (K)	hart_p1 (KK)	hart_p2 (KK)	hart_p3 (KK)	hart_p1 (KKKK)	hart_p2 (KKKK)	hart_p3 (KKKK)	
Nachgiebigkeit [mm/N]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
Steifigkeit [N/mm]	125058,10	109956,64	128743,61	38402,11	39164,37	39639,76	17252,60	17743,24	17853,97	
Mittlere Steifigkeit [N/mm]		121252,78			39068,75			17616,60		
Standardabweichung [N/mm]		8128,05			509,77			261,33		
in Prozent		0,07			0,01			0,01		
Steifigkeit pro Element [N/mm]		121252,78		78137,50		70466,41				
	Distar	zring weich d	oppelt	Distanzring weich einzeln			Distanzring weich vierfach			
	weich_p1 (GG)	weich_p2 (GG)	weich_p3 (GG)	weich_p1 (G)	weich_p2 (G)	weich_p3 (G)	weich_p1 (GGGG	hart_p2 (GGGG)	hart_p3 (GGGG)	
Nachgiebigkeit [mm/N]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
Steifigkeit [N/mm]	968,64	930,87	907,23	2124,07	2979,78	2861,56	349,33	347,13	348,23	
Mittlere Steifigkeit [N/mm]		935,58			2655,14			348,23		
Standardabweichung [N/mm]		25,29			378,61			0,90		
in Prozent		0,03			0,14			0,00		
Steifigkeit pro Element [N/mm]		1871,16			2655,14			1392,92		

Extrapolation der Einzelstifigkeiten in abh. der Anzahl an Distanzringen

Anzahl	Distanzring hart [N/mm]	Distanzring weich [N/mm]
1,00	121252,78	2655,14
2,00	78137,50	1871,16
3,00	72552,85	1612,51
4,00	70466,41	1392,92
5,00	70000,65	1200,85
6,00	69090,02	1053,92
7,00	68320,10	929,70
8,00	67653,16	822,10



Beispielrechnung für eine Ringkombination





Abbildung A.3: Versuchsauswertung der Steifigkeitsscheiben

A.3 Quellen der Prozessunsicherheit von Tools und Methoden



Abbildung A.4: Quellen der Prozessunsicherheit von Tools und Methoden



Abbildung A.5: Zielgrößenkorrelationen der Optimierung des Validierungsmodells

A.4 Zielgrößenkorrelationen der Optimierung des Validierungsmodells

A.5 Ergänzungen zur Pilotanwendung am Fahrzeugmodell



Abbildung A.6: Globale Resonanzmoden der Fahrzeugkarosserie

	Interval	l (Faktor)		
Bezeichnung	Min	Max	Basis	Einheit
BBLLaengsverstaerkung11	0,85	1,15	1,00	[]
BBLLaengsverstaerkung12	0,85	1,15	1,00	[]
BSaeule11	0,85	1,15	1,00	[]
BSaeule12	0,85	1,15	1,00	[]
Dachspriegel11	0,85	1,15	1,00	[]
Dachspriegel12	0,85	1,15	1,00	[]
FrontScheibe24	0,85	1,15	1,00	[]
Gepaeckraumboden21	0,85	1,15	1,00	[]
Gepaeckraumboden22	0,85	1,15	1,00	[]
Gepaeckraumboden24	0,85	1,15	1,00	[]
Gepaeckraumlaengs11	0,85	1,15	1,00	[]
Gepaeckraumlaengs12	0,85	1,15	1,00	[]
Greenhouse11	0,85	1,15	1,00	[]
Greenhouse12	0,85	1,15	1,00	[]
Heckfensterrahmen11	0,85	1,15	1,00	[]
Heckfensterrahmen12	0,85	1,15	1,00	[]
Heckklappe01	0,85	1,15	1,00	[]
KleberFrontscheibe22	0,85	1,15	1,00	[]
Klimageraet01	0,85	1,15	1,00	[]
Mittelkonsole01	0,85	1,15	1,00	[]
net20_refinement	0,85	1,15	1,00	[]
Rueckbank01	0,85	1,15	1,00	[]
SchlossHeckklappe02	0,01	1,00	1,00	[]
SchlossTuereHinten02	0,01	1,00	1,00	[]
SchlossTuereVorne02	0,01	1,00	1,00	[]
SQuertraeger12	0,85	1,15	1,00	[]
SQuertrager11	0,85	1,15	1,00	[]
Stirnwand11	0,85	1,15	1,00	[]
Stirnwand12	0,85	1,15	1,00	[]
Stirnwand24	0,85	1,15	1,00	[]
TuereHinten01	0,85	1,15	1,00	[]
TuereVorne01	0,85	1,15	1,00	[]
Windlauf11	0,85	1,15	1,00	[]
Windlauf12	0,85	1,15	1,00	[]

 Tabelle A.3:
 Übersicht der Prozessunsicherheit von Tools und Methoden



Abbildung A.7: Performance History Plot der Fahrzeugoptimierung

Abbildungsverzeichnis

1.1	Resonanzüberhöhung strukturangeregter Fluidschwingungen am Beispiel eines Wellenbades	2
1.2	Überblick der Anzahl an Suchtreffer im Bereich Fahrzeugleichtbau, der niederfrequenten Fahr- zeugakustik und der Schnittmenge aus beiden Bereichen	7
1.3	Schematische Darstellung der akustikbedingten Gewichtsmehrungen im Fahrzeugentwick- lungsprozess	5
1.4	Prozessbild V-Modell inkl. Eingliederung der Prozessbausteine für die flexible Produktentwick- lung; Darstellung V-Modell angelehnt an Meier [43]1	7
1.5	Sequenzielle Einordnung der Prozessbausteine zur synergetischen Optimierung1	8
2.1	Wirkkette fahrbahnangeregter Schwingungen in der niederfrequenten Akustik2	1
2.2	Karosserieverformung der ersten globalen Eigenmoden 1. Torsion, 1. Biegung und 2. Biegung2	2
2.3	Flächenbeitragsleister welche an der Entstehung niederfrequenten Luftschalls im Fahrzeugin- nenraum maßgeblich beteiligt sind. 1: Türen, 2: Heckklappe, 3: Frontscheibe, 4: Dach, 5: Stirn- wand, 6: Blechfelder im Fahrzeugboden, 7: Blechfelder im Gepäckraumboden	3
2.4	Ansicht des Druckverlaufes der ersten und zweiten Fluidlängsmode und der ersten Quermode am Beispiel einer Fahrzeugkavität mit starrer Fluidberandung2	3
2.5	Ersatzlastfall Anforderung Hubanregung2	5
2.6	Leichtbaustrategien als sequenzielles Produktentwicklungsschema für die Fahrzeugentwicklung in Anlehnung an [50]2	7
2.7	Wirksamkeit von Tilgermassen am Beispiel einer Platte2	9
2.8	Wirksamkeit der Frequenztrennung durch Verstimmung	0
2.9	Klassifizierung des Gestaltungsspielraumes der Systemkomponenten	1
2.10	Gewichtsreduzierte Hybridbauweise eines serienmäßigen BMW-Windlaufs mit erhöhter Biege- steifigkeit und gleicher Fügetechnik sowie Anschlussmaße (Synergiebauteil) gegenüber des konventionellen Stahlbauteils	2
2.11	Einteilung der Parameter in Leichtbau-, Synergie- und Akustikparameter	3
2.12	Prozessuale Einordnung der Methodenbausteine einer synergetischen Leichtbau-Akustik-Aus- legung	4
2.13	Explosionsdarstellung eines vibroakustischen Feinmodells inklusive Body-In-White, Türen, Heckklappe, Hochvoltspeicher und Fluid	6
2.14	Balken-Schalen-Modell für Strukturdynamikberechnung eines Kabrios [12]; Detail: fünf Bal- kenelementen inkl. Visualisierung der Balkensektionen	7
2.15	Aufbau und Parametrisierung des numerischen Fahrzeugmodells4	0
2.16	Sensitivität 1. und 2. Ordnung am Beispiel der Waage4	4
2.17	Übersicht der Methoden zur globalen Sensitivitätsbewertung [77]4	6
2.18	Darstellung eines einzelnen Trajektors in einem Parameterraum mit $k = 3$ Parametern, $p_{\Delta} = 6$ Stufen und einer Schrittweite $s_{\Delta} = 2$, aus dem sich drei Elementareffekte $EE^{(i1)}$, $EE^{(j1)}$, $EE^{(k1)}$ berechnen lassen	8
2.19	Morris-Plot Prinzipdarstellung der Haupt- und Wechselwirkungseffekte	9
2.20	Schrittweises Vorgehen der statistischen Versuchsplanung und Einordnung der adaptiven Opti- mierung	0

2.21	Zufallsbasierte Sampling Strategien und adaptives Sampling angelehnt an [88]	51
2.22	Einteilung nichtlinearer Optimierungsverfahren; angelehnt an [90]	52
2.23	Automatisierung eines Methodenprozesses und Optimierung in HEEDS MDO	54
2.24	Schalldruckunterschiede von identisch konfigurierten Fahrzeugen (links) und Gegenüberstel- lung von Messdaten und Simulationsdaten (rechts)	56
2.25	Modellunsicherheit in der Finiten Elemente Methode; angelehnt an [112]	57
3.1	Aufbau des Minimalmodells inkl. Anregung, Mikrofonpunkte und Zwangsbedingungen	62
3.2	Schwingformen der Substrukturen (Platte A und B), Eigenfrequenzen des Gesamtsystems und des Fluids	63
3.3	Nomenklaturregeln bei der Parameterdefinition	63
3.4	Untersuchung zur Nichtlinearität	64
3.5	Untersuchung zur Nichtlinearität und Nichtadditivität zweier Parameter	65
3.6	Prozessbild zur Morris-Sensitivitätsbestimmung	66
3.7	Zuordnung des Grenzwertes für die Samplingqualität abhängig von der Anzahl an Level und der Anzahl an Samplingevaluationen	67
3.8	Pseudocode zur Generierung eines optimierten Samplings	67
3.9	Template zur Definition der Prozessparameter als Inputdeck für das Morris-Sampling	68
3.10	Übereinstimmung der Elementareffekte bezogen auf den schlechtesten Wert (Setup 1) und den besten Wert (Setup 5)	69
3.11	Morris-Sensitivitätsplot mit Blasendarstellung und individuellem Durchmesser nach parameter- spezifischen Gewichtspotenzialen; Beispielhafte Klassifizierung charakteristischer Parameter- merkmale A, B, C und D	71
3.12	Prozessschritte zur Ermittlung der Sensitivitätsindizes	73
3.13	Einteilung von Modellparametern nach Arten und der Möglichkeit der Sensitivitätsbestimmung.	75
3.14	Intervalldefinition und Prozessparameter am Beispiel des Minimalmodells	76
3.15	Umstrukturierung der erforderlichen Daten für die Berechnung des Schalldrucksummenpegels und der Sensitivitätsindizes	77
3.16	Tagging der Ergebnisdaten aus der Nastran Ergebnisdatei	77
3.17	Korrelationsplot der Ziele untereinander und gegenüber der Performancefunktion	79
3.18	Prozessschritte der Auswahl und Robustheitsbewertung bester Designs	81
3.19	Historyplot der Evaluationen 1-410 einer Optimierung des Minimalmodells	82
3.20	Prozessablauf der Robustheitsbewertung unähnlicher Designs	84
3.21	Histogramm der ermittelten Ergebnisse des SSP mittels LHS auf dem Zielintervall	84
4.1	Abstraktion und Skalierung eines Fahrzeugs zur Modellbildung	87
4.2	Konzeptioneller Aufbau der tragenden Profilstrukturen	88
4.3	Aufbau der modularen Anbindungssteifigkeit von Tür- und Klappenschloss	89
4.4	Aufbau des variablen Profils und der variablen Profilanbindung	90
4.5	Positionen für konzentrierte Masseelemente	91
4.6	Aufbau und Komponenten des virtuellen repräsentativen Validierungsmodells	91
4.7	FE-Modellierung der Schloss- und Scharnierverbindung	92

4.8	Lokale und globale Modalschwingformen des repräsentativen Validierungsmodells	94
4.9	Lage der Resonanzfrequenzen der Substrukturen (Dach, Vordertüre, Heckklappe) bzw. der Ge- samtstruktur (Biegung, Torsion) anhand von Messdaten aus Hammer- und Shakermessungen	94
4.10	Substrukturresonanzen und globale Eigenfrequenzen des Validierungsmodells	95
4.11	Definition von Lagerung, Strukturanregung und Position der Luftschallauswertung	96
4.12	Aufbau und Komponenten des Hardwaremodells	97
4.13	Modell und Messinstrumente im Versuchsaufbau der Validierungsversuche	98
4.14	Hardware- und Ersatzmodell der variablen Anbindung und Berechnung der Quer- und Längs- steifigkeit sowie Modellierung im FE-Modell	100
4.15	Hardwarebauteil und Detailsimulation des Scharniers sowie Modellierung im FE-Modell	101
4.16	Steifigkeitsdaten der Scharniere aus der Detailsimulation und Annahme des Wertes der Z-Ro- tation	102
4.17	Hardwarebauteil und Messung der Dichtung sowie Modellierung im FE-Modell	102
4.18	Messung und Kombinatorik der modularen Anbindungssteifigkeiten	103
4.19	Parallelschaltungsprinzip der Scheibenpakete nach [129]	104
4.20	Software und Tools für den Modellabgleich	106
4.21	Vorgehen zum manuellen Modellabgleich in einer vierstufigen Iterationsschleife	107
4.22	Ergebnis der MAC Werte und Eigenfrequenzen nach dem Abgleich der Grundstruktur	108
4.23	Einfluss der funktionalen Bauteile am Beispiel der variablen Anbindung	109
4.24	MAC-Werte und Eigenfrequenzen des gesamten Validierungsmodells mit f_{W_i} : Referenzfrequenz der im Hardwaremodell gemessenen Mode W_i und f_{R_i} : Abgleichsfrequenz der im virtuellen Modell gemessenen Mode R_i	110
4.25	Schalldruckkurven von Simulations- und Hardwaremodell in unterschiedlichen Bauzuständen	113
4.26	Zusammenhang von Gesamtmasse, Schalldrucksummenpegel und Parameter im virtuellen Va- lidierungsmodell. Korridore der besten und schlechtesten 5 % des Schalldrucksummenpegels	115
4.27	Zusammenhang von Gesamtmasse, Schalldrucksummenpegel und Parameter im virtuellen Va- lidierungsmodell. Korridore der besten und schlechtesten 5 % der Gesamtmasse	116
4.28	Korrelation der Ziele untereinander und bezüglich der Performancefunktion	119
4.29	Paarweise Betrachtung des Einflusses von drei Designparameter auf die Sensitivität der Klap- penanbindungssteifigkeit vor der Optimierung	120
4.30	Minimierung und Maximierung des Sensitivitätsindizes der Schlossanbindung Heckklappe	121
4.31	Änderung der Parametersensitivitäten bei paarweiser Betrachtung dreier Systemparameter eines sensitivitätsmaximierten Zustands des virtuellen Modells	122
4.32	Änderung der Anbindungssteifigkeit Tür im sensitivitätsminimierten Systemzustandes	123
4.33	Änderung der Anbindungssteifigkeit Tür des sensitivitätsmaximierten Systemzustandes	124
4.34	Beeinflussbarkeit des Schalldrucks am Heckklappenschloss nach Änderung der Anbindungs- steifigkeit Tür	125
4.35	Änderung des Schalldrucksummenpegels abhängig von zwei Kontrollparametern im virtuellen Modell	126
4.36	Analyse des gültigen Änderungsintervalls am Beispiel der Anbindungssteifigkeit Tür und Heck- klappe	127

4.37	Erweiterter Morris-Plot der globalen Schalldrucksensitivität von gewichtsneutralen und ge- wichtsintensiven Parametern	.129
4.38	Einteilung in Leichtbau-, Akustik- und Synergieparameter des Validierungsmodells	.131
4.39	Einfluss der Leichtbauparametern auf den Schalldruck in unterschiedlichen Bauzuständen und verschiedener Schalldruckcharakteristik	.133
4.40	Ergebnisübersicht der Leichtbau-Akustik-Optimierung des Validierungsmodelles und selek- tierte Designs	.135
4.41	Parameterübersicht der Leichtbau-Akustik-Optimierung des Validierungsmodelles und selek- tierte Designs	.136
4.42	Bewertung der Ergebnisqualität von Design 308; Zielwerte, die bei der Optimierung minimiert werden sollten.	.138
4.43	Bewertung der Ergebnisqualität von Design 308; Zielwerte der beiden Kontrollparameter, die bei der Optimierung maximiert werden sollten	.139
4.44	Messung der Schalldruckverläufe von Ausgangs- und Zieldesign 308	.139
4.45	Messung des Einflusses der Anbindungssteifigkeit Tür auf den Schalldruckverlauf und Ände- rungen des Schalldrucksummenpegel SPL in Teilbereichen A und B.	.140
4.46	Gewichtsreduktion von Leichtbau- und Synergieparametern in dem selektierten Zieldesign	.141
5.1	Gesamtumfang des Fahrzeugmodells mit Balken-Schalen-Modell inkl. Türen, Heckklappe und Fluid.	.144
5.2	Modellierung der Türen und Klappen als starre Substrukturen und kinematisch repräsentative Modellierung der Anbindung an die Karosserie	.144
5.3	Karosserieangeregte Kinematik der Tür als Starrkörperschwingung	.145
5.4	Schematische Darstellung ausgewählter Parameter des Fahrzeugs	.146
5.5	Erweiterter Morris-Plot der Methodenanwendung am Fahrzeug	.147
5.6	Einteilung der Parameter des Fahrzeugmodells in Screening-, Leichtbau-, Synergie- und Akus- tikparameter	.148
5.7	Selektion der am wenigsten ähnlichen Designs aus den besten Designs, Werte der Optimie- rungsziele und Robustheit	.149
5.8	Sensitivitätsindizes der besten Designs des Fahrzeugmodells	.150
5.9	Vergleich der Schalldruckkurven vor und nach der Optimierung	.151
5.10	Simulierte Schalldruckkurven vor und nach der Reduktion der Leichtbauparameter des Fahr- zeugmodells	.152
5.11	Histogramm der Robustheitsanalyse des gewichts- und akustikoptimierten Designs 201 vor und nach der Reduktion der Leichtbauparameter	.152
A.1	Algorithmus zur Absicherung der Samplingqualität	.158
A.2	Datenauswertung der Steifigkeitsscheiben	.160
A.3	Versuchsauswertung der Steifigkeitsscheiben	.161
A.4	Quellen der Prozessunsicherheit von Tools und Methoden	.162
A.5	Zielgrößenkorrelationen der Optimierung des Validierungsmodells	.163
A.6	Globale Resonanzmoden der Fahrzeugkarosserie	.164
A.7	Performance History Plot der Fahrzeugoptimierung	.166

Tabellenverzeichnis

1.1	Geeigneter Terminus für zielführende Veröffentlichungen der Literaturrecherche	6
3.1	Morris-Sensitivitätsindizes aus den Mittelwerten, den absoluten Mittelwerten und den Standardabweichungen der parameterspezifischen Elementareffekte	70
4.1	Parameterintervalle der funktionalen Komponenten des Validierungsmodells; Hinweis zu den Abkürzungen: Gew. = Gewicht, PlSe. = Plattensektor	111
4.2	Schlosssteifigkeiten der Bauzustände A, B, C und D des Validierungsmodells	112
4.3	Vergleich des SPL in dB von Simulations- und Hardwaremodell	112
4.4	Zielgrößen und Intervalle des Validierungsmodells im Ausgangszustand	117
4.5	Selektiertes Design für minimale und maximale Anbindungssensitivität	122
4.6	Elementareffekte der Haupt- und Wechselwirkungen aller Parameter gegenüber Masse und SPL und normierten globalen Mittelwertsensitivität	130
4.7	Bauzustände zur Validierung der Leichtbauparameter	132
4.8	Gewichtungs- und Normierungsfaktoren der Optimierung des Validierungsmodells	134
4.9	Parameterwerte der optimierten und selektierten Designs des Validierungsmodells	137
4.10	Robustheit der selektierten und besten Designs des Validierungsmodells	137
A.1	Werkstoffdaten der Materialien Polyurethan und Aluminium	159
A.2	Wandstärken und Materialien des Validierungsmodells	159
A.3	Übersicht der Prozessunsicherheit von Tools und Methoden	165

Abkürzungsverzeichnis

ANC	"Active Noise Cancelling" aktive Geräuschunterdrückung durch Antischall	
AVC	"Active-Vibration-Cancellation" aktive Strukturschallauslöschung durch Antischall	
ACM	"Active-Control-Mount" aktive Lager zur Entkopplung von Aggregaten oder Motoren	
BIW	"Body in White" Karosserie inkl. Frontscheibe und ohne Türen und Klappe	
CBIW	"Closed Body in White" Karosserie inkl. Türen und Klappe	
DoE	"Design of Experiment" statistische Versuchsplanung	
FEM	Finite Elemente Methode	
fra	Bauteilbezeichnung "frame" bei Parametrisierung als Profilrahmen einer Schale	
FRF	"Frequency Response Function" Übertragungsfunktion	
FVK	Faserverbundkunststoff	
jnt	Bauteilbezeichnung "joint" bei Parametrisierung einer Anbindungssteifigkeit	
LHS	Latin Hypercube Sampling	
MAC	Modal Assurance Criterion	
MPC	"Multi-Point-Constraint" Verschiebungs- oder Kraftübertragung zwischen Knoten	
NVH	Noise Vibration Harshness	
OAT	"One at a Time" sukzessive Evaluationsauswertung einer DoE	
pla	Bauteilbezeichnung "plate" bei Parametrisierung einer Schale	
pro	Bauteilbezeichnung "profile" bei Parametrisierung eines Profilbalken	
PSL	Pressure Sum Level	
RSM	Root Mean Square	

Symbolverzeichnis

Allgemein verwendete Symbole

Im	Imaginärteil einer komplexen Zahl
Re	Realteil einer komplexen Zahl
ż	Erste Ableitung der Variable x nach der Zeit
ÿ	Zweite Ableitung der Variable x nach der Zeit
\widetilde{x}	Effektivwert von x
<i>{x}</i>	Vektor
<i>x</i>	Vektorbetrag
X	x als Tensorgröße
[X]	Matrix
f_{x_i}'	Partielle Ableitung der Funktion f nach dem Parameter x_i
dξ/dx	Differential quotient von ξ nach x
$\partial \xi / \partial x$	Partieller Differenzialquotient von ξ nach x

Indizes

fl	Fluid
min	Minimalwert
max	Maximalwert
str	Struktur

Lateinische Buchstaben

$\mathbf{m} \cdot \mathbf{s}^{-2}$	Beschleunigung
m ²	Fläche bzw. Querschnittsfläche
m^2	Projizierte Fahrzeugquerschnittsfläche
kg·s ⁻¹	Dämpfungskoeffizient
kg·s ⁻¹	Dämpfungskoeffizienten als Tensor
-	Luftwiderstandsbeiwert
-	Wert Abweichung bzgl. festgelegter Zwangsbedingungen
m	Knotenverschiebungen als Tensor
-	Festgelegter Distanzwert zwischen Trajektorien
$N \cdot m^{-2}$	Wert des E-Moduls
-	Elementareffekt des Haupteffektes
-	Elementareffekt des i-ten Parameters
-	Elementareffekt der Wechselwirkung
	$m \cdot s^{-2}$ m^2 m^2 $kg \cdot s^{-1}$ $kg \cdot s^{-1}$ - - - - - - - - - - - - -

f_B	N⋅m ⁻³	Volumenkräfte
f_R	-	Rollwiderstandsbeiwert
f_S	$N \cdot m^{-2}$	Oberflächenkraft
F _i	Ν	Einzelkraft
g	m·s ⁻²	Erdschwerebeschleunigung
Н	m	Übertragungsfunktion
Ι	m ⁴	Flächenträgheitsmoment
ID _{best20,i}	-	Designs der besten 20 % Performancewerten Q_{best20}
k	-	Anzahl der Parameter
k _{ers}	$N \cdot m^{-1}$	Ersatzsteifigkeit pro Scheibenpaket an den Schlössern
k _{vl}	$N \cdot m^{-1}$	Ersatzsteifigkeit der variablen Anbindung in Längsrichtung
k_{vq}	$N \cdot m^{-1}$	Ersatzsteifigkeit der variablen Anbindung in Querrichtung
Κ	$N \cdot m^{-1}$	Steifigkeiten als Tensor
l	m	Länge
L	-	Schallpegel
L _{max}	-	Maximaler Schalldruckpegel
L_{Σ}	-	Schalldrucksummenpegel
Lbound	-	Untere Grenze des Parameterintervalls
LinWt	-	Linearer Gewichtungsfaktor
т	kg	Masse
М	kg	Massen als Tensor
n	-	Anzahl
Norm	-	Normalisierungsfaktor der Performancefunktion
Obj	-	Zielgröße
p	Pa	Schalldruck
Р	Ра	Schalldruckwerte als Tensor
${\widetilde p}_0$	Ра	Normaldruck
p_{Δ}	-	Anzahl der diskretisierten Stufen zur Trajektorienerstellung
p_{limit}	-	Qualitätsparameters für das Morris Sampling
p_{opt}	-	Wert im Falle der Gleichverteilung der Stichproben
<i>p_{RMS}</i>	Pa	Quadratisches Mittel des Schalldrucks
Q_{perf}	-	Performancewert der Optimierung
Q_{best20}	-	20 % beste Performancewerte der Optimierung
QuadWt	-	Quadratischer Gewichtungsfaktor
r	-	Anzahl an ausgewählten Trajektorien
r _{ext}	Ν	Äußere Knotenkraft
R _{ext}	Ν	Äußere Knotenkräfte als Tensor
------------------	------------------	---
R _i	-	Berechnete Moden aus FE-Modell für Modellabgleich
S	-	Optimierungsvariable in Funktion
S_{Δ}	-	Schrittweite bei der Trajektorienerstellung
S	-	Optimierungsziel -1 für Minimierung und 1 für Maximierung
S_{opt}	-	Menge bester Designs IDopt
$S_{t,opt}$	-	Teilmenge der unähnlichsten, besten Designs
t	-	Anzahl der unähnlichsten, besten Designs $S_{t,opt}$
u	m	Verschiebung
Ubound	-	Obere Grenze des Parameterintervalls
ν	$m \cdot s^{-1}$	Geschwindigkeit
W_i	-	Gemessene Moden am Hardwaremodell für Modellabgleich
x	-	Eingangsgröße
у	-	Ausgangsgröße

Griechische Buchstaben

α	0	Steigung
$\alpha_{fl}(\tau)$	m	Fluidanregung
$\alpha_{str}(\tau)$	m	Strukturanregung
δε	-	Dehnung
μ	-	Mittelwert (der Elementareffekte)
μ^*	-	Absoluter Mittelwert (der Elementareffekte)
ξ	-	Beliebige Funktion
ρ		Massendichte
$ ho_L$	kg⋅m ⁻³	Dichte Luft
σ	-	Standardabweichung (der Elementareffekte)
ω	1/s	Kreisfrequenz
χ	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	Dämpfungsparameter
ψ	m	Amplitude
Ω^k	-	Variablenraum mit einer Anzahl k Variablen

Literaturverzeichnis

- [1] **D. Gross, W. Hauger, J. Schröder, W. Wall: (2012)** *Technische Mechanik 3.* Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [2] P. Alonso, A. Milner, R. Ketcham: (2004) *The avian nature of the brain and inner ear of Archaeopteryx*. Nature 430, S. 666–669.
- [3] E. Asutay, D. Västfjäll: (2019) *Kap. Sound and Emotion. In: The Oxford Handbook of Sound and Imagination, Volume 2.* Oxford Handbooks, S. 369-408.
- [4] **H. Scharlach: (2002)** *Lärmkarten kartographische Grundlagen und audiovisuelle Realisierung.* Dissertation: Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Geowissenschaften.
- [5] Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V.: (2006) Akustische Wellen und Felder. Berlin.
- [6] K. Genuit: (2010) Sound-Engineering im Automobilbereich. Springer Berlin Heidelberg.
- [7] W. Appel, H. Brähler, U. Dahlhaus, Th. Esch, S. Kopp, B. Rhein: (2016) *Nutzfahrzeugtechnik*. Springer Fachmedien Wiesbaden.
- [8] **Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit: (2020)** *Das System der CO2-Flottengrenzwerte für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge.* Verordnung, Berlin.
- [9] K. Pflüger, M. Brandl, F. Bernhard, U. Feitzelmayer: (2010) *Fahrzeugakustik*. Springer Vienna.
- [10] P. Zeller: (2018) Handbuch Fahrzeugakustik. Springer Fachmedien Wiesbaden.
- [11] **M. Brandstätter: (2013)** *Tieffrequente Geräusche in einem Kraftfahrzeug bei Unebenheitsanregung.* Dissertation: Technischen Universität Berlin.
- [12] A. Moroncini, L. Cremers, M. Kroiss: (2010) NVH Structural Optimization using Beams and Shells FE Concept Models in the early Car Development Phase. Tagungsbeitrag: 24. ISMA Tagung, Leuven. S. 4163-4178.
- [13] L. Cremers, N. Masri, T. Tamarozzi, L. Coox, M. Landrain, B. Vanderheggen: (2013) *Full* vehicle early-phase concept optimization for premium NVH comfort at BMW. Tagungsbeitrag: Nutzerkonferenz MSC Software, Los Angeles.
- [14] M. Kroiss, L. Cremers, V. Evangelou: (2013) *Conceptual car design at BMW with focus on NVH performance*. Tagungsbeitrag: 5. ANSA & µETA Konferenz, Thessaloniki.
- [15] P. Doke, M. Fard, R. Jazar: (2012) Vehicle concept modeling: A new technology for structures weight reduction. Tagungsbeitrag: Procedia Engineering Vol. 49. S. 287-293.
- [16] E. Böhler, G. Wagner, H. Priebsch, M. Bauer: (2005) Calculation of acoustical room for improve-ments of light-weight body constructions using FEM. ATZ worldwide Vol. 107, Iss. 10.
- [17] J. Britto, S. Karmakar, M. Muthuveeraswamy, B. Natarajasundaram: (2016) High Speed Booming Noise Reduction in Passenger Car by Application of Cost Optimized NVH Solution. Tagungsbeitrag: 9th SAEINDIA International Mobility Conference, New Delhi.
- [18] T. Mochihara, R. Sawada, T. Jinmon, V. Deshpande: (2011) CAE Methodology for Optimi-zing NVH, Functional Reliability and Mass Reduction at Engine Concept Design Phase. Tagungsbeitrag: SAE 2011 Noise and Vibration Conference and Exhibition, Grand Rapids.
- [19] G. Prater, S. Zhang, A. Shahhosseini, G. Osborne: (2008) Application and Experimental Validation of Gauge Sensitivity Indices for Vehicle Body Structure Optimization. Tagungsbeitrag: SAE World Congress & Exhibition.

- [20] G. Prater, S. Zhang, A. Shahhosseini, C. Richards, G. Osborne: (2009) Gauge sensitivity indices for vehicle body structure assessment and optimisation. International Journal Vehicle Systems Modelling and Testing, Vol. 4, S. 79-101.
- [21] M. Ochmann, S. Lipper, O. Estorff: (2017) Numerische Methoden der Technischen Akustik. Springer Berlin Heidelberg.
- [22] P. Gu, F. Xiong, H. Zhao, X. Kai: (2017) Challenges of achieving better NVH performance for Chinese domestic brands. Tagungsbeitrag 4. Internationale ATZ-Fachtagung Fahrzeugakustik, Zürich, S. 1-20.
- [23] **C. Zhang: (2008)** *NVH performance vs weight reduction: classical and innovative solutions.* Renault Nissan, 2008.
- [24] J. Zhang, G. Zhu, X. Zhang, H. Liu: (2015) *The Vehicle NVH Development and Engineering Application of the Lightweight Sound Package*. Tagungsbeitrag: SAE-China Congress, S. 291-300
- [25] C. Cameron: (2009) *Design of Multifunctional Body Panels in Automotive Applications*. Dissertation: KTH School of Engineering Sciences.
- [26] **O. Olatunbosun, G. Kang: (2011)** Application of FE analysis in the development of the vibroacoustic package of a light weight sports car chassis. Tagungsbeitrag: InterNoise11, Osaka, S. 718-727.
- [27] A. Gauchia, V. Diaz, M. Boada, O. Olatunbosun, B. Boada: (2010) Bus structure behavior under driving manoeuvring and evaluation of the effect of an active roll system. International Journal of Vehicle Structures, Vol. 2, S. 14-19.
- [28] A. Gauchia, V. Diaz, M. Boada, O. Olatunbosun, B. Boada: (2009) *Simplified dynamic torsional model of an urban bus*. International Journal of Heavy Vehicle Systems. Vol. 16, Iss. 3, S. 341-353.
- [29] G. Bankar: (2017) Study and Experimental Analysis of Engine Mounting Bracket of Light Commercial Vehicle. International Journal for Scientific Research & Development. Vol. 4, Iss. 12, S. 512-517.
- [30] J. Yoo, T. Courtois, J. Horak, F. Ronzio, S. Lee: (2015) Vehicle validation of the structure-borne noise of a lightweight body and trim design solution obtained with new integrated FE optimization.
 3. Internationale ATZ-Fachtagung.
- [31] Y. Gur, R. Wykoff, K. Nietering, D. Wagner: (2012) *NVH Performance of Lightweight Glazing Materials in Vehicle Design*. Tagungsbeitrag: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Houston, S. 105-112.
- [32] Y. Gur, J. Pan, D. Wagner: (2017) Low- and high-frequency NVH CAE test methods for development of a lightweight sedan design. Tagungsbeitrag: 4. Internationale ATZ-Fachtagung Fahrzeugakustik, Ruschlikon, S. 21-41.
- [33] A. Mascarin, T. Hannibal, A. Raghunathan, Z. Ivanic, J. Francfort: (2015) Vehicle Lightweighting: 40% and 45% Weight Savings Analysis: Technical Cost Modeling for Vehicle Lightweighting. Bericht: Idaho National Laboratory, 2015.
- [34] J. Hirsch: (2013) *Recent development in aluminium for automotive applications*. Transactions of Nonferrous Metals Society of China. 24. Vol. 24, Iss. 7, S. 1995-2002.
- [35] J. Holmes, E. Zeitler, J. Yanger, E. Euller, M. Schwalbe: (2015) Cost, Effectiveness and Deplopment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles. Bericht: National Research Council, Washington.
- [36] **Ducker Research: (2012)** *EAA Aluminium Penetration In Cars Final Report.* Ducker World-wide LLC, Boulogne-Billancourt.
- [37] M. Tisza, I. Czinege: (2018) Comparative study of the application of steels and aluminium in lightweight production of automotive parts. International Journal of Lightweight Materials and Manufacture, Vol.1, Iss. 4, S. 229-238.

- [38] M. Stevens, S. Modi, M. Chess: (2016) *Mixed Materials Solutions: Alternative Materials for Door Assemblies.* Bericht: Center for Automotive Research, 2016.
- [39] J. Baron, S. Modi: (2016) *Assessing the Fleet-wide Material Technology and Costs to Lightweight Vehicles*. Bericht: Center for Automotive Research, Ann Arbor.
- [40] A. Thielmann, C. Lerch, W. Seeliger, B. Günther: (2014) Wertschöpfungspotenziale im Leichtbau und deren Bedeutung für Baden-Württemberg. Bericht: Fraunhofer ISI, ICT, IPA i.A. Leichtbau BW GmbH, Stuttgard.
- [41] H. Agreli, J. Disson, B. Robin, M. Amblard: (2018) *NVH Analysis of Lightweight Steel Components in Full Vehicle*. Tagungsbeitrag: 10th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress: The European Automotive Noise Conference, Graz.
- [42] **M. Luegmair, H. Münch: (2015)** *Verbesserte Equivalent Radiated Power (ERP) Berechnung.* Tagungsbeitrag: 41. Jahrestagung für Akustik, DAGA, Nürnberg, S. 834-836.
- [43] **B. Schäppi, M. Andreasen, M. Kirchgeorg, F. Radermacher: (2005)** *Handbuch Produktentwick-lung*. Hanser Berlin.
- [44] **E. Meier: (2008)** *V-Modelle in Automotive-Projekten*. Magazin: Automobil-Elektronik. Ausgabe Februar 2008.
- [45] A. Fuchs, E. Nijman, H. Priebsch: (2016) *Automotive NVH Technology*. Springer Cham Heidelberg New York Dordrecht London.
- [46] **S. Herold: (2003)** *Simulation des dynamischen und akustischen Verhaltens aktiver Systeme im Zeitbereich.* Dissertation: Technischen Universität Darmstadt.
- [47] **J. Wandinger: (2007)** *Elastodynamik 1: Freie gedämpfte Schwingungen*. Vorlesungsskript: Hochschule München.
- [48] **D. Mok: (2001)** *Partitionierte Lösungsansätze in der Strukturdynamik und der Fluid-Struktur-Interaktion.* Dissertation: Universität Stuttgart.
- [49] M. Möser: (2015) *Technische Akustik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [50] G. Jazar, R. Alkhatib, M. Golnaraghi: (2007) Root mean square optimization criterion for vibration behaviour of linear quarter car using analytical methods. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. Vol. 44, Iss. 6, S. 477-512.
- [51] G. Ellenrieder, T. Gänsicke, M. Goede, H. Herrmann: (2013) Kap. Leichtbaustrategien. In: Leichtbau in der Fahrzeugtechnik. Springer Fachmedien Wiesbaden, S. 45-123.
- [52] **A. Dazio: (2009).** *Tragwerksdynamik und Schwingungsprobleme*. Handreichung: ETH Zürich, Proffesur für Erdbebeningenieurwesen und Baudynamik.
- [53] K. Klotter: (1960) Technische Schwingungslehre; Schwinger von mehreren Freiheitsgraden. Springer-Verlag Berlin, Göttingen, Heidelberg.
- [54] **Predictive Engineering: (2012)** *Connection Technology with RBE2, RBE3 and CBUSH.* White Paper: Predictive Engineering, Portland Oregon.
- [55] MSC Software GmbH: (2020) *Quick Reference Guide*. MSC Software Santa Ana.
- [56] **A. Berkopec: (2014)** Cantilever Beam Equation for Almost Arbitrary Deflections: Derivation and Worked Examples. White Paper: Elsevier Ljubljana.
- [57] **F. Gruttmann, W. Wagner: (2003)** *A stabilized one-point integrated quadrilateral Reissner-Mindlin plate element.* International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 61, Iss. 13, S. 2273-2295.
- [58] S. Raghu: (2010) Finite Element Modelling Techniques in MSC.NASTRAN and LS/DYNA. Maverick United Consulting Enigineers, CreateSpace Independent Publishing Platform, Kuala Lumpur.

- [59] **Tzu-Jeng Su, Jer-Nan Juang: (1994)** *Substructure system identification and synthesis.* Journal of Guidiance, Control and Dynamics, Vol. 17, S. 1087-1095.
- [60] **D. Klerk, D. Rixen, S. Voormeeren: (2008).** *General Framework for Dynamic Substructuring: History, Review, and Classification of Techniques.* AIAA Journal, Vol. 46, Iss. 5, S. 1169-1181.
- [61] **B. Kammermeier, J. Mayet, D. J. Rixen: (2020)** *Hybrid Substructure Assembly Techniques for Efficient and Robust Optimization of Additional Structures in Late Phase NVH Design: A Compar-ison.* Dynamic Substructures, Vol. 4. Springer, S. 35-45.
- [62] A. Ryberg, R. Bäckryd, L. Nilsson: (2014) *A metamodel-based multidisciplinary design optimization process for automotive structures*. Engineering with Computers, Vol. 31, S. 711-728.
- [63] H. Fang, M. Rais-Rohani, Z. Liu, M. Horstemeyer: (2015) A comparative study of metamodeling methods for multiobjective crashworthiness optimization. Computers and Structures, Vol. 83, Iss. 85-86, S. 2121-2136.
- [64] M. Metcalf, J. Reid, M. Cohen: (2011) Modern Fortran Explained. Oxford University Press.
- [65] W. Schneider: (1979) Fortran, Einführung für Techniker. Springer-Verlag, 2. Auflage.
- [66] Siemens PLM Software: (2014) NX Nastran User's Guide. Siemens Industry Software, Dallas.
- [67] A. Cifuentes: (1989) Using MSC/Nastran Statics and Dynamics. Springer Verlag New York.
- [68] **G. Holzapfel: (2000)** *Nonlinear solid mechanics: a continuum approach for engineering.* John Wiley & Sons Ltd., 2000.
- [69] **K. Bathe: (2007)** *Finite Element Method.* Wiley Online Library.
- [70] **T. Hughes: (2000)** *The finite element method: linear static and dynamic finite element analysis.* Dover Publications, 2000.
- [71] P. Wriggers: (2008) Nonlinear finite element methods. Springer Nature Switzerland, 2008
- [72] **O. Zienkiewicz, R. Taylor, J. Zhu: (2005)** *The finite element method: its basis and fundamentals.* Butterworth-Heinemann.
- [73] **R. Cook, D. Malkus: (2002)** *Concepts and Applications of Finite Element Analysis.* Wiley New York.
- [74] **W. Desmet, D. Vandepitte: (2005).** *Finite Element Modeling for Acoustics. Numerical Acoustics.* LMS International. Neuformatierte Auflage aus 13th ISAAC Congress.
- [75] **T. Apel, V. Mehrmann, D. Watkins: (2002).** Structured eigenvalue methods for the computation of corner singularities in 3D anisotropic elastic structures. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 191, Iss. 39-40, S. 4459-4473.
- [76] **N. Rastogi: (2005),** *Forced Frequency Response Analysis of Multimaterial Systems.* Tagungsbeitrag: Noise and Vibration Conference and Exhibition, Traverse City.
- [77] M. Black, M. Rao: (2001) Material Damping Properties: A Comparison of Laboratory Test Methods and the Relationship to In-Vehicle Performance. Tagungsbeitrag: Noise & Vibration Conference & Exposition, Traverse City, Vol. 6, S. 1709-1716.
- [78] **B. Iooss, P. Lemaître: (2015).** Kap. A review on global sensitivity analysis methods. In: Uncertainty Management in Simulation-Optimization of Complex Systems. Springer US, S. 101-122.
- [79] A. Saltelli, K. Aleksankina, W. Becker, P. Fennell, F. Ferretti, N. Holst, L. Sushan, Q. Wu: (2019) Why So Many Published Sensitivity Analyses Are False. A Systematic Review of Sensitivity Analysis Practices. Environmental Modelling & Software, Vol. 114, S. 29-39.

- [80] **M. Firl: (2010)** *Optimal Shape Design of Shell Structures.* Dissertation: Technische Univer-sität München.
- [81] U. Israel: (2015) Optimierung in der Fluid-Struktur-Interaktion: Sensitivitätsanalyse für die Formoptimierung auf Grundlage des partitionierten Verfahrens. Dissertation: Technischen Universität München.
- [82] Siemens PLM: (2019) Simcenter Nastran Design Sensitivity and Optimization User's Guide. Siemens PLM Software, Dallas.
- [83] A. Saltelli, S. Trantola, F. Campolongo, M. Ratto: (2004). Sensitivity Analysis in Practice. John Wiley & Sons, Ltd.
- [84] M. Morris: (1991) Factorial Sampling Plans for Preliminary Computation Experiments. Technometrics. Vol. 30, Iss. 2, S. 161-174.
- [85] S. Han: (2011) Varianzbasierte Sensitivitätsanalyse als Beitrag zur Bewertung der Zuverlässigkeit adaptronischer Struktursysteme. Dissertation: Technischen Universität Darmstadt.
- [86] **B. Iooss, A. Saltelli: (2016)** *Kap. Introduction to Sensitivity Analysis. In: Handbook of Uncertainty Quantification.* Springer International, S. 1103-1122.
- [87] E. Rocquigny, N. Devictor, S. Tarantola: (2008) Uncertainty in industrial practice. John Wiley & Sons, Ltd.
- [88] K. Sieberts, D. Bebber, T, Hochkirchen: (2017) Statistische Versuchsplanung. Design of *Experiments (DoE)*. Springer Berlin Heidelberg.
- [89] F. Campolongo, J. Cariboni, A. Saltelli: (2007) *An effective screening design for sensitivity analysis of large models*. Environmetal Modelling & Software, Vol. 22, Iss.10, S.1509-1518.
- [90] **H. Janssen: (2013)** *Monte-Carlo Based Uncertainty Analysis: Sampling Efficiency and Sampling Convergence.* Reliability Engineering & System Safety, Leuven, Vol. 109: 123-132.
- [91] J. Helton, F. Davis: (2003) Latin hypercube sampling and the propagation of uncertainty in analyses of complex systems. Reliability Engineering & System Safety, Vol. 81, Iss. 1., S. 23-69.
- [92] S. Kux: (2011) Hybride Optimierung; Hybride Optimierungsstrategien für komplexe technische Aufgabenstellungen. AV Akademikerverlag.
- [93] **M. Fu: (2002)** *Optimization for Simulation: Theory vs. Praxis.* INFORMS Journal on Computing, Vol. 3, Iss. 3, S. 192–215.
- [94] W. Alt: (2002) Nichtlineare Optimierung; Eine Einführung in Theorie, Verfahren und Anwendungen. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft Braunschweig.
- [95] **K. Schittkovski (1999),** *Mathematische Grundlagen von Optimierungsverfahren.* Handreichung: Mathematisches Institut Bayreuth.
- [96] R. Martí, R. Aceves, M. León, J. Moreno-Vega, A. Duarte: (2019) Kap. Intelligent Multi-Start Methods. In: Handbook of Metaheuristics. Springer International Publishing, S. 221-243.
- [97] **B. Kost: (2003)** *Optimierung mit Evolutionsstrategien; Eine Einführung in Methodik und Praxis mit Visualisierungsprogrammen.* Wissenschaftlicher Verlag Harri Deutsch.
- [98] **M. Buttelmann, B. Lohmann: (2004)** *Optimierung mit Genetischen Algorithmen und eine Anwendung zur Modellreduktion.* Automatisierungstechnik, Vol. 52, S. 151-163.
- [99] **A. Kottenhahn: (2016)** *Dynamische Distanzminimierungprobleme mit variablem Schwierigkeitsgrad für multikriterielle Optimierung*. Masterarbeit: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.
- [100] M. Clerc, J. Kennedy: (2002) The particle swarm explosion, stability, and convergence in a multidimensional complex space. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, Vol. 6, Iss. 1, S. 58 - 73.
- [101] F. Holderied: (2000) Optimierungsverfahren. Handreichung: Universität Karlsruhe.

- [102] **D. Schröder, M. Buss: (2017)** Kap. Stochastische Optimierungsverfahren. In: Intelligente Verfahren. Springer Berlin Heidelberg, S. 377-398.
- [103] **D. Müller, M. Stöber, A. Thümmler: (2006)** *Einsatz der Response Surface Methode zur Optimierung komplexer Simulationsmodelle*. Bericht: LS Informatik Dortmund, Sonderforschungsbereich 559.
- [104] N. Chase, M. Rademacher, E. Goodman, R. Averill, R. Sidhu: (2009) *A Benchmark Study of Multi-Objective Optimization Methods*. Red Cedar Technology, East Lansing.
- [105] N. Chase, M. Rademacher, E. Goodman, R. Averill, R. Sidhu: (2010) A Benchmark Study of Optimization Search Algorithms. Red Cedar Technology, East Lansing.
- [106] **P. Pelz, P. Groche: (2016)** Antrag auf Finanzierung der dritten Förderperiode des Sonderforschungsbereichs 805. Technische Universität Darmstadt.
- [107] **M. Holl: (2017)** Zur modellbasierten, ganzheitlich-optimalen Entscheidung uber technische Systeme. Dissertation: Technischen Universität Darmstadt.
- [108] **C.Tyralla: (2016)** *Identifikation und Reduktion struktureller Unsicherheiten in hydrologischen Modellen.* Dissertation: Ruhr Universität Bochum.
- [109] **R. Platz: (2021),** Approach to Assess Basic Deterministic Data and Model Form Uncertaint in Passive and Active Vibration Isolation. Tagungsbeitrag: 4th International Conference on Uncertainty in Mechanical Engineering.
- [110] C. Roy, W. Oberkampf: (2011) A comprehensive framework for verification, validation, and uncertainty quantification in scientific computing. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 200, Iss. 25–28, S. 2131–2144.
- [111] W. Chai, A. Saidi, A. Zine, C. Droz, W. You, M. Ichchou: (2020) Comparison of uncertainty quantification process using statistical and data mining algorithms. Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 61, S. 587–598.
- [112] S. Cram, M. Lugmair, D. Nunno, S. Marburg: (2021) Uncertainty Quantification of Verhicle Door Parameters With Pearson Charts in Context of Vibroaccoustics. Tagungsbeitrag: 27th International Congress on Sound and Vibration (ICSV).
- [113] J. Millitzer, J. Hansmann, G. Lapiccirella, C. Tamm, S. Herold: (2021) Kap. Tuning and Emulation of Mechanical Characteristics – Tunable Mounts and a Mechanical Hardware-in-the-Loop Approach for More Efficient Research and Testing. In: Uncertainty in Mechanical Engineering. Springer International Publishing, S. 129-144.
- [114] M. Lugmair, J. Schmid: (2020). *Challenges in Vibroacoustic Vehicle Body Simulation Including Uncertainties*. Tagungsbeitrag: 11th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress.
- [115] **C. Sorger: (2012)** Generierung von Netzen für Finite Elemente hoher Ordnung in zwei und drei Raumdimensionen. Dissertation: Technische Universität München.
- [116] **T. Wysocki, M. Leupolz, F. Gauterin: (2020)** *Metamodels Resulting from Two Different Geometry Morphing Approaches Are Suitable to Direct the Modification of Structure-Born Noise Transfer in the Digital Design Phase.* Applied System Innovations, Vol. 3, Iss. 4.
- [117] **T. Wysocki, F. Rieger, D. Tsokaktsidis, F. Gauterin: (2021)** Generating Component Designs for an Improved NVH Performance by Using an Artificial Neural Network as an Optimization Metamodel. Design of Autonomous and Unmanned Systems, Vol. 5, Iss. 2.
- [118] **T. Diestmann, N. Broedling, B. Götz, T. Melz: (2021)** Kap. Surrogate Model-Based Uncertainty Quantification for a Helical Gear Pair Helical Gear Pair. In: Uncertainty in Mechanical Engineering. Springer International Publishing, S. 191-207.
- [119] J. Will, J. Möller, E. Bauer: (2004) Robustness evaluations of the NVH comfort using full vehicle models by means of stochastic analysis. Tagungsbeitrag: Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau.

- [120] H. Gaertner, B. Roehrig, R. Schenk: (1995) *Heckklappe eines Kraftfahrzeugs*. Patent: DE19548282A1.
- [121] L. Fahrmeir, T. Kneib, S. Lang: (2009) *Regression; Modelle, Methoden und Anwendungen.* Springer Berlin, Heidelberg.
- [122] **Fa. R Core Team: (2019)** Morris Sensitivity Analysis. URL: https://rdrr.io/rforge/sensitivity/src/ R/morris.R. Zugriff: 02. Mai 2019.
- [123] **M. Bronzova: (2021)** Increasing adjustability of acoustic system properties by activating fixed control levers. Masterarbeit: Technische Universität München.
- [124] M. Bronzova, L. Berk, C. Adams, F. Duddeck: (2021) *Increasing adjustability of acoustic system* properties by activating fixed control levers. 47. Jahrestagung für Akustik DAGA, Wien.
- [125] W. Roddeck: (2013) Modellbildung und Simulation. Springer Fachmedien Wiesbaden.
- [126] A. Zanarini, F. Coninck, K. Mendrok, P. Sas: (2005) Direct and Indirect Vibro-Acoustic Measurements for Road Noise NVH Predictions. Tagungsbeitrag: ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Long Beach, S. 353-361.
- [127] S. Rešković, T. Brlić and F. Skender: (2020) Application the Method Digital Image Correlation for Measurement of Small Deformations at the Beginning of Plastic Flow of Materials. Tagungsband: New Technologies, Development and Applications III, Sarajevo, S. 299-304.
- [128] R. Isermann: (1992) Identifikation dynamischer Systeme 1. Springer Berlin Heidelberg.
- [129] **D. Hrdina: (2016)** Kap. Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Simulationsrechnungen. In: Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik. Springer Fachmedien Wiesbaden, S. 109-114.
- [130] S. Schwarz: (2016) Prognosefähigkeit dynamischer Simulationen von Werkzeugmaschinenstrukturen. Dissertation: Technische Universität München.
- [131] J. Hartog: (1936). Kap. Zusammenstellung wichtiger Formeln. In: Mechanische Schwingungen.: Springer Berlin, S. 405-427.
- [132] K. Magnus, K. Popp, W. Sextro: (2008) Schwingungen. Vieweg+Teubner Wiesbaden.
- [133] D. Adamski: (2014) Simulation in der Fahrwerktechnik. Springer Fachmedien Wiesbaden.
- [134] S. Muenstermann: (2004) FAT-Schriftenreihe; Einflussgroessen auf den Elastizitaetsmodul von Staehlen fuer den Fahrzeugbau. Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., Iss. 182.
- [135] **T. Ting, T. Chen, W. Twomey: (1993)** *Correlating mode shapes based on the modal assurance criterion.* Finite Elements in Analysis and Design. Vol. 14, Iss. 4, S. 353-360.
- [136] C. Haupt: (2013) Ein multiphysikalisches Simulationsmodell zur Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagementkonzepten im Kraftfahrzeug. Dissertation: Technische Universität München.
- [137] **H. Bossel: (1992)** *Modellbildung und Simulation: Konzepte, Verfahren und Modelle zum Verhalten dynamischer.* Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden.
- [138] A. Schumacher: (2005) *Kap. Optimierungsstrategien. In: Optimierung mechanischer Strukturen.* Springer-Verlag Berlin Heidelberg, S. 135-161.
- [139] K. Schreiner: (2020) Kap. Hybrid- und Elektrofahrzeuge. In: Basiswissen Verbrennungsmotor. Springer Fachmedien Wiesbaden, S. 257-271.
- [140] Tüv Nord: (2021) Wirkungsgrad Die Nutzbarkeit der Energie. URL: https://www.tuevnord.de/de/privatkunden/verkehr/auto-motorrad-caravan/elektromobilitaet/wirkungsgrad/. Zugriff: 9. Oktober 2021.
- [141] M. Mürmann: (2013) Wahrscheinlichkeitstheorie und Stochastische Prozesse, Springer Berlin Heidelberg.

- [142] S. Sharma, F. Maréchal: (2019) Carbon Dioxide Capture From Internal Combustion Engine Exhaust Using Temperature Swing Adsorption. Frontiers in Energy Research, Iss. 7, S. 143, 2019.
- [143] A. Nashif, D. Jones, J. Henderson: (1985) Vibration Damping. John Wiley & Sons Inc, New York.
- [144] L. Ackermann: (2001) *Simulation der Schalltransmission*. Handreichung: Technische Universität Braunschweig.
- [145] H. Holzer: (2021) Jeder dritte Neuwagen ist ein SUV. https://www.handelsblatt.com/mobilitaet/ motor/absatzstatistik-jeder-dritte-neuwagen-ist-ein-suv/27496700.html?ticket=ST-6597010-x1iSv 3ennUDqDQsZGL7o-ap5. Zugriff: 20. Oktober 2021.
- [146] **Tagesschau: (2021)** *Deutsche E-Autos dominieren Heimatmarkt*. https://www.tagesschau.de/ wirtschaft/konjunktur/verbrenner-elektrofahrzeuge-neuzulassungen-kba-101.html. Zugriff: 20. Oktober 2021.
- [147] C. Schwarzer: (2021) Bremsenergierückgewinnung und ihr Wirkungsgrad. https://www.heise.de/ autos/artikel/Bremsenergierueckgewinnung-und-ihr-Wirkungsgrad-4340576.html. Zugriff: 20. Oktober 2021.
- [148] **K. August: (2020)** *Wie viel CO2 steckt in einem Liter Benzin.* https://www.helmholtz.de/erde-und-umwelt/wie-viel-co2-steckt-in-einem-liter-benzin/. Zugriff: 11. Oktober 2021.