

Entwicklung eines Schichtaufbaus zur energieeffizienten Schalldämmung bei Geschirrspülvollautomaten

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades
Dr.-Ing.

eingereicht an der
Mathematisch-Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät
der Universität Augsburg

von

Alexander Sing

Augsburg, Dezember 2016



Erstgutachter: Prof. Dr. Siegfried R. Horn
Zweitgutachter: Prof. Dr. Ferdinand Haider

Tag der mündlichen Prüfung: 22.02.2017

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Wissenschaft und Technik	5
2.1	Akustische Phänomene	5
2.1.1	Schallausbreitung in Gasen	5
2.1.2	Schallausbreitung in Festkörpern	7
2.1.3	Impedanz und Schallabstrahlung	10
2.1.4	Schallabsorption in porösen Medien	12
2.1.5	Luftschalldämmung ebener Platten	14
2.1.6	Körperschalldämpfung von Biegewellen	19
2.1.7	Betrachtung mehrschichtiger Platten	25
2.1.8	Bestimmung des Schallleistungspegels	28
2.2	Thermodynamische Phänomene	33
2.2.1	Wärme- und Energieübertragung	33
2.2.2	Wärmeleitung durch ebene Wände	34
2.2.3	Konvektion	35
2.2.4	Wärmestrahlung	38
3	Beschreibung des Untersuchungsobjekts	41
3.1	Konzept des Geschirrspülvollautomats	41
3.2	Prozessablauf des Vergleichsprogramms	45
3.3	Wärme- und Energiehaushalt	47
3.4	Aufbau zur Bestimmung des Energieverbrauchs	48
3.5	Schallentstehungs- und Transportmechanismen	50
3.6	Aufbau zur Bestimmung der Schallemission	52
4	Handlungsbedarf und Zielsetzung	57

5	Experimenteller Aufbau	59
5.1	Akustische und mechanische Eigenschaften	59
5.1.1	Bestimmung der Materialdämpfung nach DIN EN ISO 6721	59
5.1.2	Rheometer	63
5.1.3	Kundtsches Rohr	65
5.1.4	Materialcharakterisierung im Fensterprüfstand	67
5.1.5	Ermittlung des Sprühstrahlkraftspektrums	69
5.2	Thermodynamische Eigenschaften	71
5.2.1	Wärmestrommessplatten-Gerät	71
5.2.2	Transient Hot Bridge	72
5.2.3	Differential Scanning Calorimetry	75
5.2.4	Erfassung des Wärmestroms durch Wände	77
6	Thermodynamische Systemsimulation	81
6.1	Terminologie	81
6.2	Modellbildung	82
6.3	Validierung und Verifikation von Simulationen	82
6.4	Systemsimulation mit OpenModelica	84
7	Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten	87
7.1	Konventioneller Aufbau	87
7.1.1	Anordnung des Schichtsystems	87
7.1.2	Behälterwand	89
7.1.3	Bitumenmatte	89
7.1.4	Baumwollfaservlies	95
7.1.5	Außenverkleidung	97
7.1.6	Zusammenwirken im Verbund	98
7.2	Entwurf einer thermodynamischen Simulation	100
7.2.1	Abstraktion der Behältergeometrie und Komponenten	100
7.2.2	Modellaufbau	102
7.2.3	Validierung und Verifikation	105
7.2.4	Ableitung der Anforderungen bezüglich Energie	108
7.3	Analyse der Schallentstehung und -emission	110
7.3.1	Anregungsmechanismen	110
7.3.2	Anforderungen bezüglich Akustik	114

8	Diskussion und Entwicklung alternativer Schichtsysteme	117
8.1	Entwurf verbesserter Varianten	117
8.2	Untersuchungen am Geschirrspülvollautomaten	119
8.2.1	Messaufbau	119
8.2.2	Polyurethan Hartschaum	121
8.2.3	Viskoelastischer Polyurethan-Schaum	126
8.2.4	Vergleich viskoser und elastischer Schaum	134
8.3	Interpretation der Ergebnisse	135
9	Zusammenfassung und Ausblick	137
	Symbolverzeichnis	141
	Abkürzungsverzeichnis	147
	Literaturverzeichnis	149

1 Einleitung

Eine der größten Herausforderungen für die Europäische Union (EU) ist es, Arbeitsplätze und Wachstum für die jetzige und kommenden Generationen sicherzustellen. Dabei sollen möglichst keine Abstriche beim Kampf gegen die Klimaerwärmung und im Umweltschutz in Kauf genommen werden. Nachhaltiges Wachstum ist daher eines der Kernziele der europäischen Wirtschaftspolitik (EUROPEAN COMMISSION 2015). Um dies zu erreichen muss der stetig wachsende Energie- und Ressourcenbedarf der Bevölkerung und Industrie begrenzt werden. Daher wurde von der EU Anfang des 21. Jahrhunderts die Ökodesign-Richtlinie auf den Weg gebracht. Seit Inkrafttreten dieser im Jahr 2005 und Aktualisierung im Oktober 2009 ist der zu erwartende jährliche Energieverbrauch von vielen elektrischen Geräten für den Verbraucher schon vor dem Kauf eines Produkts sichtbar (BMUB 2015). Neben dem Energieverbrauch pro Jahr sind auch weitere, produktspezifische Merkmale in standardisierter Form angegeben. Dies führte in den vergangenen Jahren zu einem verstärkten Wettbewerb zwischen Herstellern von Haushaltsgeräten und einer kontinuierlichen Verbesserung dieser angegebenen Produkteigenschaften, bei gleichzeitiger Senkung des Energieverbrauchs.

Auch das Haushaltsgroßgerät Geschirrspülvollautomat (GV) ist von jener Richtlinie betroffen und wird stetig hinsichtlich geringerem Energieverbrauch bei gleichen oder verbesserten Gebrauchseigenschaften weiterentwickelt. Neben dem Energie- und Wasserverbrauch bezogen auf 280 Spülzyklen pro Jahr sind weitere wichtige Eigenschaften des Produkts auf der Energieverbrauchskennzeichnung (EU-Energielabel) angegeben. Bei einem GV sind folgende produktspezifische Daten angegeben (BUNDESREGIERUNG 2015):

- Hersteller und Modellbezeichnung
- Energieeffizienzklasse (von A+++ bis D)
- Jahresenergieverbrauch in kWh/a
- Wasserverbrauch in l/a
- Trocknungswirkungsklasse (von A bis G)

1 Einleitung

- Maximale Beladungsmenge in Maßgedecken
- Durchschnittliche Geräusentwicklung in dB(A) rel. 1pW
- Nummer der EU-Verordnung (aktuell: 2010/1059)

Eine Reinigungswirkung der Klasse A wird beim aktuellen Energielabel als Mindestanforderung vorausgesetzt und deshalb nicht explizit angegeben. Abbildung 1.1 zeigt das Energielabel der EU.

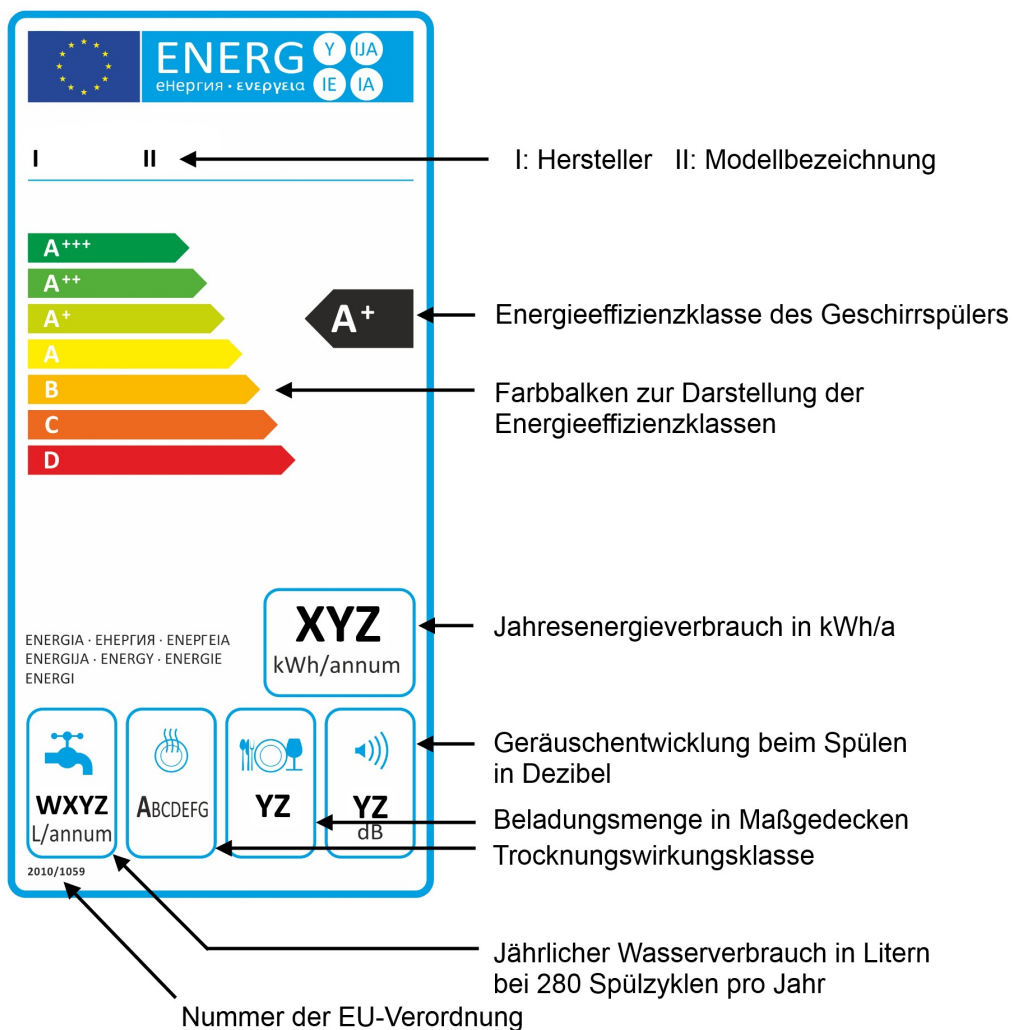


Abbildung 1.1: EU-Energielabel für Geschirrspüler nach UMWELTBUNDESAMT (2015)

Die besondere Herausforderung stellt dabei die gegenseitige Beeinflussung der auf dem Energielabel angegebenen Produkteigenschaften dar. So kann durch Absenkung des Wasserverbrauchs auch der Energieverbrauch reduziert werden, da weniger Wasser erhitzt werden muss. Dies hat unter Umständen eine Verschlechterung der Reinigungswirkung zur Folge, so dass die Klasse A nicht mehr erreicht werden kann. Eine Erhöhung der Wassertemperaturen während des Zyklus hat einen positiven Einfluss

auf die Reinigungs- und Trocknungswirkung, führt jedoch zu einem erhöhten Energieverbrauch.

Ebenso gibt es eine wechselseitige Beeinflussung zwischen der Geräuscentwicklung und dem Energieverbrauch. Zur Reduzierung der abgestrahlten Schalleistung werden schwere Schalldämmmatten verwendet, welche direkt auf den Spülbehälter aufgebracht sind. Diese werden während des Spülzyklus ebenso wie das Geschirr und Wasser erwärmt und nehmen dabei einen nicht unerheblichen Teil der Gesamtenergie auf. Wird die belegte Fläche reduziert, so kann der Energieverbrauch gesenkt werden. Das zieht jedoch eine Erhöhung der abgestrahlten Schalleistung nach sich, da der Behälter in diesem Zustand akustisch schlechter gedämmt ist.

Diese wechselseitige Beeinflussung, insbesondere zwischen Energieverbrauch und Schallemission, soll in dieser Arbeit untersucht werden. Dabei wird insbesondere darauf eingegangen, in welcher Weise der Aufbau der Behälterwand Einfluss sowohl auf den Energieverbrauch, als auch auf die akustischen Eigenschaften hat. Wenn möglich soll eine Reduzierung des Energieverbrauchs bei gleichzeitiger Senkung der abgestrahlten akustischen Leistung erreicht werden.

Zunächst werden die physikalischen und technischen Grundlagen erläutert (Kapitel 2). Unter anderem wird die Schallausbreitung in Gasen und Festkörpern behandelt, wie auch Grundlagen der Schallabstrahlung, Luftschalldämmung und Körperschalldämpfung. Auch die für diese Arbeit besonders relevanten Zusammenhänge in mehrschichtigen Platten werden betrachtet. Neben den akustischen Phänomenen sind auch thermodynamische Phänomene relevant. Dazu zählt, außer der Wärmestrahlung und Wärmeübertragung durch Konvektion, vor allem auch die instationäre Wärmeleitung durch homogene Wände. Anschließend beschreibt Kapitel 3 das Untersuchungsobjekt, den Geschirrspülvollautomat. Es wird u. a. auf den Prozessablauf des Vergleichsprogramms eingegangen, wie auch auf den Aufbau des Geräts und die wesentlichen Komponenten. Danach kann der Handlungsbedarf abgeleitet und das Ziel der Arbeit definiert werden (Kapitel 4). Zur Zielerreichung ist die Anwendung verschiedener Messtechniken zur Bestimmung akustischer und thermischer Eigenschaften der verwendeten Materialien erforderlich. Diese Gerätschaften und Prinzipien werden in Kapitel 5 vorgestellt. Neben den Messtechniken sollen auch Methoden der Modellbildung und Simulation genutzt werden. Die wesentlichen Grundlagen zur Erstellung thermodynamischer Systemmodelle werden in Kapitel 6 angesprochen. In Kapitel 7 wird der konventionelle Wandaufbau eines GV untersucht. Neben den Materialeigenschaften der einzelnen Schichten, werden akustische Anregungsmechanismen und thermodynamische Vorgänge innerhalb des Schichtaufbaus betrachtet. Anschließend können energetische und akusti-

1 Einleitung

sche Anforderungen an einen verbesserten Aufbau gestellt werden. Aus diesen entsteht im Kapitel 8 eine alternative Anordnung der Schichten. Verschiedene Varianten und Materialien werden untersucht. Die Wirksamkeit dieser soll hier auch direkt am GV bestätigt werden. Die Erkenntnisse aus den Messungen und der Simulation zeigen den weiteren Weg auf.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

2.1 Akustische Phänomene

2.1.1 Schallausbreitung in Gasen

Zu Beginn sollen die Grundlagen der nicht-dispersiven Wellenausbreitung von Schall in Gasen betrachtet werden. Eine sehr detaillierte Beschreibung der Schallausbreitung ist in MÖSER (2007) zu finden. Hier sind nur die nötigsten Grundbegriffe und Zusammenhänge dargestellt. Zur Vereinfachung werden zunächst eindimensionale Schallfelder betrachtet. Bei diesen erfolgt die Wellenausbreitung nur entlang einer Raumkoordinate. Vernachlässigt man auch Abschwächungseffekte und Reflexionen, so ergibt sich der einfachste Fall der eindimensionalen Wellenausbreitung. Betrachtet man nun die sich in eine Richtung ausgedehnte Luftsäule als abwechselnde Aneinanderreihung von sehr kleinen Massenelementen (m) bzw. Federelementen (s), so erhält man einen Kettenleiter:

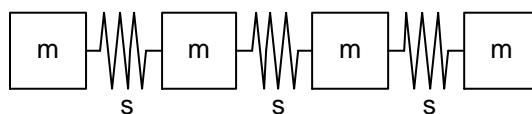


Abbildung 2.1: Darstellung eines Kettenleiter mit Massen m und Federelemente s nach MÖSER (2007)

An diesem Gedankenbeispiel lässt sich Anregung und Ausbreitung einer Welle verdeutlichen. Lenkt man die an einem Ende befindliche Masse um eine bestimmte Wegstrecke aus, so folgt das nächste Massenelement aufgrund seiner Trägheit nicht sofort dieser Bewegung. Es wird vielmehr das dazwischenliegende Federelement gestaucht. Diese verspätete Reaktion führt zu einer zeitlich verzögerten Fortpflanzung der Störung über den Wellenleiter hinweg. Wobei die Geschwindigkeit der Massenelemente als v und die Wandergeschwindigkeit der Störung als Wellengeschwindigkeit c bezeichnet wird.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Stellt man für dieses Gedankenexperiment die zugehörigen Bewegungsgleichungen auf und lässt die Feder- und Massenelemente infinitesimal klein werden, so ergibt sich die Wellengleichung, welche sich auch allgemein auf den dreidimensionalen Fall übertragen lässt:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}$$

oder: $\Delta p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}$ (2.1)

Wobei p der durch die Kompression der Elemente entstehende Schalldruck ist. Als Lösungen der Wellengleichung 2.1 genügen alle Funktionen, die nur vom Argument $t - x/c$ oder $t + x/c$ abhängen:

$$p(x, t) = f(t \mp x/c) \quad (2.2)$$

Verwendet man zur Lösung der Wellengleichung einen harmonischen (cosinusförmigen) Zeitverlauf der Anregung ergibt sich der Schalldruck zu:

$$p(x, t) = p_0 \cos \omega (t - x/c) \quad (2.3)$$

Gleichung 2.3 kann mit

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (2.4)$$

einfacher als

$$p(x, t) = p_0 \cos (\omega t - kx) \quad (2.5)$$

geschrieben werden. Dabei wird k als Wellenzahl bezeichnet. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer solchen harmonischen Welle, welche in der Akustik auch als reiner Ton bezeichnet wird, folgt dem Zusammenhang

$$c = \lambda f. \quad (2.6)$$

In Gleichung 2.6 ist $f = \omega/2\pi$ die Frequenz und λ die Wellenlänge. Diese gibt an, welchen Weg eine harmonische Welle während der Periodendauer T zurücklegt. Die für den Menschen hörbaren Frequenzen haben in Luft Wellenlängen von $\lambda = 17 \text{ m}$ ($f = 20 \text{ Hz}$) bis $\lambda = 17 \text{ mm}$ ($f = 20 \text{ kHz}$). Da dieser Bereich sehr groß ist, ist es in der Akustik ebenso wichtig wie in der Optik, die Größe von Objekten immer auch an der Wellenlänge zu messen.

2.1.2 Schallausbreitung in Festkörpern

Bisher wurde die Schallausbreitung in Gasen betrachtet und wichtige Zusammenhänge und Grundbegriffe erläutert. Nun soll die etwas komplexere Ausbreitung von Wellen in Festkörpern betrachtet werden. Diese Strukturschwingungen werden auch als Körperschall bezeichnet. Im Gegensatz zu Gasen besteht bei der Ausbreitung von Schallwellen in Festkörpern ein grundlegender Unterschied. Gase reagieren auf eine Volumenänderung ihrer Masse nur durch Änderung des Druckes. Eine bloße Änderung der geometrischen Form hat keinerlei Auswirkungen auf den Druck. Festkörper hingegen reagieren nicht nur auf die Verdichtung des Raums, sondern auch auf die Veränderung ihrer äußeren Form (MÖSER 2007). Dies liegt daran, dass an den Grenzflächen der Volumenelemente fester Körper auch tangential Kräfte übertragen werden können. Diese werden als Schubspannungen bezeichnet. Deshalb gibt es in festen Körpern, nicht wie in Gasen nur reine Longitudinalwellen, sondern eine Vielzahl verschiedener Wellenarten (CREMER & HECKL 1996). Neben reinen Longitudinalwellen gibt es auch quasi-longitudinale Wellen, ebene Transversalwellen, Torsionswellen und Biege­wellen. Eine genaue Beschreibung all dieser Wellenarten ist in CREMER & HECKL (1996) gegeben.

Die Wellenart mit der größten Bedeutung im Bezug auf die Schallabstrahlung ist die Biege­welle (CREMER & HECKL 1996). In Abbildung 2.2 ist die Auslenkung eines Stabes durch die elastische Verformung einer Biege­welle dargestellt. Dabei ist β der Biege­winkel und ξ die Auslenkung senkrecht zur Ruhelage.

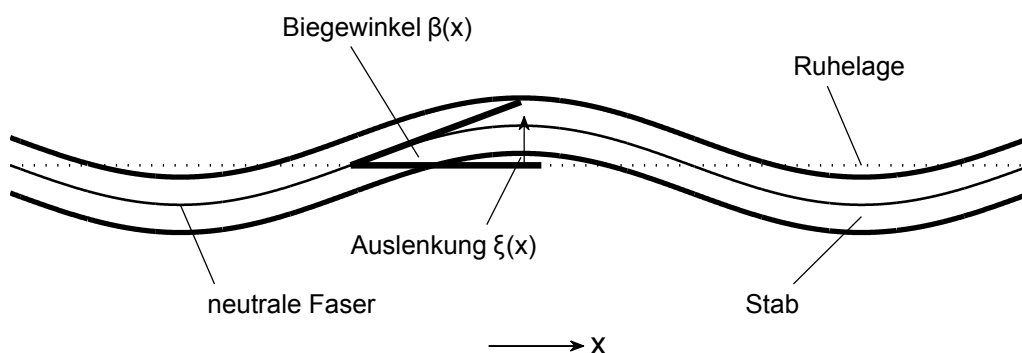


Abbildung 2.2: Auslenkung einer Biege­welle nach MÖSER (2007)

Es handelt sich hierbei um eine eigene Gruppe von Wellen. Dies ist auch daran zu erkennen, dass sie vier statt zwei beschreibende Feldgrößen hat. Das ist die (transversale) Schnelle v_y eines Elements, die Winkelgeschwindigkeit w_z , das verbie­gende

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Moment M_z und die übertragene Querkraft F_y . In Abbildung 2.3 sind diese Größen und deren Orientierung dargestellt.

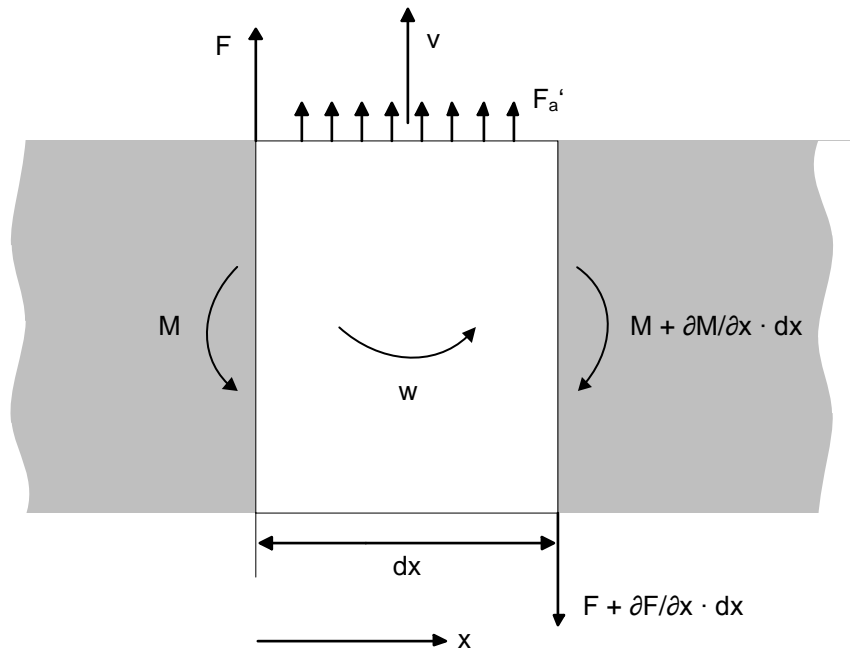


Abbildung 2.3: Vorzeichenwahl der Feldgrößen einer Biegewelle nach CREMER & HECKL (1996)

Stellt man an dem freigeschnittenen Stabelement das Kräfte- und Momentengleichgewicht auf, erhält man nach Umformung die Biegewellengleichung für Stäbe:

$$m'\ddot{\xi} + B\frac{\partial^4\xi}{\partial x^4} = F'_a \quad (2.7)$$

Dabei ist m' die Stabmasse und F'_a die äußere Kraft, jeweils pro Längeneinheit und B die Biegesteife. Die ausführliche Herleitung dieser Gleichung ist in MÖSER (2007) gegeben.

Gleichung 2.7 ist nur für Stäbe gültig. Für homogene Platten lässt sich durch ähnliche, jedoch etwas umfangreichere Überlegungen, ebenfalls eine Gleichung für Biegewellen aufstellen:

$$\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 v}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 v}{\partial y^4} - \frac{m''}{B'}\omega^2 v = \frac{j\omega p}{B'} \quad (2.8)$$

Die äußere Kraft pro Längeneinheit F'_a wird hier zur äußeren Kraft pro Flächeneinheit p (z.B. Druck). Die Masse m'' stellt die auf die Fläche bezogene Masse der Platte dar:

$$m'' = \rho h \quad (2.9)$$

(h = Plattendicke, ρ = Dichte) und die Platten-Biegesteife je Breitereinheit ergibt sich folgendermaßen:

$$B' = \frac{E}{1 - \mu^2} \frac{h^3}{12} \quad (2.10)$$

Durch die Querkontraktionszahl μ wird das, im Gegensatz zum Stab, etwas steifere Verhalten der Plattenelemente berücksichtigt.

Wird die Platte zu einer eindimensionalen Wellenausbreitung z.B. durch eine Linienkraft angeregt, so kann die Wellenlänge λ_B und Ausbreitungsgeschwindigkeit c_B der Biegewelle berechnet werden (MÖSER 2007):

$$\lambda_B = 2\pi \sqrt[4]{\frac{B'}{m''}} \frac{1}{\sqrt{\omega}} \quad (2.11)$$

$$c_B = \sqrt[4]{\frac{B'}{m''}} \sqrt{\omega} \quad (2.12)$$

Dies gilt für Punkte, die weit genug von der Stelle der Anregung entfernt sind. An Gleichung 2.12 erkennt man, dass in Platten (und auch in Stäben) die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Biegewellen von der Frequenz abhängt. Auch die Wellenlänge ist umgekehrt proportional zur Wurzel der Frequenz (Gleichung 2.11). Dieser Effekt heißt Dispersion und wird in Abschnitt 2.1.5 bezüglich Schalldämmung von Wänden noch eine wichtige Rolle spielen.

Meist wird zur Berechnung der Biegewellengeschwindigkeit und -länge die Longitudinalwellengeschwindigkeit c_L des Materials, die Dicke h der Platte und Frequenz f herangezogen:

$$c_B \approx 1,35 \sqrt{hc_L f} \quad (2.13)$$

$$\lambda_B \approx 1,35 \sqrt{\frac{hc_L}{f}} \quad (2.14)$$

2 Stand der Wissenschaft und Technik

In nachfolgender Tabelle sind die Werte einiger üblicher Materialien aufgeführt.

	ρ kg m ⁻³	c_L m s ⁻¹
Aluminium	2700	5200
Stahl	7800	5000
Blei	11300	1250
Kupfer	8900	3700
Plexiglas	1150	2200
Glas	2500	4900

Tabelle 2.1: Materialdaten gebräuchlicher Stoffe (MÖSER 2007)

Die in diesem Abschnitt verwendete einfache Biegewellentheorie ist nur gültig, wenn die Querabmessung der Platte klein im Vergleich zur Biegewellenlänge ist (CREMER & HECKL 1996 und VEIT 2005). Dies ist für die Problemstellungen in dieser Arbeit der Fall. Bei einer angenommenen Dicke der Stahlplatte von 0,5 mm und einer maximalen Frequenz von 20 kHz ergibt sich eine Biegewellenlänge von $\lambda = 15$ mm dies ist das 30-fache der Plattendicke.

Weitere Arten der Wellenausbreitung in Festkörpern sind u. a. Longitudinalwellen, Torsionswellen und Transversalwellen. Diese weisen senkrecht zur Plattenebene keine oder nur sehr geringe Auslenkungen auf. Da sie für die Schallabstrahlung praktisch keine Rolle spielen, sollen sie hier nicht weiter behandelt werden. SENNHEISER (1974) weist allerdings darauf hin, dass die verschiedenen anderen Wellentypen durch Inhomogenitäten oder reflektierende Randbedingungen, wie sie in endlich ausgedehnten Platten vorkommen, in Biegewellen umgesetzt werden.

2.1.3 Impedanz und Schallabstrahlung

In den vorherigen Abschnitten wurde Schallausbreitung in Gasen (Abschnitt 2.1.1) und Festkörpern (Abschnitt 2.1.2) betrachtet. Nun soll ein von einem Fluid umgebener Körper betrachtet werden. Wird dieser durch eine äußere Kraft in Schwingung versetzt, erzeugt die Bewegungskomponente senkrecht zur Oberfläche des Körpers Druckschwankungen im umgebenden Fluid. Dies wird als Schallabstrahlung bezeichnet.

Der Quotient zwischen anregender Kraft \hat{F} und daraus resultierender Oberflächengeschwindigkeit \hat{v} wird als Impedanz Z bezeichnet. Der reziproke Wert als Admittanz A :

$$Z = \frac{\hat{F}}{\hat{v}}; \quad A = \frac{\hat{v}}{\hat{F}} = \frac{1}{Z} \quad (2.15)$$

Die Impedanz beschreibt quasi den Widerstand, den eine Struktur einer äußeren Kraft entgegensetzt. Ist jene klein, so wird schon durch eine kleine Kraft eine große Schnelle verursacht und dementsprechend auch eine starke Schallabstrahlung. Dabei ist zu beachten, dass die nach Gleichung 2.15 definierte Impedanz noch nicht eindeutig ist, da sich der „Ort der Anregung“ und die Schnelle u. U. über einen größeren Bereich erstreckt und beide über diese Fläche nicht zwingend konstant sein müssen (CREMER & HECKL 1996). Legt man die anregende Kraft und die daraus resultierende Schnelle auf einen Punkt fest, so erhält man den einfachsten Fall und bezeichnet dies als Punktimpedanz. Diese Vereinfachung kann in guter Näherung auch in der Praxis verwendet werden. Dazu sollte die Ausdehnung der Fläche, auf welche die Anregung wirkt, kleiner als ein Zehntel der Wellenlänge sein.

Die Punktimpedanz kann auch für verschiedene einfache Geometrien berechnet werden. Nach CREMER & HECKL (1996) ergibt sich für die senkrechte Anregung einer dünnen Platte in der Flächenmitte die Impedanz zu:

$$|Z| = 8\sqrt{B'm''} \quad (2.16)$$

Dabei ist B' die Biegesteife und m'' die Flächenmasse der Platte. Hierbei kann man anmerken, dass die Impedanz für die Platte frequenzunabhängig ist. Wird die Platte am Rand angeregt, ist die Impedanz kleiner:

$$|Z| = 3,5\sqrt{B'm''}. \quad (2.17)$$

Um den speziellen Aufbau einer von einem Fluid umgebenen, reflektierenden Fläche zu beschreiben, kann die Wandimpedanz z definiert werden (MÖSER 2007). Diese setzt den Druck p und Schnelle v auf der Wandoberfläche ins Verhältnis:

$$z = \frac{p(0)}{v(0)} \quad (2.18)$$

Eine Wand mit einer geringen Impedanz kann durch das umgebende Fluid sowohl einfach zu Schwingungen angeregt werden, als auch sehr effektiv dieses Fluid zu Schwingungen anregen. Bei der Konstruktion von Maschinen, welche eine geringe Schall-

2 Stand der Wissenschaft und Technik

emission aufweisen sollen, muss deshalb darauf geachtet werden, dass die Wände eine ausreichend hohe Impedanz aufweisen. Je größer der Impedanzunterschied zwischen zwei benachbarten Medien ist, desto schlechter ist die Energieübertragung durch ein Schallfeld vom einen ins andere.

2.1.4 Schallabsorption in porösen Medien

Bisher wurde die Wellenausbreitung in Gasen und Festkörpern diskutiert. Es wurde auch auf die Abstrahlung von Strukturschwingungen (Körperschall) an das umgebende Fluid eingegangen. Eine mechanisch arbeitende Maschine strahlt über dieses Prinzip Luftschall an die Umgebung ab. Dieser gelangt zum Bediener und ist meist störend oder gar gesundheitsgefährdend. Deshalb versucht man durch konstruktive Maßnahmen die Schallbelastung der Umgebung einer Maschine so gering wie möglich zu halten. In diesem und in den folgenden Abschnitten wird auf verschiedene Möglichkeiten zur Minderung der Luftschallbelastung eingegangen.

Zunächst soll die direkte Reduzierung der Luftschalleistung betrachtet werden. Dazu werden poröse Absorber unterschiedlicher Bauarten verwendet. Es werden oft faserige Materialien, wie Filze, Glaswolle oder offenporige Schäume verwendet. Sie bestehen aus geschichteten Lagen mit zufällig verteilten Winkellagen der Fasern, welche an den Kreuzungsstellen mit Phenolharzen miteinander verbunden sind. Dadurch bilden sich offene Poren im Faserabsorber, welcher aufgrund der statistischen Verteilung der freien Luftkanäle näherungsweise als akustisch isotrop angesehen werden kann. Zum einen wird die durch den akustischen Wechseldruck angeregte Bewegung der Luftteilchen in den Poren des Absorbers durch viskose Reibungskräfte gedämpft. Zum anderen gibt es einen weiteren Mechanismus zur Reduktion der Energie des Schallfelds durch den guten thermischen Kontakt der Luft mit der großen Fläche der Fasern (HECKL 1995). Dadurch wird die durch Kompression und Dilatation entstehende Wärme über die Wärmeleitung der Fasern abgeführt und somit dem Schallfeld entzogen. Ein dritter Mechanismus ist die Anregung des Absorbers zu Skelettschwingungen. Auch dadurch wird, durch Dämpfungsmechanismen des Faserverbunds, Schallenergie in Wärme gewandelt. Abbildung 2.4 zeigt schematisch einen Querschnitt durch einen Absorber mit Taschen und Luftkanälen.

In MÖSER (2007) wird die Theorie des quasi-homogenen Absorbers erläutert. Das Wirkungsprinzip dieses beruht hauptsächlich darauf, dass sie der hindurchströmenden Luft einen Widerstand entgegensetzen. Dadurch wird die Teilchenbewegung (Schnelle) vermindert.

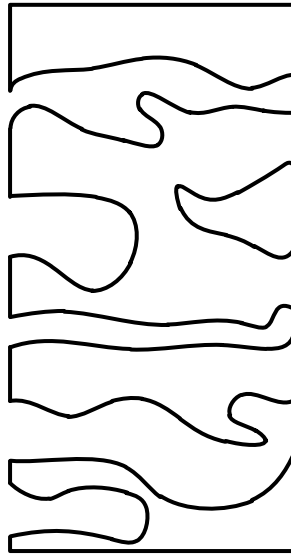


Abbildung 2.4: Absorberstruktur aus Taschen und Kanälen nach MÖSER (2007)

Zur Charakterisierung von porösen Absorbern soll der Absorptionsgrad α und Transmissionsgrad τ eingeführt werden.

$$\alpha = \frac{P_{\alpha}}{P_{+}} \quad (2.19)$$

$$\tau = \frac{P_{\tau}}{P_{+}} \quad (2.20)$$

Dabei ist P_{+} die auf den Absorber einfallende Schallleistung, P_{α} ist die durch Absorption in Wärme umgesetzte Schallleistung und P_{τ} die durch den Absorber hindurch transportierte Schallleistung. In Abschnitt 5.1.3 wird eine messtechnische Einrichtung zur Ermittlung dieser Größen vorgestellt, das Kundtsche Rohr.

2.1.5 Luftschalldämmung ebener Platten

In diesem Abschnitt soll die Übertragung von Schall durch eine ebene Wand betrachtet werden. Zur Charakterisierung der Wirksamkeit dieser wird das sog. Luftschalldämmmaß R angegeben. In Abbildung 2.5 ist eine beispielhafte Anordnung zur Messung dieser Größe aufgezeigt. Dazu wird in einem Raum, dem Senderraum (1), ein Luftschallfeld mit dem Pegel L_S erzeugt. Durch das einfallende Schallfeld wird die Trennwand zu Schwingungen angeregt. Diese wiederum regt auf der anderen Seite, dem Empfangsraum (2), die umgebende Luft an. Die Wand wirkt in diesem Raum als Schallabstrahler.

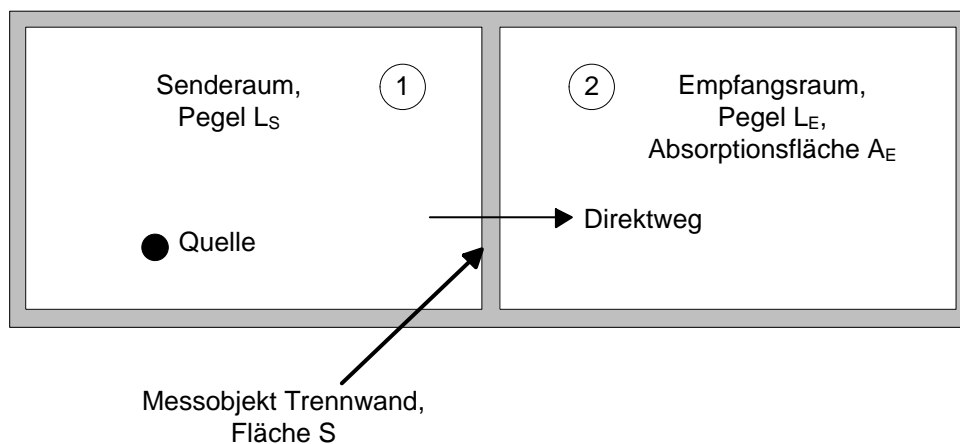


Abbildung 2.5: Anordnung zur Bestimmung des Schalldämmmaß nach MÖSER (2007)

Der Transmissionsgrad

$$\tau = \frac{P_E}{P_S} \quad (2.21)$$

beschreibt das Verhältnis der durchgelassenen Schalleistung P_E zur auf der Senderseite auftreffenden Leistung P_S . Den Transmissionsgrad drückt man sinnvollerweise durch das Schalldämmmaß

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} \quad (2.22)$$

aus, um für kleine Übertragungen große Werte für R zu erhalten. Eine detailliertere Betrachtung, auch unter Einbeziehung der Absorptionsfläche A_E findet sich in MÖSER (2007).

Im folgenden soll die Luftschalldämmung einschaliger Bauteile genauer betrachtet werden. Abbildung 2.6 zeigt eine in der yz -Ebene unendlich ausgedehnte Wand. Auf beiden Seiten (1 und 2) wird ein luftgefüllter Halbraum angenommen. Das einfallende Schall-

feld p_a wird zum Teil reflektiert (p_r) und zum Teil durch die Wand übertragen (p_2). Dieses in den Halbraum 2 abgestrahlte Schallfeld wird durch die Wandschnelle v verursacht.

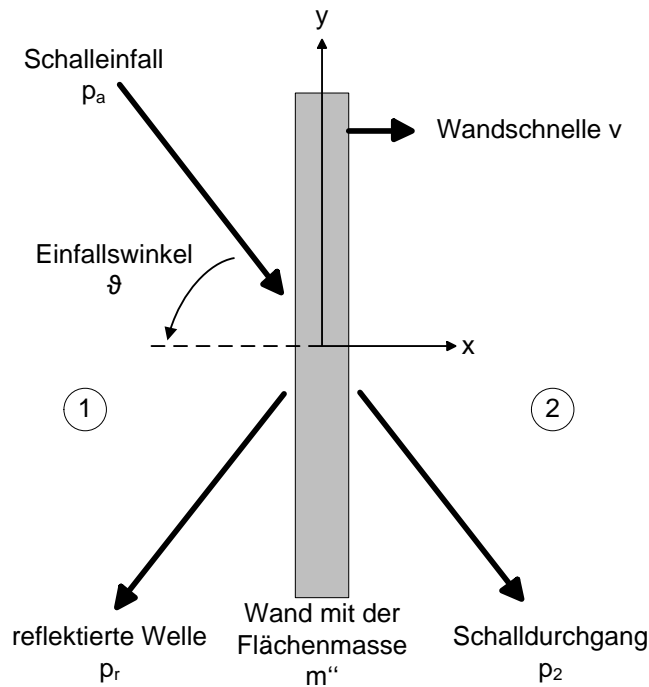


Abbildung 2.6: Berechnung des Schalldämmmaßes an einer Einfachwand
mit $p_1 = p_a + p_r = \text{Gesamtfeld vor der Wand}$, nach MÖSER (2007)

Stellt man die Wellengleichungen der Schallfelder auf beiden Seiten auf und koppelt diese über die Biegewellengleichung der unendlichen Platte, so kann man die Wirksamkeit dieser bestimmen:

$$p_1 = p_a + p_r = p_0 e^{jkz \sin \vartheta} (e^{-jkx \cos \vartheta} + r e^{jkx \cos \vartheta}) \quad (2.23)$$

$$p_2 = t p_0 e^{-jkx \cos \vartheta} e^{jkz \sin \vartheta} \quad (2.24)$$

$$\frac{1}{k_B^4} \frac{d^4 v_W}{dz^4} - v_W = \frac{j}{m'' \omega} (p_1(x=0, z) - p_2(x=0, z)) \quad (2.25)$$

Zur vereinfachten Betrachtung wird dabei der Transmissionsfaktor t und Reflexionsfaktor r eingeführt. Diese stehen im Zusammenhang

$$t + r = 1. \quad (2.26)$$

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Löst man die Gleichungen 2.23-2.25 nach dem Transmissionsfaktor auf, so ergibt sich

$$t = \frac{\frac{2j\rho c}{m''\omega}}{\left(\frac{k^4}{k_B^4} \sin^4 \vartheta - 1\right) \cos \vartheta + \frac{2j\rho c}{m''\omega}} \quad (2.27)$$

Daraus kann der Transmissionsgrad

$$\tau = |t^2| \quad (2.28)$$

berechnet werden und daraus auch das Schalldämmmaß R . Die ausführliche Herleitung für diese Zusammenhänge findet sich in MÖSER (2007) und KURTZE ET AL. (1975).

Betrachtet man in Gleichung 2.27 den Nenner genauer, ist vor allem der Ausdruck

$$\frac{k^4}{k_B^4} \sin^4 \vartheta - 1 = \frac{\lambda_B^4}{\lambda^4} \sin^4 \vartheta - 1 = \frac{f^4}{f_{cr}^4} \sin^4 \vartheta - 1 \quad (2.29)$$

$$f = f_{cr} \wedge \vartheta = 90^\circ \Rightarrow t = 1$$

von großem Interesse. Für Frequenzen $f \ll f_{cr}$ ist der Ausdruck nahezu unabhängig vom Einfallswinkel. Für Frequenzen $f \gg f_{cr}$ hingegen hat der Einfallswinkel einen starken Einfluss. Die Frequenz f_{cr} wird als Koinzidenzfrequenz bezeichnet. Für $f = f_{cr}$ und einen Einfallswinkel von $\vartheta = 90^\circ$ ergibt sich ein theoretischer Transmissionsgrad von $t = 1$. Dies kann in Messungen nicht nachgewiesen werden und macht darauf aufmerksam, dass für höhere Frequenzen Dämpfungseffekte zu betrachten sind.

Zunächst gelten für Frequenzen $f \ll f_{cr}$ folgende Bedingungen:

$$\tau = |t^2| \approx \left(\frac{2\rho c}{m''\omega}\right)^2 \frac{1}{\cos^2 \vartheta}$$

$$\text{mit: } \vartheta = 45^\circ \Rightarrow R = 10 \log \left(\frac{m''\omega}{2\rho c}\right)^2 - 3dB \quad (2.30)$$

Diese Gleichung 2.30 wird als „Massegesetz der Luftschalldämmung“ oder „Bergerches Massegesetz“ bezeichnet. Es gibt an, dass das Luftschalldämmmaß mit einer Verdoppelung der Flächenmasse m'' oder Frequenz ω um 6 dB anwächst. Wie man an der Gleichung sieht, spielt in diesem Frequenzbereich die Biegesteife der Wand keine Rolle. Solche Wände, deren Grenzfrequenz über dem interessierenden Frequenzbereich liegen werden auch als „biegeweich“ bezeichnet (MÖSER 2007).

Für Frequenzen oberhalb der Grenzfrequenz ($f \gg f_{cr}$) wird der nach Gleichung 2.27 berechnete Transmissionsfaktor ab einem kritischen Einfallswinkel ϑ_{cr} zu $t = 1$:

$$f \gg f_{cr}$$

$$\sin \vartheta_{cr} = \sqrt{\frac{f_{cr}}{f}} \Rightarrow t = 1 \quad (2.31)$$

Dies weist zwar auf den akustisch wichtigen Effekt der „Spuranpassung“ (siehe Abbildung 2.7) hin, Totaldurchgang lässt sich jedoch in Versuchen nicht nachweisen. Dies ist vor allem auf die hier verwendeten vereinfachten Modellannahmen zurückzuführen.

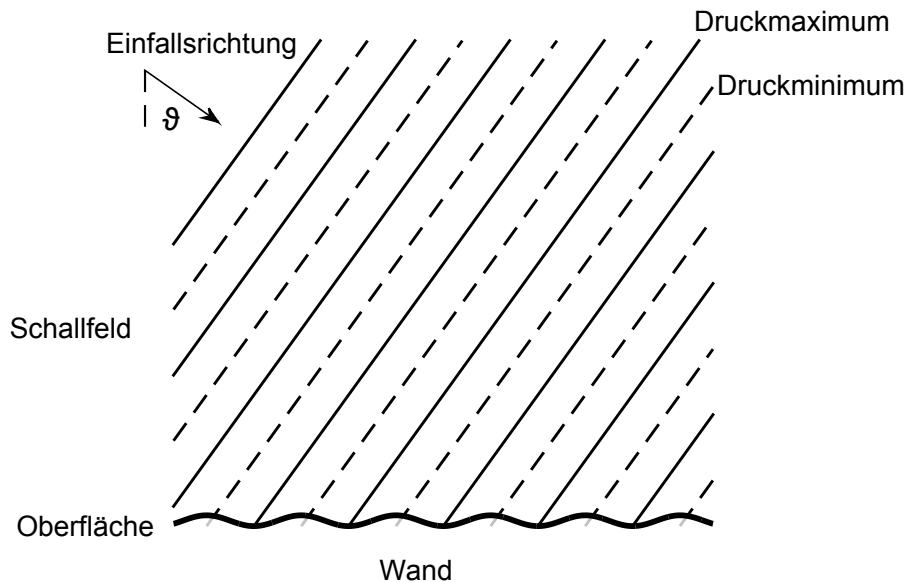


Abbildung 2.7: Spuranpassung bei streifendem Schalleinfall nach MÖSER (2007)

Zur Betrachtung der Zusammenhänge oberhalb der Grenzfrequenz müssen jene folglich erweitert werden. Deshalb werden im Folgenden auch Wandverluste (Dämpfung) betrachtet und durch eine komplexe Biegesteife B' ausgedrückt:

$$B' \rightarrow B'(1 - j\eta)$$

$$t(\vartheta = \vartheta_{cr}) = \frac{\frac{2\rho c}{m''\omega}}{\frac{2\rho c}{m''\omega} + \eta \cos \vartheta_{cr}} \quad (2.32)$$

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Dadurch ergibt sich für diffusen Schalleinfall ein Schalldämmmaß, welches auch vom Verlustfaktor η abhängt:

$$R = 10 \log \left(\frac{m'' \omega}{2 \rho c} \right)^2 + 5 \log \frac{f}{f_{cr}} + 10 \log 2\eta \quad (2.33)$$

Dieses weist im Vergleich zu Gleichung 2.30 eine Steigung von ca. 7,5 dB pro Oktave auf.

In Abbildung 2.8 ist der Frequenzgang unterhalb und oberhalb der kritischen Frequenz dargestellt. Da die beiden beschriebenen Modelle für die Grenzfrequenz versagen, ist der Übergang zwischen diesen beiden Bereichen rein willkürlich angenähert. Man erkennt deutlich, dass im Bereich der Koinzidenzfrequenz das Schalldämmmaß einknickt und dieser Effekt vom Verlustfaktor beeinflusst wird. Es ist auch zu erkennen, dass die Kurve oberhalb der Grenzfrequenz steiler ansteigt.

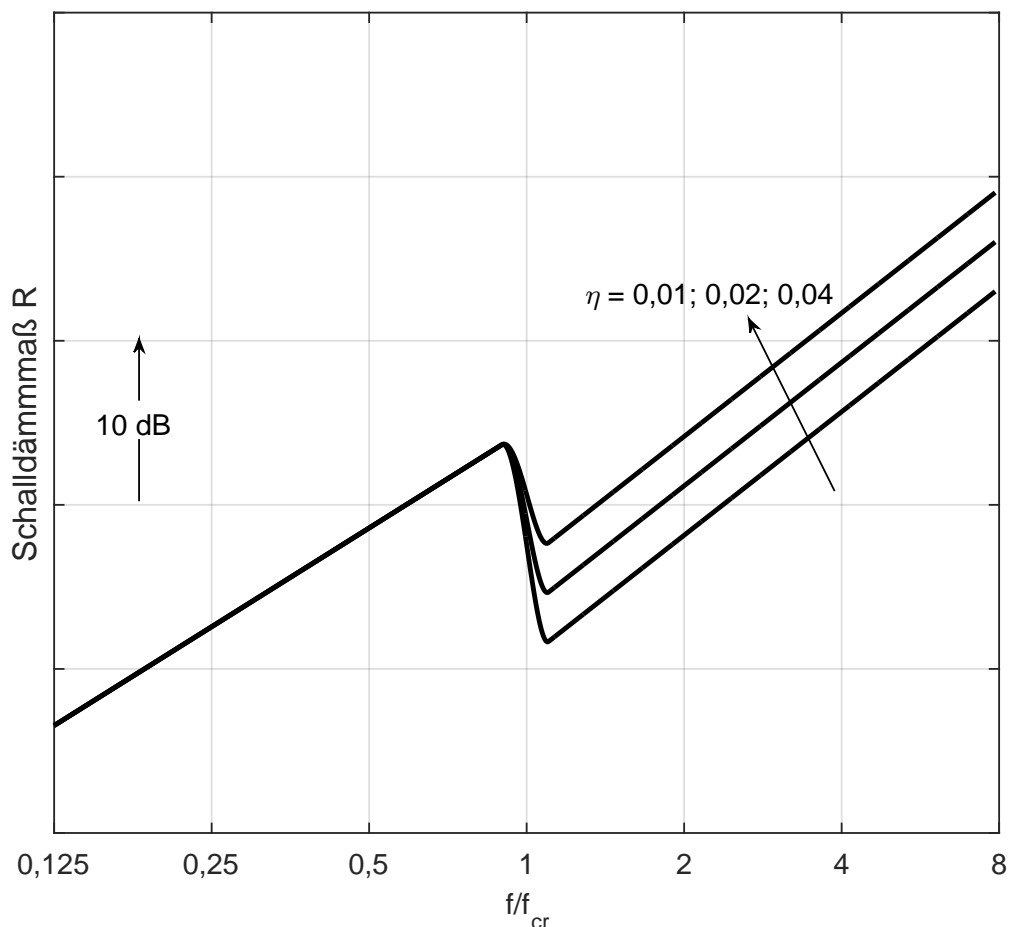


Abbildung 2.8: Prinzipverlauf Schalldämmmaß einer Einfachwand nach MÖSER (2007)

Die Koinzidenzfrequenz ist für den Schalldurchgang durch Platten eine wichtige Größe. Diese lässt sich folgendermaßen berechnen (CREMER & HECKL 1996):

$$f_{cr} = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}} = \frac{c_0^2}{1,8c_L h} \quad (2.34)$$

Dabei ist c_0 die Schallgeschwindigkeit des umgebenden Mediums (meist Luft), m'' die Flächenmasse der Platte, B' die Plattenbiegesteife je Breitereinheit, c_L die Longitudinalwellengeschwindigkeit im Plattenmaterial und h die Dicke der Platte.

Für all diese Betrachtungen wurde angenommen, dass die Wand in der Fläche unendlich ausgedehnt ist. Das Schalldämmmaß hängt jedoch in der Praxis auch von der räumlichen Ausdehnung und den Ränder der Platte ab. Das Massengesetz (Gleichung 2.30) kann als obere Grenze der Leistungsfähigkeit einer Platte angesehen werden. Bei einer endlichen Platte erfolgt auch Transmission durch Anregung von Moden (TREVATHAN 2005).

2.1.6 Körperschalldämpfung von Biegewellen

Im vorherigen Abschnitt wurde die Dämmung von Schall durch eine einfache Wand betrachtet. Dabei war unterhalb der Koinzidenzfrequenz vor allem die Masse der Wand von großer Bedeutung. Es wurde auch gezeigt, dass der Einbruch im Schalldämmmaß bei der kritischen Frequenz von der Materialdämpfung der Wand abhängt. Diese charakteristische Eigenschaft eines Materials wird durch den Verlustfaktor η beschrieben. Er gibt an, in welchem Verhältnis die bei einer periodischen Belastung pro Zyklus verlorene Energie (W_v) zur wiedergewinnbaren Energie (W_R) steht:

$$\eta = \frac{W_v}{2\pi W_R} \quad (2.35)$$

Der Verlustfaktor lässt sich auch als Verhältnis zwischen Verlustmodul E'' und Speichermodul E' ausdrücken, wobei der Verlustmodul der Imaginärteil und der Speichermodul der Realteil des komplexen Moduls E^* ist:

$$E^* = E' + jE'' = E' (1 + j\eta) \quad (2.36)$$

$$\eta = \frac{E''}{E'} \quad (2.37)$$

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Dies lässt sich folgendermaßen veranschaulichen. Wird ein rein elastischer Körper durch eine Kraft deformiert, kehrt er nach Entlastung in seine ursprüngliche Form zurück. Es kommt nur der Speichermodul zur Geltung. Spannung σ und Dehnung ε sind in Phase. Liegt jedoch visko-elastisches Materialverhalten vor, stellt man zwischen Spannung und Dehnung einen zeitlichen Versatz fest. Dies führt dazu, dass bei periodischer Belastung eines solchen Materials, aufgrund der Phasenverschiebung zwischen Spannungs- und Dehnungsverlauf, kontinuierlich Bewegungsenergie in Wärmeenergie umgewandelt wird. Abbildung 2.9 zeigt die Phasenverschiebung zwischen Spannung und Dehnung bei einem visko-elastischen Materialverhalten.

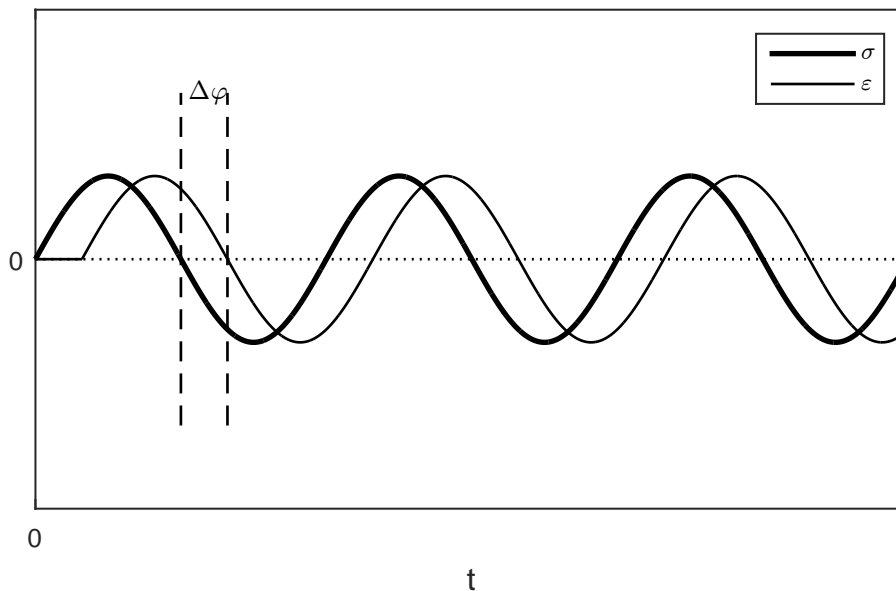


Abbildung 2.9: Phasenverschiebung zwischen Spannung und Dehnung

Trägt man die Spannung über die Dehnung auf, so ergibt sich eine Ellipse (siehe Abbildung 2.10). Die Fläche dieser repräsentiert die pro Schwingungszyklus verlorengene Energie (CREMER & HECKL 1996).

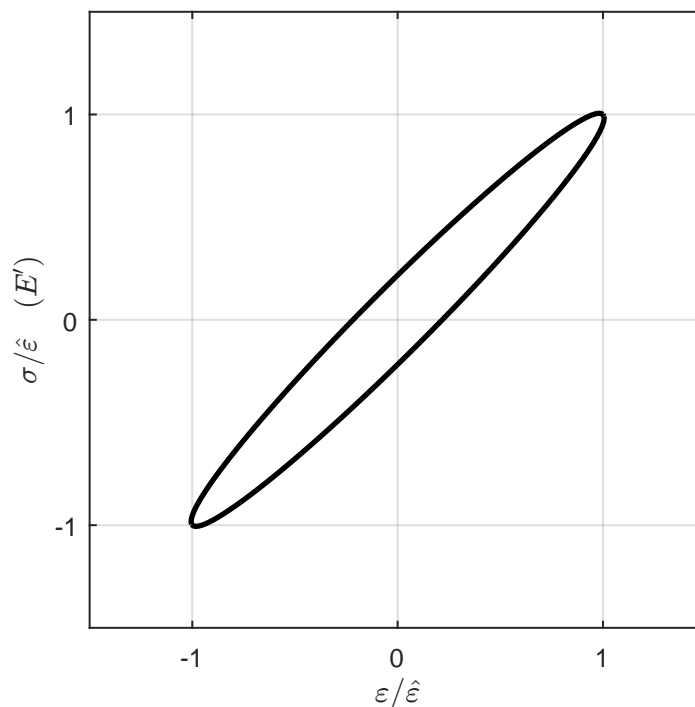


Abbildung 2.10: Spannungs-Dehnungskurve eines verlustbehafteten Mediums mit periodischer Beanspruchung CREMER & HECKL (1996)

Diese Eigenschaft eines Materials, Bewegungsenergie in Wärme umzuwandeln, kann für die Dämpfung von Schwingungen genutzt werden. Oft werden dazu amorphe Hochpolymere verwendet. Sie haben ein sehr breites Übergangsgebiet zwischen festem und flüssigem Zustand. Dies liegt vor allem an den langen und teilweise vernetzten Molekülketten, die in diesem Übergangsbereich immer beweglicher werden. Durch diese Relaxationsmechanismen können Verlustfaktoren bis zu $\eta = 10$ auftreten (CREMER & HECKL 1996). Der Elastizitätsmodul und der Verlustfaktor sind dabei stark von der Temperatur abhängig. Das Maximum des Verlustfaktors wird bei der Glasübergangstemperatur erreicht. Dies ist auch eine der Definitionen für diese Temperatur, welche den Übergang zwischen festem und viskosen Verhalten eines amorphen Polymers anzeigt (EHRENSTEIN 2004). Auch die Frequenz spielt dabei eine wichtige Rolle. Je höher die Frequenz ist, desto höher wird auch die Glasübergangstemperatur und somit verschiebt sich auch das Maximum des Verlustfaktors zu höheren Temperaturen. Um optimale Eigenschaften für die Dämpfung von Strukturschwingungen zu erzielen, müssen die Materialeigenschaften auf die jeweilige Einsatztemperatur und -frequenz angepasst werden. Dies kann durch Mischung verschiedener Polymere mit Füllstoffen oder durch Hinzugabe von „Weichmachern“ geschehen. Tabelle 2.2 zeigt für einige Hochpolymere die Werte für Verlustfaktor und Elastizitätsmodul.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

	η	E	ϑ	f
	-	N m^{-2}	$^{\circ}\text{C}$	Hz
Polyvinylchlorid (rein)	1,8	$3 \cdot 10^7$	92	20
Polystyrol	2,0	$30 \cdot 10^7$	140	2000
Polyisobutylene	2,0	$0,6 \cdot 10^7$	20	3000
Nitrilkautschuk	0,8	$33 \cdot 10^7$	20	1000
Hartgummi	1,0	$20 \cdot 10^7$	60	40
PVC mit Weichmacher	0,8	$2 \cdot 10^7$	50	100

Tabelle 2.2: Verlustfaktor und E-Modul gebräuchlicher Hochpolymere (CREMER & HECKL 1996)

Eine Schwierigkeit bei der Herstellung eines Materials mit einem „optimalen“ Verlustfaktor besteht darin, dass der Temperaturbereich großer Verlustfaktoren umso kleiner wird, je höher das Verlustfaktormaximum ist. Gleiches gilt auch für die Bandbreite hoher Werte hinsichtlich des Frequenzgangs.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass der Verlustfaktor bei der Glasübergangstemperatur ein Maximum aufweist. Er ist unter bestimmten Bedingungen stark von der Temperatur und Frequenz abhängig. Besonders bei hohen Werten des Verlustfaktors fällt dieser an den Flanken des Maximums steiler ab. Es muss bei solchen Materialien deshalb sehr genau auf die Einsatzbedingungen geachtet und das Material auf diese abgestimmt werden. Temperaturerhöhung, Frequenzverringern und Addition eines Weichmachers haben qualitativ dieselbe Wirkung.

Um sich die dämpfenden Eigenschaften von Hochpolymeren technisch nutzbar zu machen, werden diese häufig als geschichtete Platten in Verbindung mit Metall verwendet. Dabei stellt das Metall die nötigen Eigenschaften hinsichtlich der mechanischen, chemischen, o. ä. Beanspruchung zur Verfügung. Das Polymer sorgt durch seine viskoelastischen Eigenschaften für eine zufriedenstellende Dämpfung der Strukturschwingungen. Der einfachste Fall einer solchen Anordnung ist die „Platte mit einfachem Belag“. Abbildung 2.11 zeigt eine solche Kombination. Bei Beanspruchung durch Biegung, wie sie bei Biegewellen vorkommt, wird der Belag um ξ_M gelängt.

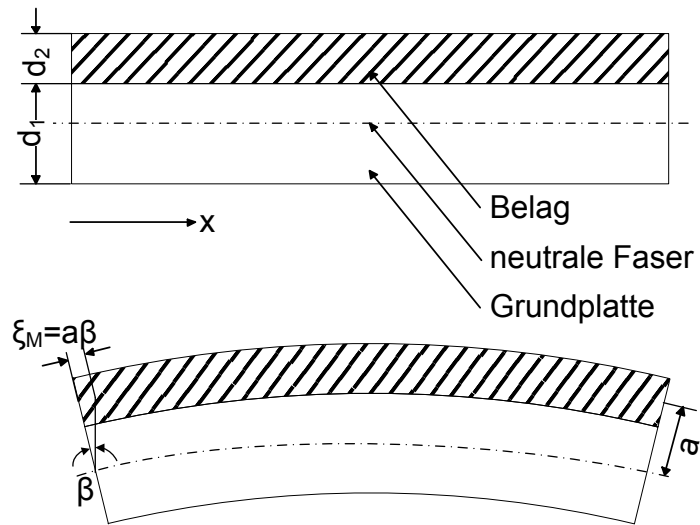


Abbildung 2.11: Auf Biegung beanspruchter Stab mit visko-elastischem Belag nach CREMER & HECKL (1996)

Der Verlustfaktor ergibt sich für diese Beanspruchung und Konstruktion zu (CREMER & HECKL 1996):

$$\eta_B = \frac{W_v}{2\pi W_R} = \eta_2 \frac{E'_2 d_2 a^2}{B} \quad (2.38)$$

Dabei ist a der Abstand der Mittellinie des dämpfenden Materials von der neutralen Faser, d_2 die Dicke des Belags und E'_2 der Realteil des E-Moduls. Die Biegesteife B lässt sich mit

$$B \approx \frac{E_1 d_1^3}{12} + E_2 d_2 a^2 \quad (2.39)$$

abschätzen. Wobei der zweite Term nur bei sehr dicken Belägen ($d_2 > d_1$) von Bedeutung ist. An Gleichung 2.38 erkennt man, dass eine Vergrößerung des Abstands a von Vorteil für die Höhe des Verlustfaktors η_B ist. Eine konsequente Weiterentwicklung dieses Zusammenhangs ist in Abbildung 2.12 dargestellt. Man kann zwischen Platte und Belag einen Abstandshalter einbringen. Dieser muss eine sehr hohe Schubsteife besitzen, um die Bewegungen der Platte wie mit einem Hebel auf den Dämpfungsbelag zu übertragen. Ist dies nicht der Fall, ist die Erhöhung des Verlustfaktors etwas geringer als zu erwarten wäre.

Wie man an Gleichung 2.38 auch erkennen kann, wird die Gesamtdämpfung umso größer, je größer $E'_2 \eta_2$ wird. Das zur Dämpfung eingesetzte Material soll daher nicht nur dick sein und einen hohen Verlustfaktor aufweisen, sondern auch einen hohen Elastizitätsmodul haben. Dazu werden Hochpolymere mit Füllstoffen und einem E-Modul

2 Stand der Wissenschaft und Technik

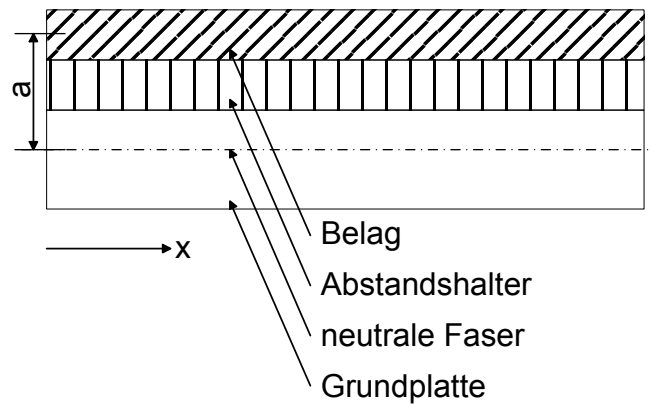


Abbildung 2.12: Auf Biegung beanspruchter Stab mit visko-elastischem Belag und Abstandshalter nach CREMER & HECKL (1996)

von mindestens 10^9 N m^{-2} und möglichst hohem Verlustfaktor verwendet (CREMER & HECKL 1996). Diese Beläge werden auch als „Entdröhnbeläge“ bezeichnet.

2.1.7 Betrachtung mehrschichtiger Platten

Bisher wurde die Luftschalldämmung von Wänden und die Dämpfung der Wellenausbreitung auf Platten, insbesondere die der Biegewellen, betrachtet. Dabei lag das Augenmerk auf einschichtigen, dämpfenden Belägen aus Hochpolymeren mit möglichst hohem Verlustfaktor. In diesem Abschnitt sollen mehrschichtige Aufbauten aus eben diesen, in Kombination mit anderen Materialien behandelt werden. Durch geschickte Anordnung und Zusammenstellung können günstige Eigenschaften des Gesamtaufbaus erzielt werden.

Eine einfache und sehr häufig angewandte Variante ist die Abdeckung des viskoelastischen Belags mit einer relativ dicken Metallfolie (Abbildung 2.13). Dabei ist das viskoelastische Material meist auch zugleich die Klebeschicht. Dies wird als sog. „damping tape“ bezeichnet (CREMER & HECKL 1996).

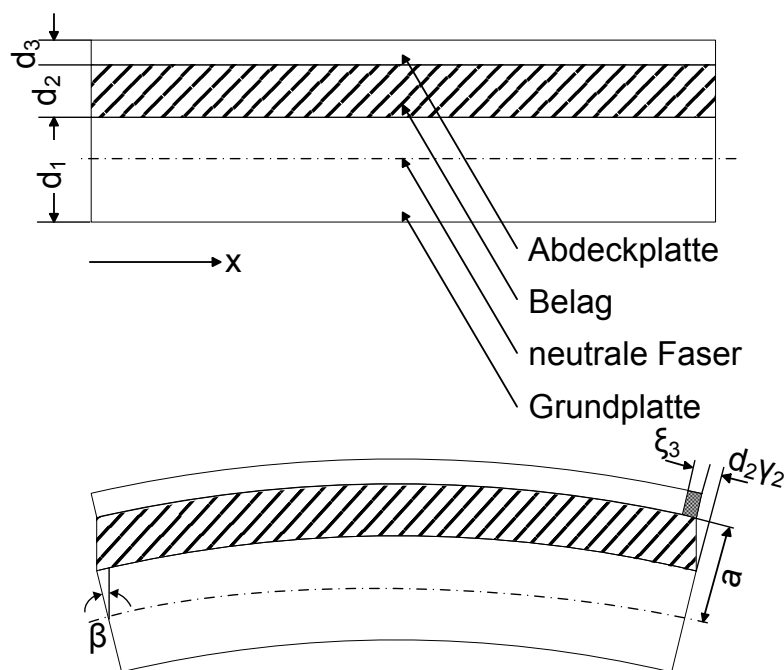


Abbildung 2.13: Verformung eines zwischen zwei Platten befindlichen Materials nach CREMER & HECKL (1996)

Durch diese Anordnung wird der zwischen den Schubsteifen Platten befindliche Belag auf Schub beansprucht. Die Verlustenergie berechnet sich wie folgt:

$$W_v = \pi \eta_2 G'_2 d_2 |\gamma|^2 \quad (2.40)$$

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Dabei ist η_2 der Verlustfaktor, G'_2 der Schubmodul und d_2 die Dicke des dämpfenden Belags. γ ist der Gleitwinkel, welcher durch die Biegung entsteht. Bei einer solchen Anordnung der Materialien ergibt sich gegenüber Einschichtbelägen ein frequenzabhängiger Verlustfaktor für das Gesamtsystem. Nach etwas längerer Rechnung (CREMER & HECKL 1996) und der Berücksichtigung der Längenänderung ξ_3 der Deckschicht ergibt sich die Frequenz, bei welcher sich der optimale Verlustfaktor einstellt zu

$$f_{max} = \frac{1}{2\pi} \frac{G'_2 \sqrt{1 + \eta_2^2}}{E_3 d_3 d_2} \sqrt{\frac{B}{m'}} \quad (2.41)$$

Dies gilt für nicht allzu dicke Decklagen. Bei Metallplatten muss der Schubmodul sehr viel niedriger sein als der Elastizitätsmodul der Abdeckplatte, um in den interessierenden Frequenzbereich zu gelangen (CREMER & HECKL 1996). Der bei der optimalen Frequenz erreichbare Verlustfaktor

$$\eta_{opt} = \frac{E_3 d_3 a^2}{B} \frac{\eta_2}{2 \left(1 + \sqrt{1 + \eta_2^2}\right)} \approx \frac{3}{2} \frac{E_3 d_3}{E_1 d_1} \frac{\eta_2}{\left(1 + \sqrt{1 + \eta_2^2}\right)} \quad (2.42)$$

ist für $\eta_2 = 2$ etwa $0,9 E_3 d_3 / E_1 d_1$. Bei einem solchen Aufbau ist daher auf die Abstimmung auf den jeweiligen Anwendungsfall zu achten.

Ein für diese Arbeit weitaus interessanterer Aufbau mehrlagiger Systeme ist in BOLTON ET AL. (1996) behandelt. Hier wird der Schalldurchgang bei mehrlagigen Platten, welche mit elastisch-porösen Materialien verbunden sind, betrachtet. Abbildung 2.14 zeigt verschiedene Varianten solcher Aufbauten mit maximal drei Schichten. Es gibt dabei zwei Arten, wie das elastisch-poröse Material in Bezug auf die Deckschichten platziert werden kann. Zum einen kann eine Trennung vorgesehen werden, z. B. ein kleiner Luftspalt (Getrennt). Zum anderen kann das elastisch-poröse Material fest auf die Deckschichten aufgeklebt werden (Zusammen). Bei maximal drei Lagen ergeben sich so die gezeigten Varianten.

Die Untersuchungen in LAURIKS ET AL. (1992) und BOLTON ET AL. (1996) weisen darauf hin, dass sich für nicht fest verbundene Schichten (G) ein höheres Schalldämmmaß einstellt als für fest verbundene (Z). Diese Trennung muss nicht unbedingt durch einen Spalt geschehen, sondern kann auch dadurch entstehen, dass eine Adhäsion zwischen Deckschicht und elastisch-poröser Schicht verhindert wird. Das kann entweder durch entsprechende Präparation der Oberflächen geschehen, oder durch Verwendung einer dünnen Trennschicht mit geringer Adhäsion (z. B. Polypropylen-Folie). In den Untersuchungen von BOLTON ET AL. (1996) wird diese Variante der nicht fest verbundenen Schichten ohne Spalt als „pressed“ bezeichnet und kommt durch Einklemmen der

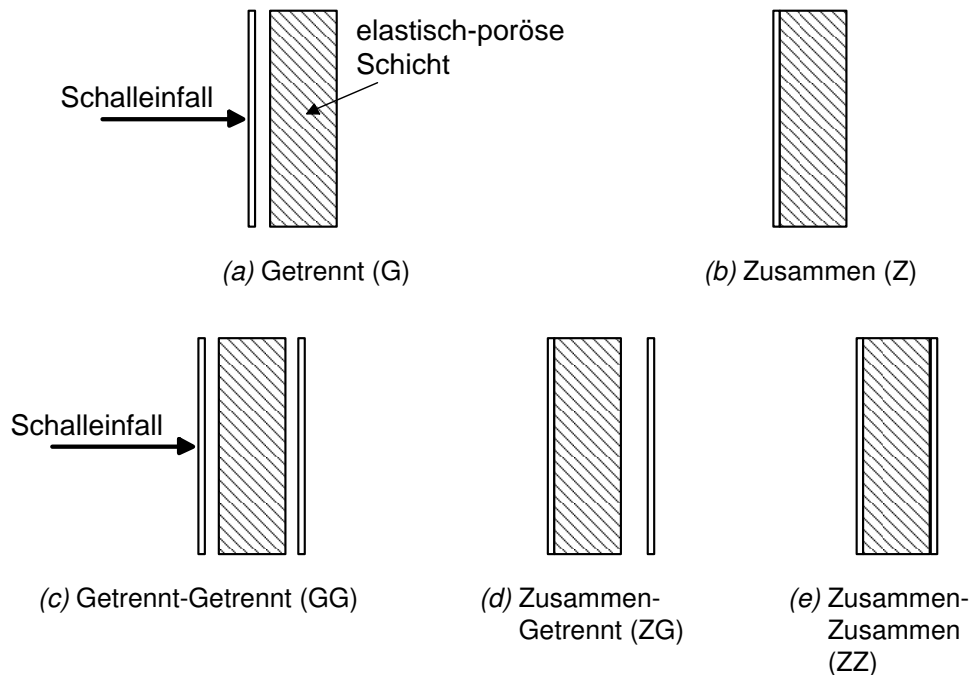


Abbildung 2.14: Varianten für mehrschichtige Wandaufbauten nach BOLTON ET AL. (1996); a-b: 2 Lagen, c-e: 3 Lagen

elastisch-porösen Schicht zwischen die Decklagen zustande. Das dabei gemessene Schalldämmmaß kommt dem mit vollkommener Trennung durch Luftspalt (G) sehr nahe.

LIU (2014) beschäftigt sich mit Aufbauten, welche aus zwei Lagen elastisch-porösem Material und drei Deckschichten aufgebaut sind. Dabei wird hauptsächlich eine Gewichtsreduzierung bei gleichem Bauraum angestrebt. Abbildung 2.15 zeigt die drei Varianten mit dem geringsten Schalldurchgang im mittleren und hohen Frequenzbereich.

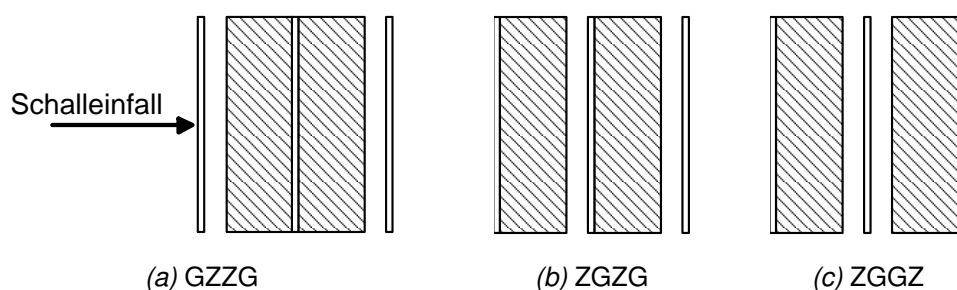


Abbildung 2.15: Varianten für mehrschichtige Wandaufbauten mit 2 Lagen elastisch-porösem Material nach LIU (2014)

Da für Betrachtungen in dieser Arbeit eine Gewichtsreduzierung nicht im Vordergrund steht und eine höhere Flächenmasse ein höheres Schalldämmmaß bewirkt, sollen die-

2 Stand der Wissenschaft und Technik

se Varianten hier nur am Rande berücksichtigt werden. Es sei lediglich darauf hingewiesen, dass sich auch hier zeigt, dass nicht fest verbundene Übergänge zwischen den Lagen vorteilhaft sind.

2.1.8 Bestimmung des Schalleistungspegels

In diesem Abschnitt soll die messtechnische Erfassung, Verarbeitung und Auswertung von schalltechnischen Größen behandelt werden. In den folgenden Kapiteln werden diese Grundlagen zur akustischen Beurteilung der Wirksamkeit verschiedener Maßnahmen verwendet.

Der geringste für Menschen wahrnehmbare Schalldruck bei 1000 Hz entspricht $20 \mu\text{Pa}$ (KOLLMANN 2000). Die Schmerzschwelle liegt bei ca. 200 Pa (MÖSER 2007). Dieser hörbare und somit auch technisch relevante Bereich umfasst demnach 7 Zehnerpotenzen. Zur besseren Handhabung eines solch großen Wertebereichs wird die logarithmische Pegelschreibweise eingeführt. Der Schalldruckpegel berechnet sich nach folgender Formel:

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \text{ dB} \quad (2.43)$$

Dabei ist p der gemessene Schalldruck und $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$ wird als Bezugswert verwendet. Letzterer entspricht der Hörschwelle bei 1000 Hz. Mit dieser Pegelzuordnung wird der technisch relevante Schalldruck auf eine Skala von 0-140 dB abgebildet. Diese Skala entspricht auch annähernd der empfundenen Lautstärke (MÖSER 2007).

Sollen Geräusche durch Messung des Schalldrucks verglichen und beurteilt werden, so gilt es zu beachten, dass der gleiche Schalldruck bei einer anderen Frequenz vom Mensch unterschiedlich laut wahrgenommen wird. Da sich ein Geräusch meist aus einem Frequenzgemisch zusammensetzt, ist es nötig, die einzelnen Frequenzanteile entsprechend dem Hörempfinden eines Menschen zu beurteilen. In der messtechnischen Erfassung des Schalldruckpegels haben sich daher Filterkurven bewährt. Diese geben zu jeder Frequenz eine entsprechende Dämpfung an, welche mit dem gemessenen Schalldruck verrechnet wird. Abbildung 2.16 zeigt die gebräuchlichste Kurve, die A-Bewertung. Werden Pegelwerte mit Hilfe dieser Filterkurve ermittelt, so wird diese Größe in dB(A) angegeben.

Der Schalldruck nimmt in der Regel mit dem Abstand zur Quelle ab. Zum Vergleich der Schallemission von Maschinen ist diese Größe daher ungeeignet. Deshalb wird für diesen Anwendungsfall meist die Schalleistung herangezogen. Diese beschreibt die von einer Quelle ausgehende akustische Leistung. Die detaillierte Herleitung zur Berech-

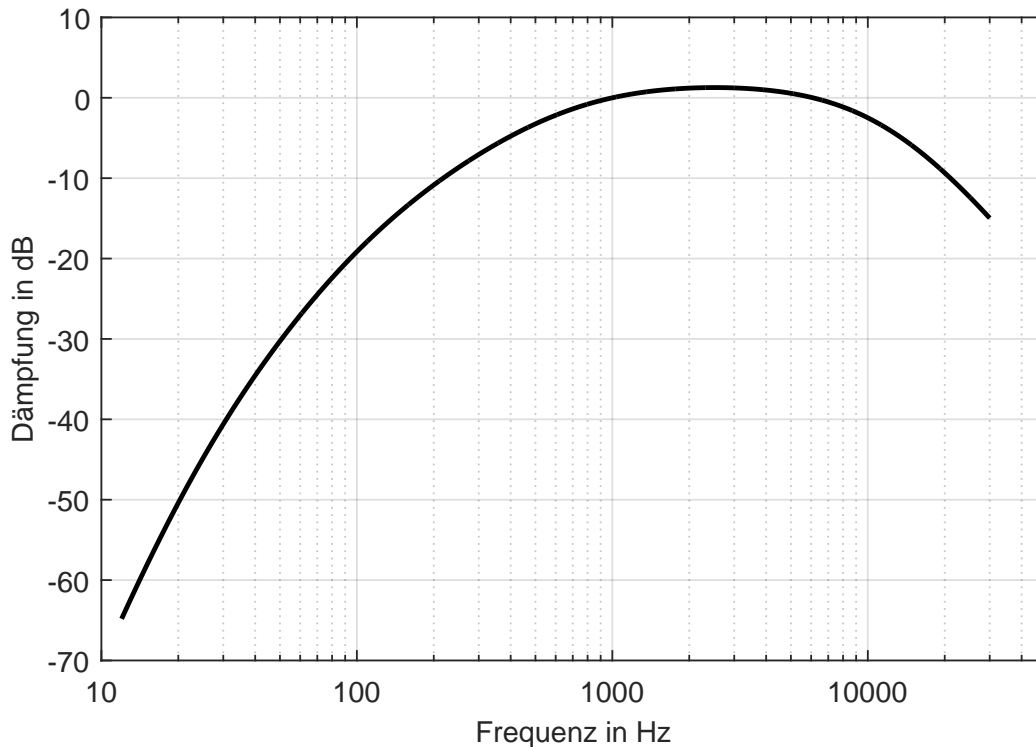


Abbildung 2.16: A-Filterkurve nach MÖSER (2007)

nung der Schalleistung ist in MÖSER (2007) gegeben. Hier sollen nur die wichtigsten Formeln angegeben werden.

Zunächst wird die Schallintensität

$$I(t) = p(t)v(t) \quad (2.44)$$

eingeführt. Sie ist das Produkt aus Schalldruck und Schallschnelle. Für den allgemeinen dreidimensionalen Fall gilt:

$$\mathbf{I} = p\mathbf{v} \quad (2.45)$$

Die durch eine Fläche S hindurchtretende Leistung berechnet sich zu (MÖSER 2007)

$$P = \int \mathbf{I} d\mathbf{S}, \quad (2.46)$$

wobei $d\mathbf{S}$ das vektorielle Flächenelement ist. Es wird somit nur die Intensität berücksichtigt, welche das Flächenelement senkrecht durchdringt. Stellt die Fläche S eine geschlossene Hüllfläche um eine Maschine dar, so kann mit dieser Betrachtungsweise die von ihr ausgehende Schalleistung ermittelt werden. Diese ist somit unabhängig vom Abstand und spezifisch für diese Maschine.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Der Wertebereich der Schalleistung umfasst wie auch der Schalldruck mehrere Dekaden, weshalb auch für sie die Pegelschreibweise eingeführt wird. Der dazu nötige Bezugswert P_0 wird so definiert, dass sich gleiche Zahlenwerte für Druckpegel L_p und Leistungspegel L_W für den Fall einer ebenen fortschreitenden Welle in Luft, welche eine Fläche von $S = 1 \text{ m}^2$ durchsetzt, ergibt (MÖSER 2007):

$$P_0 = I_0 \cdot 1 \text{ m}^2 = 10^{-12} \text{ W} \quad (2.47)$$
$$\text{mit: } I_0 = \frac{p_0^2}{\rho_0 c} = 10^{-12} \text{ W m}^{-2}$$
$$\rho_0 c = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$$
$$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$$

Als Bezugswert erhält man demnach $P_0 = 1 \text{ pW}$. Der Pegel berechnet sich somit folgendermaßen:

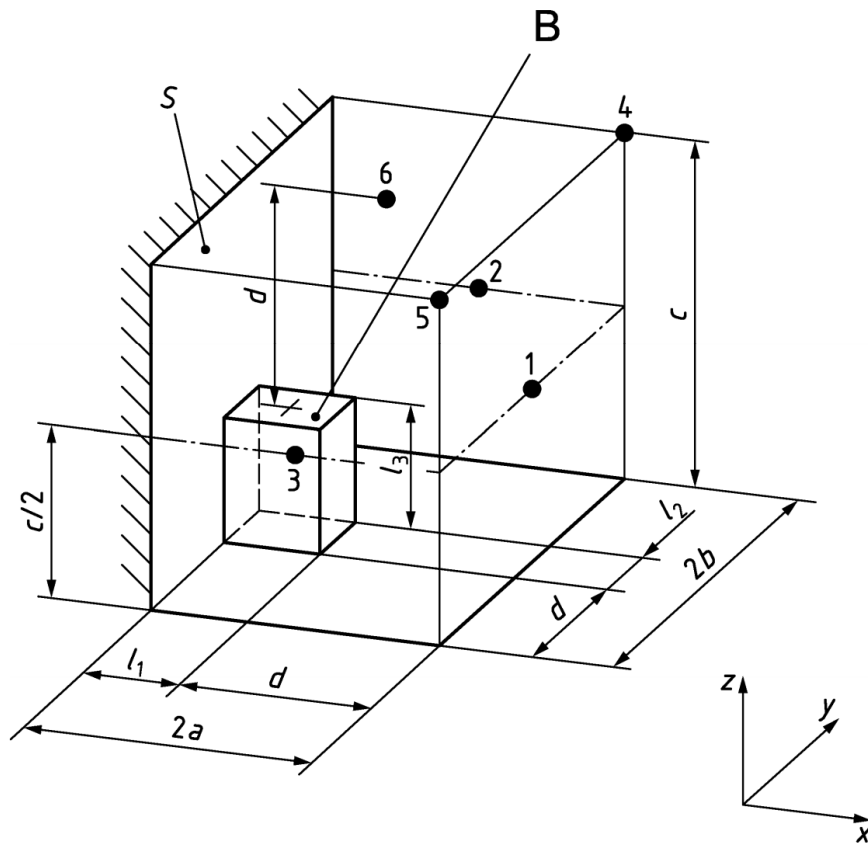
$$L_W = 10 \log \frac{P}{P_0} \text{ dB} \quad (2.48)$$

Um die Schalleistung, welche von einem Gerät ausgeht, zu bestimmen gibt es viele Möglichkeiten. In dieser Arbeit werden dazu zwei verschiedene Verfahren verwendet. Zum einen das „Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene“ nach DIN EN ISO 3744 (2011) in der Ausführung mit schallharter Rückwand der Messzelle (siehe Abbildung 2.17). Zum anderen das „Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 für kleine, transportable Quellen in Hallfeldern“ in der Ausführung als Sonder-Hallraum nach DIN EN ISO 3743-2 (2009).

Das Hüllflächenverfahren basiert auf der bereits beschriebenen Betrachtungsweise des Schalldurchgangs durch eine geschlossene Fläche, welche das Messobjekt umgibt. Dazu wird das Objekt, dessen äußere Abmaße dem Bezugsquader entsprechen, mit einer gedachten Hüllfläche S umschlossen. Steht das Objekt auf einem schallharten Boden und vor einer schallharten Wand, wie es in dieser Arbeit der Fall ist, so ergibt sich eine Hüllfläche wie in Abbildung 2.17 gezeigt. Auf dieser werden an geeigneten Positionen Schalldruckmikrofone angebracht (hier: 1-6).

Anschließend kann der mittlere Schalldruckpegel $\overline{L_p}$ auf der Messfläche berechnet werden:

$$\overline{L_p} = 10 \log \left[\frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 10^{0,1L_{pi}} \right] \text{ dB} \quad (2.49)$$



Legende:

- 1-6 Hauptmikrofonpositionen
- B Bezugsquader
- $2a$ Länge der Messfläche
- $2b$ Breite der Messfläche
- c Höhe der Messfläche
- d Messabstand
- l_1 Länge des Bezugsquaders
- l_2 Breite des Bezugsquaders
- l_3 Höhe des Bezugsquaders
- S Messfläche

Abbildung 2.17: Quaderförmige Messfläche mit sechs Mikrofonpositionen für auf dem Boden stehende Geräuschquellen, die an zwei reflektierende Ebenen angrenzen nach DIN EN ISO 3744 (2011)

Die Größe der Fläche ergibt sich folgendermaßen:

$$S = 2(2ab + bc + 2ca) = 13,95 \text{ m}^2 \quad (2.50)$$

mit: $a = 0,5l_1 + 0,5d = 0,82 \text{ m}$

$b = 0,5l_2 + d = 1,22 \text{ m}$

$c = l_3 + d = 1,74 \text{ m}$

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Anhand dieser Informationen kann mit

$$L_W = \overline{L}_p + 10 \log \frac{S}{S_0} \text{ dB} = \overline{L}_p + 11,45 \text{ dB} \quad (2.51)$$

$$\text{mit: } S_0 = 1 \text{ m}^2 \text{ und } S = 13,95 \text{ m}^2$$

auf die innerhalb der Messfläche befindliche Schalleistung der Quelle geschlossen werden. Außerhalb der Messfläche muss mit absorbierenden Wänden der Messzelle dafür gesorgt werden, dass kein Schall zurück durch die Messfläche reflektiert wird. Dies wird auch als Freifeldbedingung bezeichnet. Auf weitere in der Norm vorgeschlagene Korrekturmaßnahmen kann bei der für diese Arbeit vorhandenen Messumgebung verzichtet werden.

Nun soll noch ein weiteres Prinzip zur Bestimmung des Schalleistungspegels beschrieben werden. Das Verfahren in Hallfeldern (DIN EN ISO 3743-2 2009) basiert auf dem Vorherrschen eines diffusen Schallfelds. Dies wird durch einen schallharten Abschluss der Wände des Messraums und durch Diffusoren, welche im Raum verteilt sind und die Oberfläche der reflektierenden Flächen erhöhen, erreicht. Mit Hilfe dieser Maßnahmen stellt sich in einem solchen Hallraum ein diffuses Schallfeld ein, welches an jedem Punkt im Raum den gleichen Schalldruck verursacht. Durch Messung dieses Schalldrucks kann auf die im Raum emittierte Schalleistung geschlossen werden. Da in der praktischen Anwendung dieses Prinzips der Schalldruck nicht an jeder Stelle im Raum exakt gleich groß ist, werden mehrere Mikrofone platziert und über diese ein mittlerer Schalldruck bestimmt. Für die Messungen in dieser Arbeit werden 4 Mikrofone verwendet. Zur Kalibrierung des Aufbaus wird eine Normschallquelle mit bekannter Schalleistung über die Frequenz an der Stelle im Raum platziert, an welcher später das Messobjekt stehen soll. Zunächst wird die von der Normschallquelle emittierte Schalleistung gemessen und im Vergleich mit den Sollwerten das Messsystem kalibriert. Anschließend kann das Messobjekt in dem Raum platziert werden und unter Zuhilfenahme der zuvor bestimmten Korrekturwerte auf die Schalleistung des Objekts geschlossen werden.

2.2 Thermodynamische Phänomene

2.2.1 Wärme- und Energieübertragung

Bisher wurde auf verschiedene, für diese Arbeit relevante, akustische Zusammenhänge eingegangen. Ebenso wichtig zum Verständnis sind einige Phänomene thermodynamischer Art. Diese werden im Folgenden behandelt.

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik bildet den Zusammenhang zwischen Wärme, Arbeit und Energie (STEPHAN 2013):

$$\Delta E = W + Q + E_M \quad (2.52)$$

Dabei kann eine Energieänderung ΔE des Systems nur durch folgendes bewirkt werden: Arbeit W , Wärme Q oder Energie E_M , die mit einer Masse über die Systemgrenzen bewegt wird.

Arbeit tritt in der Thermodynamik in mehreren Erscheinungsformen auf (DOERING ET AL. 2012). Bei den Betrachtungen im Rahmen der Untersuchungen hier, ist im Wesentlichen die Reibungsarbeit, die durch Reibung eines Fluids an einer Wand entsteht und die elektrische Arbeit, die durch einen ohmschen Widerstand in Wärme umgewandelt wird, von Bedeutung.

Die Wärme Q wird ursächlich und ausschließlich aufgrund einer Temperaturdifferenz übertragen, die zwischen dem System und der Umgebung herrscht. Dies wird als Wärmetransport bezeichnet.

Als Wärmestrom \dot{Q} wird die je Zeiteinheit übertragene Wärme definiert:

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} \quad (2.53)$$

Als Wärmestromdichte \dot{q} wird der Wärmestrom definiert, der je Flächeneinheit über eine Fläche hinweg übertragen wird:

$$\dot{q} = \frac{d\dot{Q}}{dA} \quad (2.54)$$

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Es gibt drei Arten des Wärmetransports (HÄUPL 2013):

- Wärmeleitung
- Konvektion
- Strahlung

Die relevanten Spezialfälle dieser drei Arten werden in den folgenden Abschnitten beschrieben. Für genauere Ausführungen sei auf die jeweils genannten Werke verwiesen.

Es sei noch angemerkt, dass auch durch Transport von Masse über die Systemgrenze hinweg Energie mit der Umgebung ausgetauscht werden kann (E_M). Ist die dabei dem System zu- oder abgeführte Arbeit zu vernachlässigen, so ist nur die innere Energie U der Masse zu berücksichtigen.

2.2.2 Wärmeleitung durch ebene Wände

Zunächst soll die instationäre Wärmeleitung durch eine ebene Wand betrachtet werden (HERWIG & MOSCHALLSKI (2009) und HOLGER (2013)). Diese ist in der Fläche unendlich ausgedehnt und der Wärmestrom wird nur senkrecht zur Wand transportiert. Bei dieser Betrachtung kann

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \nabla^2 T \quad (2.55)$$

mit: $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$

zur Berechnung des Temperaturfelds T für den eindimensionalen Fall vereinfacht werden:

$$\dot{T}(x, t) = a T''(x, t) \quad (2.56)$$

Die Temperaturleitfähigkeit a fasst die Materialeigenschaften der Wand zusammen. Dabei ist ρ die Dichte, c_p die spezifische Wärmekapazität und λ deren Wärmeleitfähigkeit.

Abbildung 2.18 zeigt beispielhaft das Temperaturfeld einer Wand zu verschiedenen Zeitschritten. Zur Zeit $t = 0$ ist die Temperatur der Wand und auf den beiden Seiten T_0 . Anschließend wird auf der linken Seite der Wand die Temperatur auf T_1 erhöht. Zeitlich verzögert erhöht sich auch die Temperatur im Inneren der Wand, bis sich im stationären Zustand ein lineares Gefälle zwischen T_1 und T_0 einstellt.

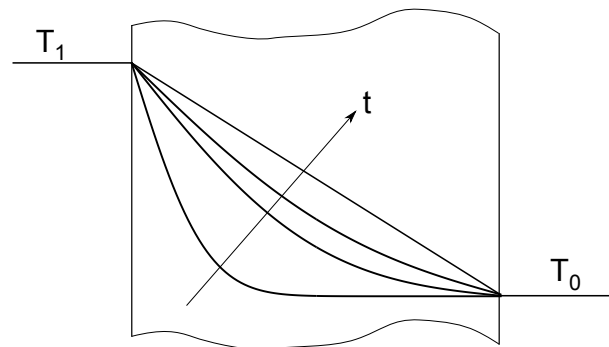


Abbildung 2.18: Instationäres Temperaturfeld in einer homogenen Wand zu verschiedenen Zeitschritten nach HERWIG & MOSCHALLSKI (2009)

Die stationäre Wärmeleitung ist ein Sonderfall der instationären Wärmeleitung. Gibt es keine zeitliche Veränderung des Temperaturfeldes mehr ($\dot{T} = 0$), so wird Gleichung 2.56 zu (HAHNE & ELGETI 2013):

$$\dot{Q} = -\lambda A \frac{dT}{dx} = \lambda A \frac{\Delta T}{l} \quad (2.57)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung kann die Wärmeleitfähigkeit λ bestimmt werden:

$$\lambda = \frac{\dot{Q}l}{A\Delta T} = \alpha l \quad (2.58)$$

Die Wärmestromdichte $\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A}$ gibt den konstanten Wärmestrom durch die Fläche der Wand an. Außerdem ist l die Dicke der Wand und ΔT die Temperaturdifferenz über diese. Der Wärmeübergangskoeffizient α beschreibt die von der Dicke unabhängigen Wärmeübertragungseigenschaften einer gegebenen Wand bzw. Konstruktion. Da mit dieser Kenngröße der jeweils vorliegende Aufbau beschrieben wird, kann dieser über die Dicke auch inhomogen sein. Ist der Aufbau homogen, so gilt $\lambda = \alpha l$. Daraus folgt:

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{A\Delta T} = \frac{\lambda}{l} \quad (2.59)$$

2.2.3 Konvektion

Der konvektive Wärmeübergang bezeichnet die Übertragung von Wärme eines Körpers in ein an ihm vorbei strömendes Medium (HÄUPL 2013). Die Höhe dieses Wärmeflusses, der sich nur bei einem Temperaturunterschied zwischen Körper und Fluid einstellt, hängt im Wesentlichen von der Strömungsgeschwindigkeit, der Oberflächentemperatur und Temperatur des strömenden Mediums, sowie der Oberflächenrauigkeit ab.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Freie Konvektion tritt in Folge räumlich inhomogener Dichteverteilung auf (INCROPERA & DEWITT 1996). Die Ursache für diese inhomogene Verteilung ist im Rahmen dieser Arbeit, wie auch in den meisten anderen Fällen, auf eine ungleichmäßige Temperaturverteilung zurückzuführen. Es wird des weiteren noch zwischen Außenströmung und Innenströmung unterschieden. Die folgenden Betrachtungen setzen eine homogene Verteilung der Temperatur auf der Fläche des Körpers voraus. So kann auf Grund der Linearität der Wärmetransportgleichung folgende Beziehung hergeleitet werden (THESS 2013):

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T \quad (2.60)$$

Dabei ist α der Wärmeübergangskoeffizient, A entspricht der Oberfläche des erwärmten Körper und ΔT der Temperaturdifferenz zwischen diesem und dem umgebenden Fluid.

Im Fall der freien Konvektion ändert sich das Strömungsfeld in Abhängigkeit von ΔT und somit auch der Wärmeübergangskoeffizient α . Die wesentliche Aufgabe besteht nun darin, α in Abhängigkeit von ΔT bzw. dem Strömungsfeld zu finden. Dazu gibt es eine Reihe von empirisch-analytischen Formeln. Um eine Vielzahl ähnlicher Strömungszustände beschreiben zu können, werden dimensionslose Kennzahlen verwendet. Diese werden oft auch als Ähnlichkeitskennzahlen bezeichnet. Für die freie Konvektion lautet der Zusammenhang zwischen diesen

$$Nu(Ra, Pr). \quad (2.61)$$

Die darin enthaltenen Kennzahlen Rayleigh-Zahl Ra , Prandtl-Zahl Pr und Nusselt-Zahl Nu sind wie folgt definiert:

$$Ra = \frac{\beta g \Delta T L^3}{\nu a} \quad (2.62)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (2.63)$$

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (2.64)$$

Dabei ist β der isobare Wärmeausdehnungskoeffizient, g die Erdbeschleunigung, L die charakteristische Länge, ν die kinematische Viskosität und a die Temperaturleitfähigkeit. Die Zusammenhänge dieser Kennzahlen und v. a. die Lösung der Gleichung 2.61 sind in empirisch analytischen Formeln oder meist auch in Tabellen abgebildet.

Im Rahmen dieser Arbeit ist die freie Konvektion, verursacht durch Außenströmung, an vertikalen und horizontalen Flächen von Bedeutung. Im folgenden soll deshalb darauf

2.2 Thermodynamische Phänomene

genauer eingegangen werden. Es gilt für den laminaren wie auch turbulenten Fall einer vertikalen Wand in einem Bereich von $Ra = 10^{-1}$ bis $Ra = 10^{12}$ (KLAN 2013)

$$Nu = \left(0,825 + 0,387 (Ra \cdot f_1(Pr))^{1/6}\right)^2. \quad (2.65)$$

Die Funktion

$$f_1 = \left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{-16/9} \quad (2.66)$$

berücksichtigt den Einfluss der Prandtl-Zahl von $0,001 < Pr < \infty$. Als charakteristische Länge L ist für die Gleichungen 2.62 und 2.64 die Höhe der Fläche zu verwenden. ΔT ist die Temperaturdifferenz der Mitte der Platte zur Umgebung. Die anderen Werte sind Stoffwerte des umgebenden Fluids. Für Luft bei 30°C gelten folgende Werte (WAGNER & KRETZSCHMAR 2013):

$$\lambda = 0,0268 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$\nu = 16,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$$

$$a = 2,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$$

$$Pr = 0,70$$

Bei horizontalen Fällen werden zwei Varianten unterschieden: Wärmeabgabe auf der Oberseite und Wärmeabgabe auf der Unterseite. Für erstere gilt bei laminarer Strömung:

$$Nu = 0,766 (Ra \cdot f_2(Pr))^{1/5} \quad (2.67)$$

$$\text{für: } Ra \cdot f_2(Pr) \lesssim 7 \cdot 10^4$$

$$\text{mit: } f_2(Pr) = \left(1 + \left(\frac{0,322}{Pr}\right)^{11/20}\right)^{-20/11} \quad (2.68)$$

Für Wärmeabgabe auf der Unterseite gilt:

$$Nu = 0,6 (Ra \cdot f_1(Pr))^{1/5} \quad (2.69)$$

Eine ausführliche Beschreibung mit Anwendungsbeispielen findet sich in KLAN (2013).

2.2.4 Wärmestrahlung

Für die in den vorherigen Abschnitten beschriebene Wärmeleitung und Konvektion ist jeweils ein Medium erforderlich. Eine weitere Möglichkeit Wärmeenergie auch ohne Medium zu übertragen ist die Wärmestrahlung.

Als Bezugsgröße für Berechnungen der Wärmestrahlung wird der Schwarze Körper herangezogen (KABELAC & VORTMEYER 2013). Dies ist ein idealisierter Strahler, der alle auf ihn treffende Strahlung absorbiert. Bei einer vorgegebenen Temperatur T strahlt dessen Oberfläche einen für diese Temperatur charakteristischen Maximalwert an Strahlungsenergie ab. Alle realen Körper der gleichen Temperatur strahlen einen Bruchteil dieser Energie ab.

Alle Körper mit einer thermodynamischen Temperatur von $T > 0\text{ K}$ emittieren Wärmestrahlung. Tauschen zwei benachbarte Körper Strahlungsenergie aus, so findet ein Netto-Strahlungswärmetransport in Richtung des Körpers mit der niedrigeren Temperatur statt (HERWIG & MOSCHALLSKI 2009). Zur Bestimmung dieses Wärmestroms sind einige Vereinfachungen nötig, da z. B. auch alle anderen Körper in der Umgebung diesen Austausch beeinflussen. Es werden deshalb hier nur Körper angenommen, die eine konstante spezifische Ausstrahlung und eine konstante Oberflächentemperatur haben. Auch schränken wir die Betrachtung auf

- Schwarze Körper (keine Reflexion, diffuse Strahlung) und
- Graue Körper (Graue Lambert-Strahler; wellenlängenunabhängige, diffuse Strahlung)

ein. Wie bereits erwähnt, werden auch alle anderen Objekte der Umgebung vernachlässigt.

Für den Strahlungsaustausch zweier schwarzer Körper ergibt sich so ein Netto-Wärmestrom \dot{Q}_{12} von

$$\dot{Q}_{12} = \sigma A (T_2^4 - T_1^4). \quad (2.70)$$

mit: $\sigma = 5,67\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-4}$

Dabei ist A die Oberfläche zweier paralleler Flächen der Körper bzw. die eines Körpers, welcher in die Umgebung abstrahlt (Hohlraum mit innen liegendem Körper). T_1 und T_2 ist die jeweilige thermodynamische Temperatur der Körper und σ die Stefan-Boltzmann-Konstante.

Stehen zwei graue Strahler im Strahlungsaustausch, so wird der Strahlungsaustauschgrad E eingeführt. Mit

$$E = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (2.71)$$

lässt sich der Netto-Wärmestrom folgendermaßen berechnen:

$$\dot{Q}_{12} = \sigma A E (T_2^4 - T_1^4) \quad (2.72)$$

Dabei ist ε_1 bzw. ε_2 der Emissionsgrad der jeweiligen Körper. Dieser gibt an, welchen Bruchteil der graue Strahler im Verhältnis zu einem schwarzen Strahler der gleichen Temperatur emittiert (BÖCKH & WETZEL 2014). Da aufgrund der Vereinfachungen keine Transmission stattfinden soll, ist dies auch gleichzeitig der Anteil, den der graue Körper absorbiert ($\alpha = \varepsilon$).

Strahlt ein grauer Körper in die Umgebung (Hohlraum mit innen liegendem Körper), so hat der Emissionsgrad ε_2 der Umgebung keinen Einfluss, er wird zu $\varepsilon_2 = 1$. Aus Gleichung 2.72 wird:

$$\dot{Q}_{12} = \sigma A_1 \varepsilon_1 (T_2^4 - T_1^4) \quad (2.73)$$

Die hier aufgeführten Zusammenhänge sind stark vereinfacht und auf das wesentliche reduziert. Für eine detailliertere Betrachtung sei auf HERWIG & MOSCHALLSKI (2009), KABELAC & VORTMEYER (2013) und BÖCKH & WETZEL (2014) verwiesen.

3 Beschreibung des Untersuchungsobjekts

3.1 Konzept des Geschirrspülvollautomats

Vor weiteren Betrachtungen sollen zunächst die Bestandteile eines Geschirrspülvollautomats (GV) und deren Zusammenwirken beschrieben werden. Anschließend wird für alle in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ein GV Typ aus dem Portfolio der BSH Hausgeräte GmbH (BSH) ausgewählt und dessen Spezifikation erläutert. Es soll auch auf das für Vergleichsmessungen verwendete Normgeschirr und die dazu festgelegte Beladung des GV eingegangen werden.

Abbildung 3.1 zeigt schematisch den Aufbau eines GV mit den wichtigsten Komponenten. Das größte Bauteil ist der Behälter. Dieser ist wasserdicht und gegenüber der Spüllauge chemisch beständig. Er wird entweder komplett aus rostfreiem Stahl oder in Kombination mit geeigneten Kunststoffen hergestellt. Für alle Untersuchungen in dieser Arbeit wird eine Variante gewählt, welche vollständig aus rostfreiem Stahl (Dicke 0,4 mm) besteht.

Der Behälter nimmt das Spülgut auf. Dazu sind 2 Körbe und optional eine Schublade für das Besteck vorgesehen. Jene werden je nach Position im GV als Unterkorb (UK) oder Oberkorb (OK) bezeichnet.

Zur Reinigung des Geschirrs wird erwärmtes Wasser mit Reinigungsmittel verwendet (SINNER 1960). Damit dieses mit ausreichendem Druck an alle Geschirrteile gelangt, werden Sprüharme und ein Dachkreisel (DK) eingesetzt. Die Arme besitzen mehrere Reinigungsdüsen, welche nach oben gerichtet sind und eine Antriebsdüse. Durch diese wird Wasser tangential zur Rotationsebene ausgestoßen und verursacht somit eine kontinuierliche Rotationsbewegung des Sprüharms. Der Dachkreisel wird direkt durch den Wasserdruck in Drehung versetzt und verteilt die Spüllauge über dem Besteck.

3 Beschreibung des Untersuchungsobjekts

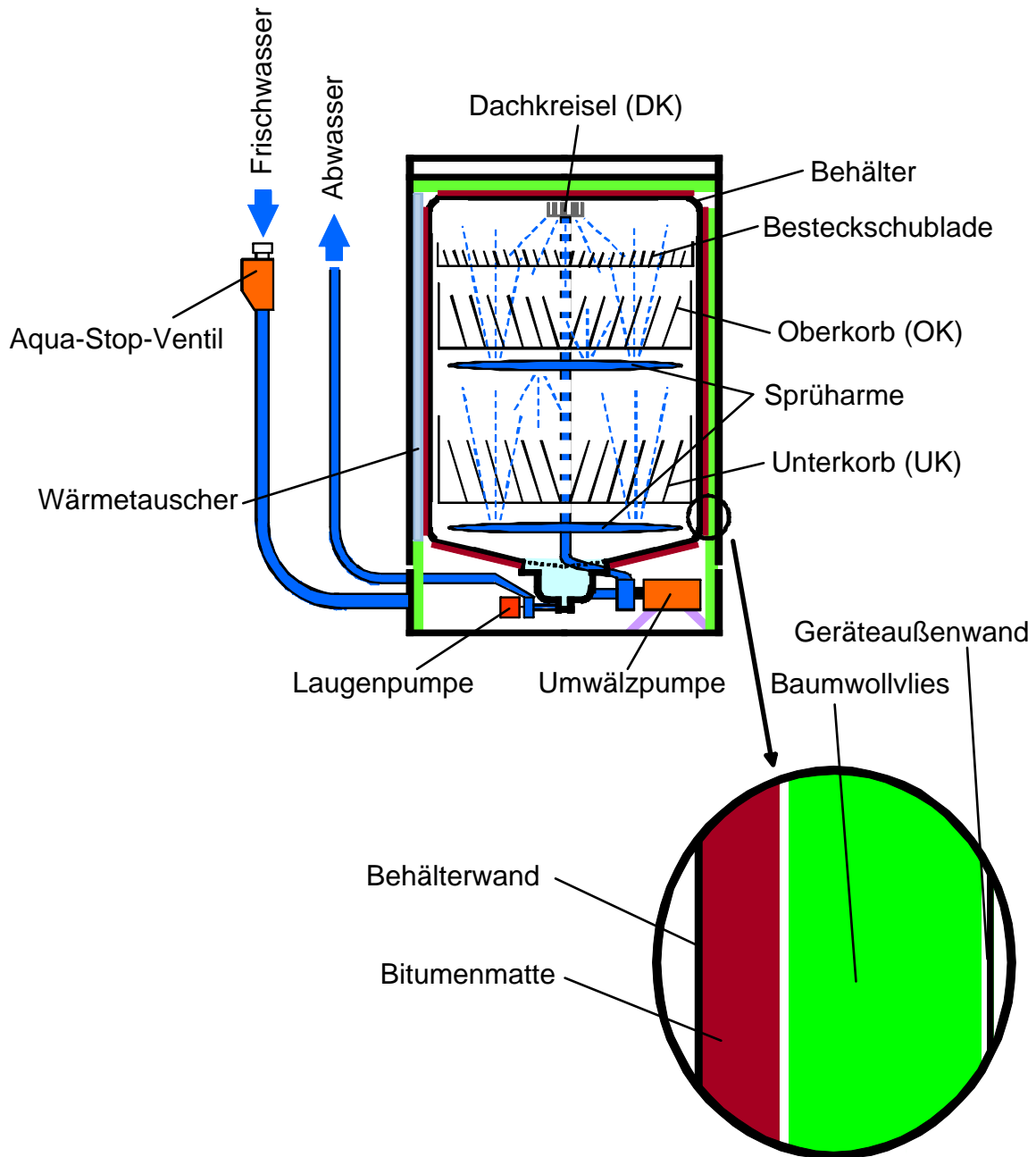


Abbildung 3.1: Komponenten eines aktuellen GV

Während der Spülphase wird das Wasser im GV ständig in einem Kreislauf gepumpt. Das von dem Geschirr ablaufende Wasser wird in der Bodenwanne aufgefangen, gefiltert und dem Kreislauf zurückgeführt. Das dafür zuständige Aggregat ist die Umwälzpumpe. Sie stellt einen ausreichenden Volumenstrom und den nötigen Druck zur Verfügung. Durch eine integrierte elektrische Widerstandsheizung kann diese auch die Spüllauge erwärmen. Um die Wassermenge, welche sich in den Rohren zu den Sprüh-

3.1 Konzept des Geschirrspülvollautomats

armen befindet, so gering wie möglich zu halten, kann mit Hilfe einer Wasserweiche zwischen den Spülebenen (UK, OK, DK) umgeschaltet werden.

Am Ende der Spülphase befindet sich der Schmutz im Sieb des GV. Dieser wird von der Laugenpumpe mitsamt der Spüllauge in den Abwasserschlauch gepumpt. Um dem GV erneut Frischwasser zuzuführen, wird das Ventil im Aqua-Stop geöffnet. Das Wasser gelangt zunächst in den Wärmetauscher und kann aus diesem in das Innere des Behälters abgelassen werden. Der Wärmetauscher befindet sich auf der linken Seite des GV und ist direkt auf der Behälterwand fixiert, um einen guten Wärmeaustausch zum Behälterinnenraum sicherzustellen. Er wird im Spülprozess für Energierückgewinnungsmaßnahmen und zur Trocknung des Geschirrs verwendet (siehe Abschnitt 3.2).

In dem Detail in Abbildung 3.1 ist der Aufbau der Wand eines GV genauer dargestellt. Auf der Innenseite befindet sich die Behälterwand. Direkt auf diese ist eine Bitumenmatte aufgebracht. Als nächste Lage folgt ein Baumwollfaservlies. Dieses ist zwischen die Geräteaußenwand und die Bitumenmatte eingelegt. Die Funktionen dieser einzelnen Schichten werden in den Abschnitten 3.3 und 3.5 genauer beschrieben.

Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wird ein GV mit einer Breite von 60 cm und einer Höhe von 84,5 cm verwendet. Es handelt sich dabei um ein Standgerät, welches unterbaubar ist (siehe Abbildung 3.2).



Abbildung 3.2: Unterbaubares Standgerät mit Wärmetauscher und Besteckschublade (BSH HAUSGERÄTE GMBH 2016)

Das bedeutet, dass dieses Gerät sowohl frei im Raum stehend betrieben werden kann, wie auch in der Küche unter eine Arbeitsplatte eingebaut werden kann. Dadurch ist es möglich in den nachfolgenden Untersuchungen mit einem Gerät verschiedene Einbauvarianten zu betrachten. Bei einem solchen GV entfällt auch die Montage einer Möbelplatte auf die Türe, da diese bereits durch eine lackierte Blechverkleidung optisch

3 Beschreibung des Untersuchungsobjekts

ansprechend gestaltet ist. Die gewählte Variante nutzt die passive Trocknung des Geschirrs durch Verdunstung und Kondensation. Dazu ist auf der linken Seite eine Wassertasche in die Wand des GV integriert. Diese wird als Wärmetauscher bezeichnet, fasst ca. 3 L Wasser und wird während der Trocknung mit kaltem Frischwasser befüllt, um eine Kondensationsfläche zur Verfügung zu stellen. Der genaue Prozessablauf ist in Abschnitt 3.2 beschrieben.

Um vergleichbare Ergebnisse sowohl für die Schallemission wie auch für den Energieverbrauch zu erhalten, wird genormtes Geschirr verwendet und nach einem festgelegten Plan eingeordnet. Die Anzahl und Art der Geschirrtteile ist für den Energieverbrauch und die Platzierung für die Schallemission entscheidend. Der Beladungsplan beschreibt deshalb detailliert, welches Geschirrtteil in welcher Position in dem Geschirrkorb platziert wird. Für die ausgewählte Variante ist dieser in Abbildung 3.3 dargestellt.

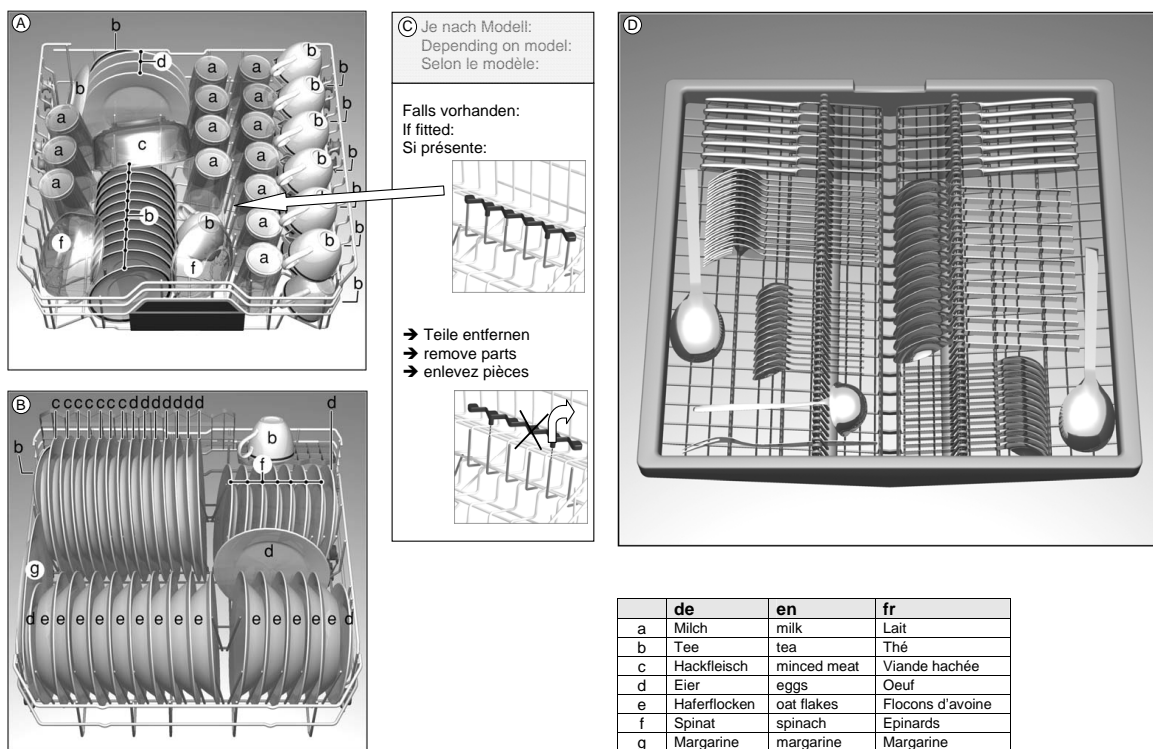


Abbildung 3.3: Beladungsplan für einen GV mit Besteckschublade (BSH HAUSGERÄTE GMBH 2015)

Das nach DIN EN 50242 (2013) genormte Geschirr wird als Maßgedeck (MG) bezeichnet. Abbildung 3.4 zeigt ein MG und ein Serviergeschirr inklusive Anschmutzung nach Norm. In der für diese Arbeit gewählten Variante eines GV finden dank der Besteckschublade insgesamt 14 MG Platz.



Abbildung 3.4: Ein Maßgedeck und Serviergeschirr nach DIN EN 50242 (2013)

3.2 Prozessablauf des Vergleichsprogramms

Zur Ermittlung der Wirksamkeit alternativer Wandaufbauten und Untersuchung der Zusammenhänge zwischen Wärmeisolation und Schalldämmung werden Messungen am GV durchgeführt. Um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten wird das „ECO“ Programm verwendet. Dieser Programmablauf wird auch zur Bestimmung der Energieverbrauchs- bzw. Gebrauchseigenschaften nach DIN EN 50242 (2013) und Schallemission nach DIN EN 60704-1 (2010) verwendet.

In Abbildung 3.5 ist der Temperaturverlauf des Spülinnenraums über die Zeit aufgetragen. Es sind auch die Heizphasen und Zeitpunkte zu welchen das Wasser im GV ausgetauscht wird dargestellt. Der gesamte Zyklus gliedert sich in vier Abschnitte.

Zu Beginn findet das „Vorspülen“ statt. Dabei wird mit kaltem Wasser der Schmutz auf dem Geschirr angelöst und teilweise abgetragen. Am Ende dieser Phase wird ein Großteil des Wasser mitsamt dem darin enthaltenen Schmutz in den Abfluss gepumpt.

Nach Austausch des schmutzigen Wassers durch sauberes folgt die Hauptphase, das „Spülen“. In dieser langen Phase des Zyklus wird das Wasser zunächst auf eine Zieltemperatur von ca. 50°C erhitzt. Dies ergibt eine Spülinnentemperatur von ca. 45-50°C. Ist die Zieltemperatur erreicht, wird die Heizung abgeschaltet und der GV verliert die Wärme an die Umgebung. Dies ist deutlich am Absinken der Innentemperatur zu erkennen. In dieser Phase wird auch der Reiniger ins Wasser gegeben, um zusammen mit der Temperatur und dem Wasserdruck eine zufriedenstellende Reinigung sicherzustellen (SINNER 1960).

3 Beschreibung des Untersuchungsobjekts

Nach ausreichender Einwirkdauer folgt das „Zwischenspülen“. Bei diesem werden mit kaltem, klarem Wasser verbleibende Schmutz- und Spülmittelreste von der Beladung gewaschen. Nun befindet sich sauberes, nasses Geschirr mit einer Temperatur von ca. 30°C im GV.

Um dieses zu trocknen, wird es mit frischem Wasser auf eine Temperatur von ca. 70°C erwärmt und anschließend die Umwälzpumpe abgeschaltet. Danach wird der Wärmetauscher auf der linken Seite des GV mit kaltem Leitungswasser befüllt. Der heiße Dampf kondensiert an der kalten Fläche des Wärmetauschers und fließt nach unten ab. Um zu verhindern, dass sich auf den Geschirrtteilen Kalkflecken und Wasserränder bilden, wird während des Aufheizens Klarspüler dosiert. Dadurch verringert sich die Oberflächenspannung des Wassers. Das führt zu einem besseren Abfließen größerer Tropfen und zu einer dünnen Verteilung des Wasserfilms auf dem Geschirr, wodurch die Verdunstung des Wassers begünstigt wird. Diese letzten beiden Phasen werden „Klarspülen“ und „Trocknen“ bezeichnet.

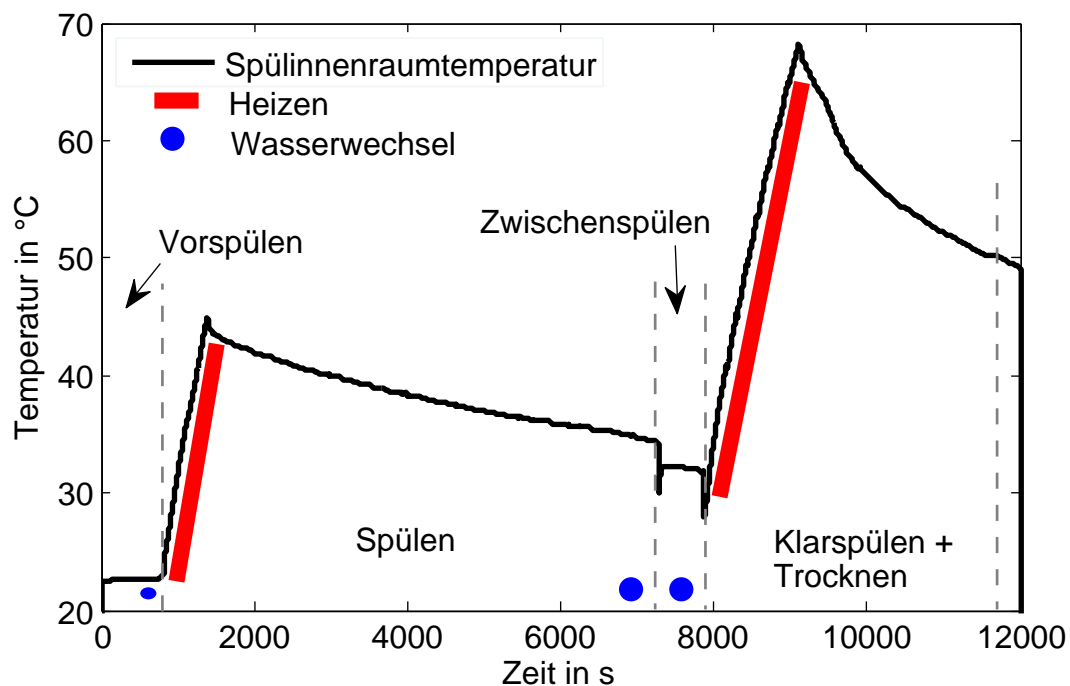


Abbildung 3.5: Temperaturverlauf und Phasen des Vergleichsprogramms

Während des gesamten Zyklus befinden sich ca. 2,7 bis 3,5 L Wasser im Spülinnenraum. Diese Wassermenge wird zu Beginn aus dem, vom vorhergehenden Zyklus noch vollen, Wärmetauscher entnommen. Bei den folgenden Wasserwechsel wird dieses einmal teilweise und 2 mal komplett durch frisches Leitungswasser ersetzt. Am Ende des Klarspülens wird der Wärmetauscher mit frischem Wasser befüllt. Dadurch ergibt sich ein Gesamtwasserverbrauch von ca. 9,3 L pro Zyklus.

Dieser Programmablauf dient für viele Messungen als Referenz. Andere Spülzyklen und Zusatzoptionen sind an diesen angelehnt und in diesem werden fast alle Aktionen angesteuert. Die wiederkehrenden Aufgaben, wie Heizen, Wasserwechsel oder Abpumpen laufen auch in anderen Programmen ähnlich wie im Vergleichsprogramm ab.

3.3 Wärme- und Energiehaushalt

Abbildung 3.6 zeigt schematisch die für den Energiehaushalt wesentlichen Komponenten und Energieflüsse in einem GV. Die Behälterwand kann als Systemgrenze zwischen Innen und Außen betrachtet werden. Sie selbst und alle mit ihr verbundenen Bauteile werden dem Innenraum zugeordnet und stellen eine Wärmekapazität im Inneren dar. Durch die Wand kann Energie über Wärmeleitung mit der Umgebung ausgetauscht werden. Innerhalb des Behälters befinden sich des weiteren Wärmekapazitäten, wie Geschirr, Körbe und alle sonstigen Bauteile, wie etwa Rohre, Sprüharme oder Pumpen. Das im GV befindliche Wasser stellt ebenfalls eine Wärmekapazität dar. In jenes wird von außen Energie eingetragen. Da es durch die Sprüharme im gesamten Innenraum verteilt wird, findet darüber ein Austausch der Wärme zwischen den Komponenten statt. Bei einem Wechsel des Wassers findet zusätzlich ein Stoffaustausch mit der Umgebung statt, wodurch auch die im Wasser enthaltene Wärmemenge mit der Umgebung ausgetauscht wird.

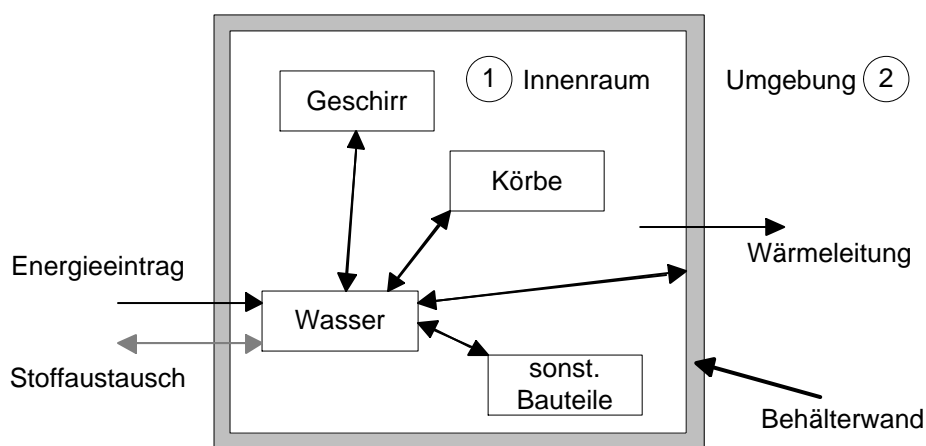


Abbildung 3.6: Energieflüsse und Stoffaustausch im GV

3 Beschreibung des Untersuchungsobjekts

Diese schematische Betrachtung dient auch als Grundlage zum Entwurf der thermodynamischen Systemsimulation in Abschnitt 7.2. Der Aufbau der Behälterwand wird in Abschnitt 7.1 genauer beschrieben.

Für eine erfolgreiche Reinigung der Geschirrteile und zufriedenstellende Trocknung zum Ende des Programmzyklus, ist es nötig, das Temperaturniveau im Innenraum anzuheben. Dadurch müssen zum einen die innerhalb des Systems vorhandenen Wärmekapazitäten erwärmt werden. Zum anderen stellt sich auf Grund des Temperaturunterschieds zwischen Innenraum und Umgebung ein Wärmestrom ein, welcher dem System Energie entzieht. Zur Verteilung des Wassers (Spülflotte) innerhalb des Spülbehälters wird dieses mittels einer Pumpe in einem geschlossenen Kreislauf gepumpt und zu festgelegten Phasen im Zyklus durch die Laugenpumpe ausgetauscht. Die Erwärmung der Maschine inkl. Beladung und Umwälzen der Spülflotte verbrauchen am meisten Energie im Verlauf des Spülprogramms. Dadurch ergibt sich folgende Einordnung der Aggregate nach Energieumsatz:

1. Heizung
2. Umwälzpumpe
3. Laugenpumpe
4. Sonstige (Ventile, Anzeige, ...)

Im folgenden Abschnitt soll beschrieben werden, wie der Gesamtenergieverbrauch pro Spülzyklus möglichst reproduzierbar bestimmt werden kann.

3.4 Aufbau zur Bestimmung des Energieverbrauchs

In DIN EN 50242 (2013) ist sehr detailliert beschrieben, in welcher Weise die Gebrauchseigenschaften eines elektrischen Geschirrspülers für den Hausgebrauch bestimmt werden sollen. Es sind die Verfahren für die Bestimmung folgender Eigenschaften festgelegt:

- Reinigungsverhalten
- Trocknungsleistung
- Energie- und Wasserverbrauch
- Luftschallemission

3.4 Aufbau zur Bestimmung des Energieverbrauchs

Zur Bestimmung der Luftschallemission wird auf DIN EN 60704-2-3 (2006) und DIN EN 60704-3 (1996) verwiesen. Es wird empfohlen, diese vor den anderen Messungen durchzuführen. Abschnitt 3.6 erläutert das Verfahren zur Ermittlung dieser Gebrauchseigenschaft. Das Vorgehen zur Bestimmung aller weiteren Eigenschaften soll im Folgenden zusammengefasst werden. Für detailliertere Informationen sei auf die Norm verwiesen, hier werden nur die für diese Arbeit wichtigen Aspekte behandelt.

Zur Herstellung eines reproduzierbaren Ausgangszustands muss der GV mindestens drei vollständige Zyklen im Vergleichsprogramm mit sauberer Beladung und Reiniger, jedoch ohne Klarspüler durchlaufen. Letztere Vorgabe verhindert Schaumbildung, welche aufgrund des fehlenden Schmutzes stattfinden würde. Zwischen den folgenden Messungen dürfen keine zusätzlichen Spülgänge durchgeführt werden. Zunächst wird die Reinigungsleistung und danach die Trocknungsleistung bestimmt. Die Messung von Energie- und Wasserverbrauch wie auch Zykluszeit muss gemeinsam mit der Reinigungsleistung erfolgen. Während der Messung müssen folgende Randbedingungen eingehalten werden:

- Umgebungstemperatur: $(23 \pm 2)^\circ\text{C}$
- relative Luftfeuchte: $(55 \pm 5)\%$
- Temperatur des Kaltwasserzulauf: $(15 \pm 2)^\circ\text{C}$
- Wasserhärte: $(2,5 \pm 0,5) \text{ mmol l}^{-1}$
- Wasserdruck: $(240 \pm 20) \text{ kPa}$
- Referenzreiniger B
- Formel-III-Klarspüler (sauer)

Zur Bestimmung der Reinigungsleistung wird der GV mit der vom Hersteller angegebenen Anzahl an Maßgedecken beladen (siehe Beladungsplan in Abbildung 3.3). Die Beladung wird mit folgenden Lebensmitteln nach den Vorgaben der Norm verschmutzt:

- Milch
- Tee
- Hackfleisch
- Ei
- Haferflocken
- Spinat

3 Beschreibung des Untersuchungsobjekts

- Margarine

Diese werden teilweise im Ofen oder in der Mikrowelle eingebrannt oder über einen längeren Zeitraum an der Luft getrocknet. Genaue Anweisungen dazu finden sich in DIN EN 50242 (2013). Abbildung 3.4 zeigt einen Satz verschmutztes Maßgedeck. Ist der GV beladen wird dieser im Vergleichsprogramm „ECO“ gestartet. Gleichzeitig wird ein in der Norm festgelegtes Referenzgerät mit verschmutztem Geschirr aus der gleichen Charge betrieben. Nach Beendigung des Zyklus wird das Reinigungsergebnis des Messobjekts mit dem des Referenzspülers verglichen und nach einem festgelegten Schema ausgewertet. Dies ergibt am Ende eine Bewertung des Reinigungsergebnisses. Während des Spülzyklus wird auch der Energie- und Wasserverbrauch, sowie die tatsächliche Zykluszeit gemessen. Ersteres ergibt die Energieverbrauchswerte.

Die Feststellung der Trocknungsleistung folgt den gleichen Vorgaben wie zur Bestimmung der Reinigungsleistung. Jedoch wird dabei sauberes Geschirr ohne Schmutz oder Wasserflecken verwendet. Nach Ende des Zyklus wird das Geschirr nach Vorgaben der Norm beurteilt und im Vergleich zu den Ergebnissen der Referenzmaschine bewertet. Daraus ergibt sich die jeweilige Trocknungsleistung für das Untersuchungsobjekt.

Die Herstellung von nach DIN EN 50242 (2013) verschmutztem Geschirr ist sehr aufwendig. Da in dieser Arbeit weder Reinigungs- noch Trocknungsleistung beurteilt werden soll, wird für vergleichende Messungen zur Bestimmung des Energieverbrauchs sauberes Geschirr verwendet. Dies ist zulässig, da hier nur der Einfluss auf den Energieverbrauch durch Veränderung des Wandaufbaus außerhalb des Behälters untersucht wird. Alle anderen Komponenten des GV bleiben unangetastet. Es ist anzunehmen, dass keine Wechselwirkung hinsichtlich Energieverbrauch zwischen Schmutz im Geschirrspüler und Wandaufbau des Behälters besteht.

3.5 Schallentstehungs- und Transportmechanismen

Die zur Reinigung und Trocknung des Geschirrs nötigen Prozessabläufe verursachen zum einen selbst eine Schallemission, wie etwa das Auftreffen des Wassers auf Geschirrtteile oder die Behälterwand. Zum anderen verursachen auch die Aggregate zur Umsetzung dieser Abläufe durch Strukturschwingungen eine Abstrahlung von Schall. Zu letzteren gehören u. a. die Umwälzpumpe, Laugenpumpe und Ventile.

3.5 Schallentstehungs- und Transportmechanismen

Untersuchungen haben gezeigt, dass der größte Anteil der Schallemission durch das auf Geschirr und Behälter auftreffende Wasser verursacht wird. Abbildung 3.7 zeigt schematisch die Schallentstehungs- und Transportmechanismen im Behälterinnenraum. Dabei wird durch das auf das Geschirr auftreffende Wasser dieses zunächst zu Schwingungen angeregt und emittiert als Folge daraus Luftschall in den Behälterinnenraum. Dieser Luftschall trifft auf die Behälterwand und wird zum Teil reflektiert, transmittiert oder absorbiert. Dabei ist besonders die in Abschnitt 2.1.5 beschriebene Theorie der Luftschalldämmung relevant. Das direkt auf den Behälter auftreffende Wasser hingegen regt die Behälterwand zu Strukturschwingungen an. Um die daraus resultierende Schallabstrahlung an die Umgebung so gering wie möglich zu halten, ist die in Abschnitt 2.1.6 beschriebene Betrachtungsweise zur Körperschalldämpfung von Bedeutung. Über beide Anregungsmechanismen emittiert die Außenseite der Behälterwand Schall. Um diese Emission zu reduzieren wird ein poröser Schallabsorber (Faservlies) eingesetzt. Die Grundlagen dazu sind in Abschnitt 2.1.4 erläutert.

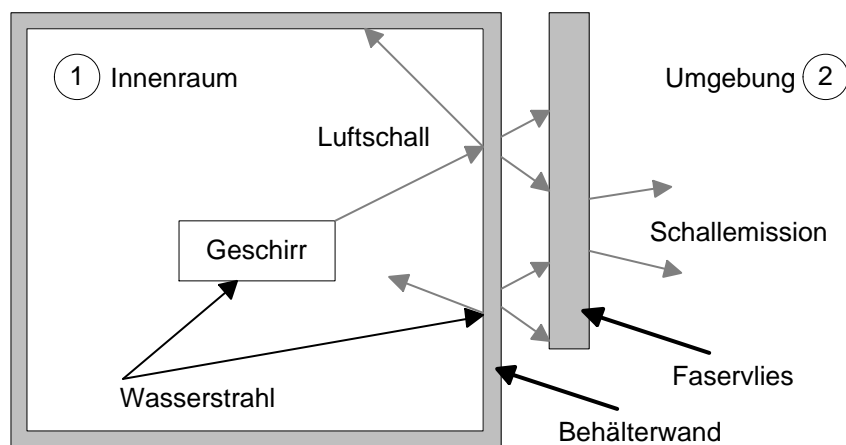


Abbildung 3.7: Schallentstehungs- und Transportmechanismen im Behälterinnenraum und Umgebung

Komponenten wie etwa Umwälzpumpe, Laugenpumpe oder Ventile verursachen durch ihre Schwingungen ebenfalls eine Schallemission. Diese ist jedoch wesentlich geringer als die durch oben beschriebene Mechanismen verursachte und ist meist nur psychoakustisch von Bedeutung. Des Weiteren kann sie durch den Aufbau der Behälterwand nur indirekt beeinflusst werden. Der indirekte Einfluss soll berücksichtigt werden, die Betrachtung der Komponenten selbst ist nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Zur Beurteilung der Wirksamkeit verschiedener Maßnahmen zur Reduktion der Schallemission und zur Bestimmung eines Vergleichswerts zwischen verschiedenen Maschinen ist ein Verfahren mit guter Reproduzierbarkeit nötig. Der folgende Abschnitt be-

3 Beschreibung des Untersuchungsobjekts

schreibt das genormte Vorgehen zur Bestimmung der Luftschallemission von Geschirrspülmaschinen.

3.6 Aufbau zur Bestimmung der Schallemission

Zur Bestimmung der Luftschallemission werden die „Allgemeinen Anforderungen“ nach DIN EN 60704-1 (2010) und die „Besonderen Anforderungen für Geschirrspülmaschinen“ nach DIN EN 60704-2-3 (2006) umgesetzt. Die Berechnung der auf dem Energielabel angegebenen Geräuschemissionswerte folgt den Anweisungen in DIN EN 60704-3 (1996).

Der allgemeine Teil der Norm nennt alle Anforderungen an die Randbedingungen zur Bestimmung der Luftschallemission von elektrischen Haushaltsgeräten. Es werden Messverfahren, akustische Umgebungen, Messgeräte, Klimabedingungen, Geräteaufbau und Betriebsbedingungen spezifiziert. Der für Geschirrspülmaschinen spezifische Teil erläutert die nur für GV zutreffenden Details. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit werden zwei Verfahren zur Bestimmung der Schallemission verwendet. Zum einen die Messung unter Freifeldbedingungen mit zwei reflektierenden Flächen (siehe Abbildung 3.8) und zum anderen die Messung der Schallemission im Sonder-Hallraum (siehe Abbildung 3.9).

Die Vorbereitungen und Durchführung einer Messung sollen im Folgenden beschrieben werden. Es müssen vor Beginn der Geräuschemessung alle Filter und Innenflächen des Geräts gereinigt werden. Ebenso wird der Salzbehälter, falls vorhanden, mit Wasser gefüllt. Anschließend muss das Gerät mindestens zwei vollständige Zyklen des „Standard-Prüfprogramms für Geräuschemessungen“ durchlaufen. Dies kann mit oder ohne „Standard-Prüfbeladung für Geräuschemessungen“ erfolgen. Dieses Vorgehen führt zu reproduzierbaren Startbedingungen für die eigentliche Messung. Nun wird das Gerät in der Geräuschemesszelle aufgebaut und mit der vom Hersteller angegebenen Anzahl an MG und Servierteilen beladen. Die Beladung muss trocken sein und ist dieselbe, wie sie in der Norm zur Messung der Gebrauchseigenschaften (DIN EN 50242 2013) spezifiziert ist, jedoch ohne Anschmutzung. Da sich im GV kein Schmutz befindet, wird auch kein Reiniger oder Klarspüler in die Dosierfächer gegeben, um Unstetigkeiten im Messergebnis durch Schaumbildung zu vermeiden. Alle Geschirrspüler, die unterbaubar sind, müssen in einer entsprechenden Nachbildung der Einbausituation gemessen werden. Dies wird in der Norm durch eine Holzkiste (siehe Abbil-

3.6 Aufbau zur Bestimmung der Schallemission



Abbildung 3.8: Aufbau zur Bestimmung der Luftschallemission nach DIN EN 60704-1 (2010) und DIN EN 60704-2-3 (2006) unter Freifeldbedingungen



Abbildung 3.9: Raum zur Bestimmung der Luftschallemission nach DIN EN 60704-1 (2010) und DIN EN 60704-2-3 (2006) in einem Sonder-Hallraum

3 Beschreibung des Untersuchungsobjekts

dung 3.10) aus 19 mm starken, unbehandelten Span- oder Sperrholzplatten mit einer Dichte zwischen 600 kg m^{-3} und 750 kg m^{-3} umgesetzt.

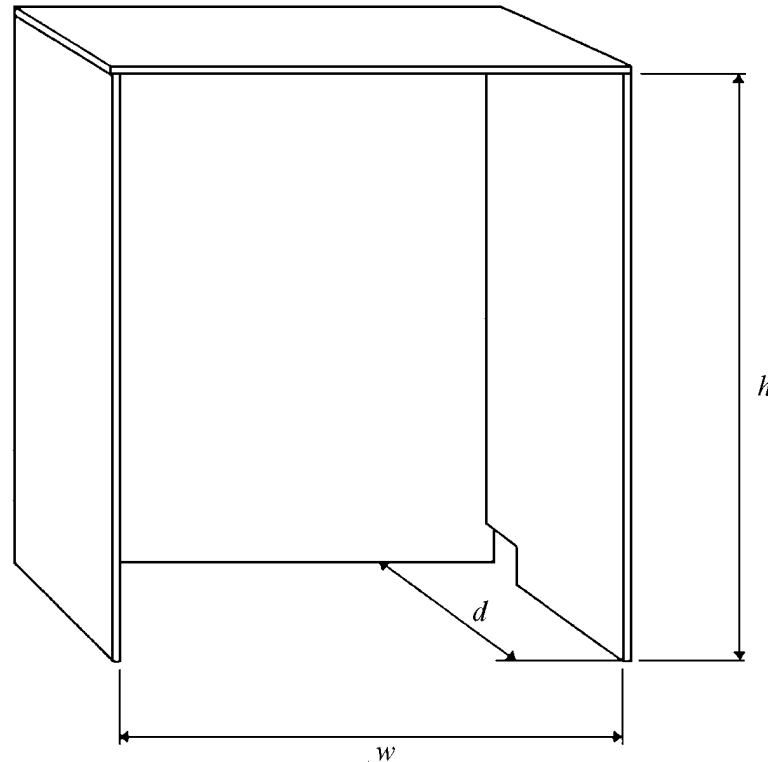


Abbildung 3.10: Prüfgehäuse nach DIN EN 60704-2-3 (2006)

Es werden auch alle Zubehörteile nach der Aufbauanleitung des Herstellers angebracht. Handelt es sich bei dem Gerät um ein in eine Einbauküche integrierbares, so muss auch eine Möbelfront auf die Tür und eine Sockelblende am Boden montiert werden. Diese beiden Teile sind aus demselben Material wie die Holzkiste. Die Zuführung der Zu- und Abwasserleitung sowie des Stromkabels erfolgt durch einen Ausschnitt im hinteren Teil einer Seitenwand.

Ist der GV entsprechend vorbereitet, kann die Messung beginnen. Dazu wird das „Standard-Prüfprogramm für Geräuschemessungen“, welches vom Hersteller ausgewiesen ist, gestartet (gleiches Programm wie zur Ermittlung der anderen Gebrauchseigenschaften). Gleichzeitig wird die vom Gerät über die Zeit abgestrahlte Schalleistung aufgezeichnet. Nach dem Ende des Programmzyklus wird das arithmetische Mittel über den zeitlichen Verlauf der Schalleistung berechnet. Dieser Wert ist das Ergebnis der Messung und wird als „Messwert“ bezeichnet.

Soll der Geräuschwert für das Energielabel der EU bestimmt werden, müssen zwei weitere, baugleiche Geräte auf dieselbe Art gemessen werden. Anschließend kann nach

3.6 Aufbau zur Bestimmung der Schallemission

DIN EN 60704-3 (1996) mit Hilfe von statistischen Methoden der „Angabewert“ berechnet werden. Dieser entspricht der Schalleistung unter der mindestens 93,5% aller baugleichen Geräte liegen. In allen folgenden Untersuchungen sollen nur Messwerte, der zeitliche Verlauf der Schalleistung oder Spektren verglichen werden. Dies ermöglicht detailliertere Betrachtungen.

4 Handlungsbedarf und Zielsetzung

Steigende Anforderungen an die Energieeffizienz moderner Haushaltsgeräte bei gleichzeitiger Erhaltung und Erweiterung der Komfortmerkmale erfordern sowohl eine stetige Weiterentwicklung einzelner Komponenten, als auch Gesamtkonzepte. Bei GV gibt es u. a. hinsichtlich Energieeffizienz und abgestrahlter Schalleistung einen Zielkonflikt. Zur Reinigung von verschmutztem Geschirr ist neben einem Reinigungsmittel und der Einwirkdauer auch Wasserdruck und Wärme nötig (SINNER 1960). Die letzteren zwei Einflussfaktoren sind die Ursache für den erwähnten Zielkonflikt. Da für eine zufriedenstellende Reinigung das Wasser erhitzt werden muss, werden neben den Geschirrtteilen auch Bauteile des GV erwärmt und Wärme an die Umgebung abgegeben. Deshalb sollen die Wärmekapazitäten der betroffenen Bauteile und Wärmeverluste nach außen so gering wie möglich gehalten werden. Um eine geringe Schallabstrahlung zu realisieren, werden Dämmmatten aus Bitumen mit einem hohen Flächengewicht verwendet. Diese werden direkt auf die Edelstahlwand des Behälters aufgebracht. Das wirkt sich nachteilig auf die von der Temperaturerhöhung betroffenen Wärmekapazität aus und führt zu einem höheren Energieverbrauch im Vergleich zu einem GV ohne diese. Eine Reduzierung der mit Dämmmatten belegten Fläche geht mit einer Erhöhung der abgestrahlten Schalleistung einher.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Ursachen und Zusammenhänge für diesen Zielkonflikt zu untersuchen. Sind diese bekannt, soll nach Möglichkeiten zur Trennung der gegenläufigen Entwicklung dieser Zielgrößen gesucht werden.

5 Experimenteller Aufbau

5.1 Akustische und mechanische Eigenschaften

5.1.1 Bestimmung der Materialdämpfung nach DIN EN ISO 6721

Zur Erreichung der im vorherigen Kapitel genannten Ziele, ist die Kenntnis verschiedener mechanischer Eigenschaften der eingesetzten Materialien nötig. In den folgenden Abschnitten sollen verschiedene Messmethoden zu deren Bestimmung beschrieben werden.

Zur Bestimmung der dämpfenden Eigenschaften von Hochpolymeren ist in DIN EN ISO 6721-1 (2011) und DIN EN ISO 6721-3 (1996) ein Resonanzkurven-Verfahren beschrieben, welches auf Biegeschwingungen eines Balkens beruht. Abbildung 5.1 zeigt die technische Umsetzung dieses Verfahrens, mit senkrechtem, oben eingespannten Biegebalken (Verfahren A). Der elektromagnetische Erreger (1) regt berührungslos die Probe (2) mit einer beliebigen, oszillierenden Kraft an. Diese Anregung versetzt die in der Spannvorrichtung (4) einseitig eingespannte Probe (2) in Schwingung. Der elektrodynamische Geschwindigkeitssensor (3) nimmt diese Bewegung auf. Das zu untersuchende Material ist dabei einseitig und vollflächig auf einen Träger (Stahlblech) aufgebracht. An der Einspannung (4) ist der Träger direkt eingeklemmt, um eine möglichst steife Verbindung sicherzustellen.

Mit Hilfe des Resonanzkurvenverfahren lässt sich so der Verlustfaktor des Systems „Träger-dämpfendes Material“ bei den Eigenfrequenzen des Biegebalkens bestimmen. Dazu wird die Übertragungsfunktion zwischen Anregung und Antwort berechnet (MAIA & SILVA 1997). Die Resonanzfrequenz ω_d ist als Überhöhung in der Übertragungsfunktion sichtbar (siehe Abbildung 5.2).

5 Experimenteller Aufbau

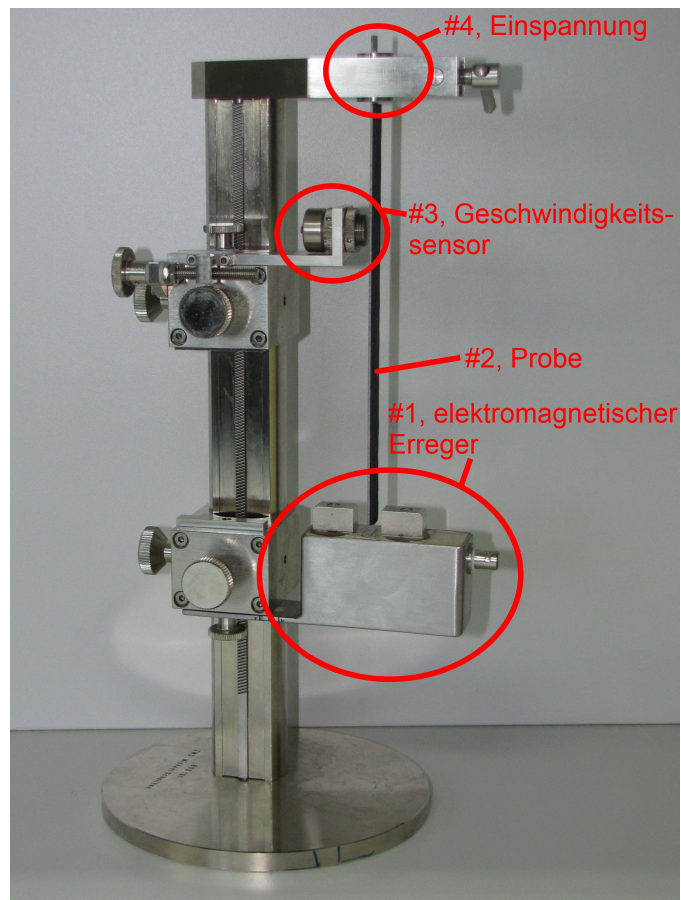


Abbildung 5.1: Prüfstand zur Bestimmung der Materialdämpfung nach DIN EN ISO 6721-3 (1996)

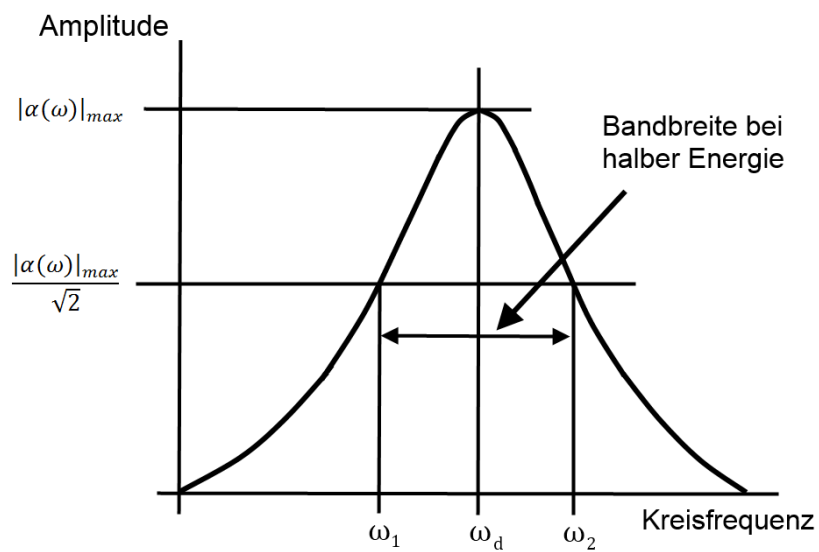


Abbildung 5.2: Definition der Bandbreite bei halber Energie nach MAIA & SILVA (1997)

5.1 Akustische und mechanische Eigenschaften

Bei dieser werden zunächst die Schnittpunkte ω_1 und ω_2 bei halber Energie des Maximalwerts der Kurve bestimmt. Anschließend lässt sich der Verlustfaktor folgendermaßen berechnen:

$$\eta = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2\omega_d^2} \quad (5.1)$$

Meist ist jedoch nicht der Verlustfaktor des Systems, sondern nur der des dämpfenden Belags von Interesse. In ASTM E756-05 (2010) ist eine Möglichkeit aufgeführt, um diesen zu berechnen. Dabei müssen neben den Eigenschaften des Systems auch die des Trägermaterials bekannt sein. Mit Hilfe der folgenden Gleichungen können der Elastizitätsmodul E_d und der Verlustfaktor η_d des dämpfenden Belags berechnet werden:

$$E_d = \frac{E_u}{(2T^3)} \left[(\alpha - \beta) + \sqrt{\{(\alpha - \beta)^2 - 4T^2(1 - \alpha)\}} \right] \quad (5.2)$$

$$\eta_d = \eta_s \left[\frac{(1 + MT)(1 + 4MT + 6MT^2 + 4MT^3 + M^2T^4)}{(MT)(3 + 6T + 4T^2 + 2MT^3 + M^2T^4)} \right] \quad (5.3)$$

mit

s = Indexnummer der Mode ($s = n$)

D = ρ_d / ρ_u

E_u = Elastizitätsmodul des Trägermaterials in Pa

E_d = Elastizitätsmodul des dämpfenden Belags in Pa

f_n = Resonanzfrequenz der Mode n des Trägermaterials in Hz

f_s = Resonanzfrequenz der Mode s der Materialkombination in Hz

Δf_s = Halbwertsbreite der Mode s der Materialkombination in Hz

H_u = Probendicke des Trägermaterials in m

H_d = Probendicke des dämpfenden Belags in m

M = E_d / E_u

T = H_d / H_u

α = $(f_s / f_n)^2 (1 + DT)$

β = $4 + 6T + 4T^2$

η_s = $\Delta f_s / f_s$ = Verlustfaktor der Materialkombination

η_d = Verlustfaktor des dämpfenden Belags

ρ_u = Dichte des Trägermaterials in kg m^{-3}

ρ_d = Dichte des dämpfenden Belags in kg m^{-3}

Soll der Verlustfaktor frequenz- und temperaturabhängig bestimmt werden, so muss die Probe mit einem Signal im interessierenden Frequenzbereich angeregt werden und eine Möglichkeit geschaffen werden, die Temperatur der Probe zu beeinflussen. Für

5 Experimenteller Aufbau

ersteres kann breitbandiges Rauschen oder ein Sinussignal mit sich stetig ändernder Frequenz (Sweep) verwendet werden. Die gewünschte Temperatur der Probe erreicht man, indem die gesamte Einspannvorrichtung in einem Wärmeschrank aufgebaut wird. Nach ausreichender Wartezeit bei der gewünschten Temperatur kann die Messung gestartet werden. Ebenso ist es möglich Messungen mit steigenden und fallenden Temperaturstufen auszuführen. Der wahre Wert liegt anschließend zwischen diesen so erzeugten Kurven. Um äußere Einflüsse, wie etwa Erschütterungen oder Vibrationen des Klimaschranks so gering wie möglich zu halten, wird der Prüfstand durch weiche Federlager von der Umgebung entkoppelt und die Aggregate der Klimaregelung für die kurze Dauer der Messung abgeschaltet.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden diese und andere Einflüsse von OBLINGER (2015) genauer untersucht und eine Softwareumgebung zur Signalgenerierung und -auswertung erstellt. Abbildung 5.3 zeigt beispielhaft einen Aufbau für die durchgeführten Untersuchungen zur Validierung der Messkette mittels Laservibrometer. Es ist der Aufbau der Einspannvorrichtung im Klimaschrank, wie auch das Gestell mit den weichen Federlagerungen zu erkennen. Das Laservibrometer (PDV 100) dient in diesem Aufbau lediglich zur Überprüfung der Messwerte des üblicherweise verwendeten Geschwindigkeitsaufnehmers. Ansonsten ist der Klimaschrank geschlossen und das Antwortsignal des Biegebalkens wird durch letzteren aufgezeichnet.

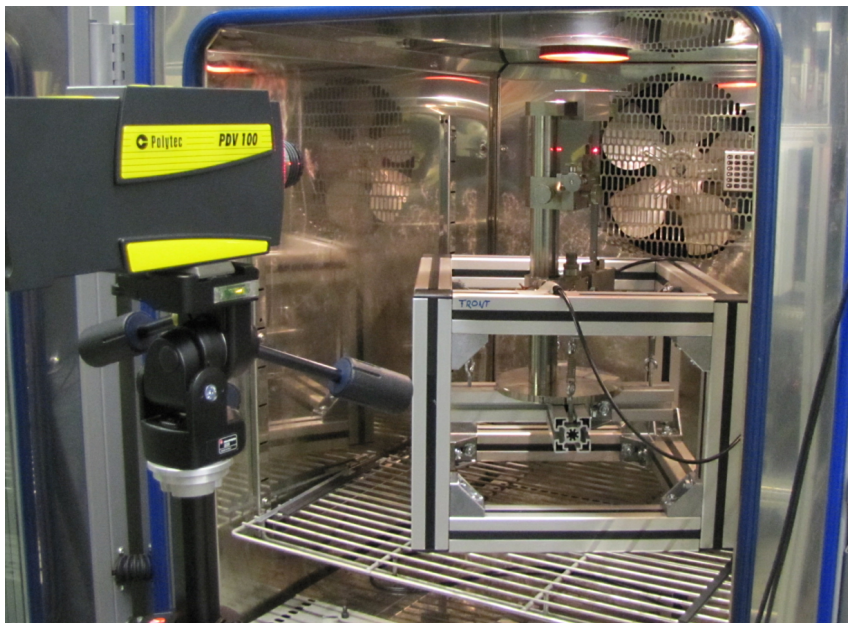


Abbildung 5.3: Aufbau im Klimaschrank mit Entkoppelung zur Umgebung, Validierung der Messkette mit Laservibrometer PDV 100

5.1.2 Rheometer

Zur Bestimmung des Verlustfaktors von Hochpolymeren mit Füllstoffen, wie sie als Entdröhnbeläge eingesetzt werden, eignet sich insbesondere auch ein Rheometer. Der in dieser Arbeit verwendete Aufbau ist in Abbildung 5.4 gezeigt.



Abbildung 5.4: Rheometer „MCR 302“ mit Peltier Temperiereinheit „P-PTD200/H-PTD200“

Für weiche Festkörper, wie sie hier untersucht werden, wird der Aufbau „Platte-Platte“ verwendet (siehe Abbildung 5.5). Dabei wird die Probe mittels einer runden Platte (Durchmesser 25 mm) mit einer ausreichenden Normalkraft gegen den planen Probenhalter gedrückt. Durch die dadurch entstehende Reibungskraft kann das Material durch Rotation der Platte um einen nicht zu großen Winkel einer Scherbelastung ausgesetzt werden. Der Winkel und das daraus resultierende Moment kann gemessen und der Schubmodul G bestimmt werden. Durch Oszillation mit konstanter oder variabler Frequenz erhält man Kenntnis des Speicher- (G') und Verlustanteils (G'') des Schubmoduls und kann dadurch den Verlustfaktor wie folgt bestimmen:

$$\eta = \tan \delta = \frac{G''}{G'} \quad (5.4)$$

5 Experimenteller Aufbau

Dabei ist δ die Phasenverschiebung zwischen Auslenkung und resultierendem Moment.

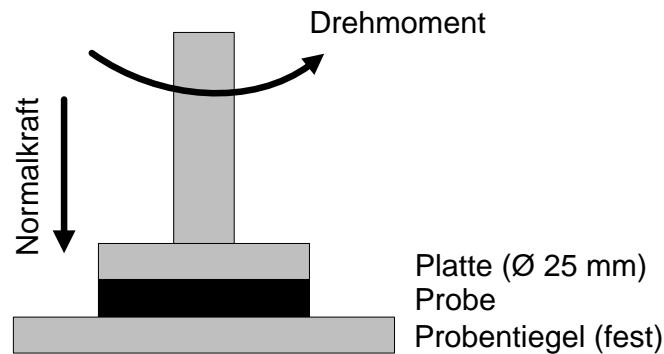


Abbildung 5.5: Funktionsprinzip Rheometer in „Platte-Platte“ Konfiguration nach ANTON PAAR (2016)

Bei der Bestimmung des Verlustfaktors ist neben dem frequenzabhängigen Verhalten auch die Temperatur von großem Interesse. Deshalb kann mittels einer Temperatureinrichtung die Temperatur der Probe eingestellt werden. So kann in einem weiten Frequenz- und Temperaturbereich der Verlustfaktor des Materials bestimmt werden. Tabelle 5.1 enthält die Spezifikationen des verwendeten Rheometers von Anton Paar „MCR 302“ mit Peltier Temperatureinheit „P-PTD200/H-PTD200“.

MCR 302

Drehmoment (Oszillation)	$0,5 \cdot 10^{-6}$ bis 200 mN m
Winkelfrequenz	10^{-7} bis 628 rad s ⁻¹
Normalkraft	0,01 bis 50 N

P-PTD200 mit H-PTD200

Temperaturbereich	-40 bis 200°C
Heizrate	bis zu 60 K min ⁻¹
Kühlrate	bis zu 50 K min ⁻¹

Tabelle 5.1: Spezifikationen Rheometer „MCR 302“ (ANTON PAAR 2016) und Peltier Temperatureinheit „P-PTD200/H-PTD200“ (ANTON PAAR 2015)

Um die Eigenschaften des Materials über einen weiteren Frequenzbereich als den direkt zugänglichen zu bestimmen, kann man sich das Prinzip der Time-Temperatur Superposition (TTS) zu Nutze machen. Dieses beschreibt den Zusammenhang zwischen der Temperaturabhängigkeit und der Frequenzabhängigkeit der Materialeigenschaften

von Polymeren im viskoelastischen Bereich (DEALY & PLAZEK 2009). Das heißt, eine Absenkung der Temperatur hat die gleiche Auswirkung auf die Materialeigenschaften wie eine Erhöhung der Frequenz. Das Material weist bei einer niedrigen Temperatur die gleichen mechanischen Eigenschaften auf, wie bei einer hohen Frequenz und umgekehrt. Dieses Verhalten gilt vor allem für reine Materialien, kann aber auch bei vielen Gemischen aus Polymeren beobachtet werden (VAN GURP & PALMEN 1998).

Die messtechnische Erfassung geschieht durch Bestimmung des frequenzabhängigen Verhalten des Materials bei verschiedenen Temperaturstufen. Durch Überlagerung und Aneinanderreihen der Kurven auf der logarithmischen Skala, können Informationen über die Materialeigenschaften in einem sehr weiten Frequenz- und Temperaturbereich gewonnen werden. Dieser kann sehr viel größer als der direkt messbare sein und gibt somit ein umfänglicheres Bild des Materialverhaltens wieder.

5.1.3 Kundtsches Rohr

Zur Bestimmung des frequenzabhängigen Absorptionsgrads (α) von porösen Schallabsorbern soll hier ein möglicher Messaufbau beschrieben werden. Mit Hilfe des Kundtschen Rohres kann im Labor eine ebene Welle erzeugt werden. Dabei wird der Schall in einem Rohr mit schallharter Wandung eingesperrt und eindimensional geführt. Dadurch lassen sich auf einfache Weise reproduzierbare Messbedingungen herstellen (MÖSER 2007). Es lässt sich zeigen, dass sich in einem solchen kreiszylindrischen Rohr (a = Rohrradius) unterhalb der tiefsten cut-on-Frequenz

$$f_1 = 1,841 \frac{c}{2\pi a} \quad (5.5)$$

nur ebene Wellen ausbreiten. Das gilt unabhängig vom Abstrahlverhalten des Lautsprechers in einem nicht zu geringen Abstand von diesem. Dieser Sachverhalt lässt sich nutzen, um das Absorptionsverhalten von Materialien zu bestimmen. Abbildung 5.6 zeigt den Aufbau wie er für Messungen in dieser Arbeit verwendet wird.

Der Lautsprecher erzeugt in dem Rohr eine stehende Welle. Bei schallhartem Abschluss (linke Seite) hat diese Welle ein Druckmaximum an der schallharten Wand. Bei teilweise absorbierendem Abschluss verringert sich der Abstand Δx d. h. an der Wand befindet sich nicht mehr das Druckmaximum. Auch die Amplitude p_{max} wird etwas geringer. Der Wellenansatz

$$p = p_0 \{ e^{-jkx} + r e^{jkx} \} \quad (5.6)$$

5 Experimenteller Aufbau

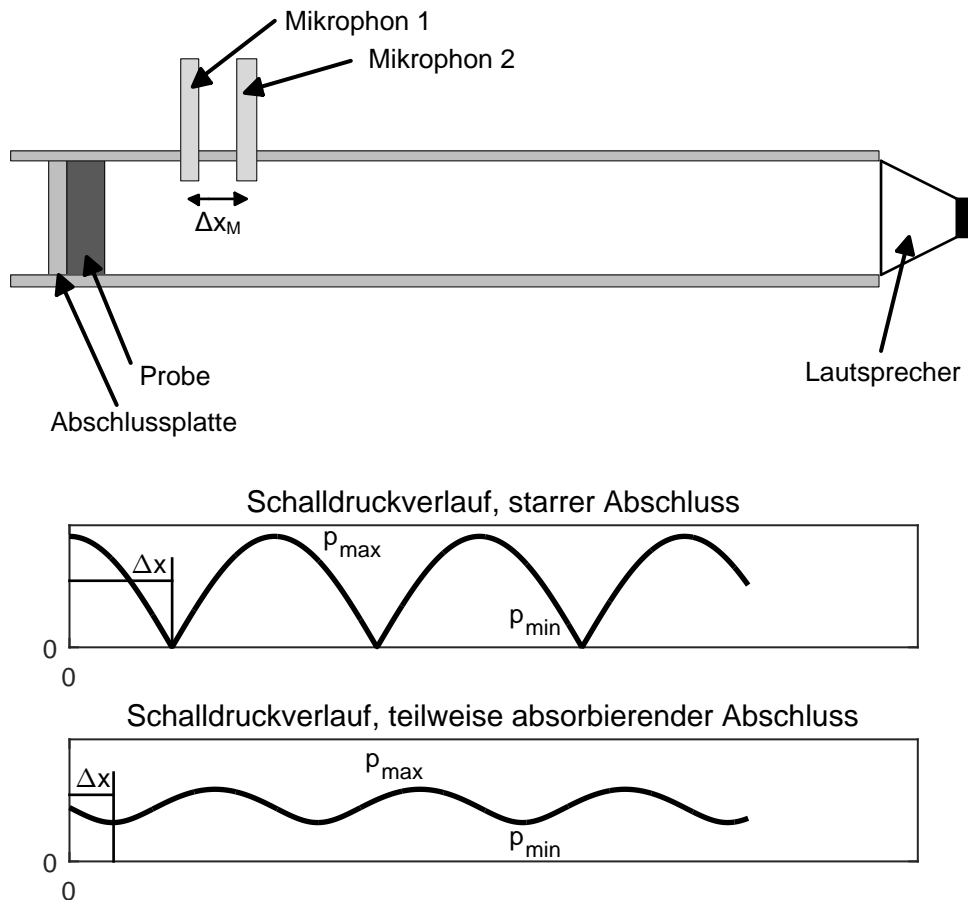


Abbildung 5.6: Aufbau Kundtsches Rohr mit örtlicher Verteilung des Schalldrucks nach MÖSER (2007)

beschreibt die örtliche Schalldruckverteilung im Rohr in axialer Richtung (x). Dabei können die unbekannt Parameter p_0 und r aus zwei gemessenen Schalldrücken bestimmt werden. Dazu dienen die beiden Mikrophone, welche in genau definiertem Abstand Δx_M den Schalldruck im Inneren des Rohres messen (p_1, p_2). Nach einiger Rechnung ergibt sich folgender Zusammenhang (MÖSER 2007):

$$|r| = \left| \frac{\left(1 - \frac{p_1}{p_2} \cos k\Delta x_M\right) - j \frac{p_1}{p_2} \sin k\Delta x_M}{\left(1 - \frac{p_1}{p_2} \cos k\Delta x_M\right) + j \frac{p_1}{p_2} \sin k\Delta x_M} \right| \quad (5.7)$$

Aus dieser Rechnung erhält man den Reflexionsfaktor r . Mit $\alpha = 1 - |r|^2$ lässt sich der Absorptionsgrad berechnen. Bei dieser Methodik muss der Lautsprecher nicht zwingend mit einem monofrequenten Signal angesteuert werden. Mit Hilfe von FFT-Analysatoren können auch breitbandige Frequenzgemische ausgewertet werden und der Absorptionsgrad über einen weiten Frequenzbereich hinweg bestimmt werden.

5.1.4 Materialcharakterisierung im Fensterprüfstand

Zur Charakterisierung und vergleichenden Einordnung verschiedener Materialien und Schichtaufbauten entstand im Laufe dieser Arbeit eine verbesserte Variante eines bereits vorhandenen Prüfstands. Im Folgenden wird dieser als Fensterprüfstand (FPS) bezeichnet. Er besteht aus einem Behälter mit schallharten Wänden. Auf dessen Vorderseite befindet sich eine Aussparung in der Wand. Dort können Materialproben bzw. exemplarische Wandaufbauten mit einer Größe von 297 mm x 210 mm eingespannt werden. Der gesamte Behälter ist auf elastischen Lagern in eine schallisolierende und -dämpfende Umhausung eingebaut. Diese soll die Schallemission auf Nebenwegen nach außen so gering wie möglich halten. Die hauptsächliche Schallemission soll über die Aussparung (Fenster) an der Vorderseite den inneren Behälter (Senderraum) verlassen. Die Wände des Senderraums sind schallhart und nicht parallel, was die Ausbildung eines diffusen Schallfelds begünstigt und stehende Wellen verhindern soll. Die Außenseite der 2 mm dicken Edelstahlwand ist mit Schalldämmmatten aus Bitumen beklebt. Diese dienen der Entdröhnung und erhöhen den Verlustfaktor des Wandaufbaus, um Strukturschwingungen zu dämpfen. Die Lagerung des Innenbehälters auf elastischen Puffern soll eine direkte Übertragung von Körperschall an die Umhausung vermeiden.

Abbildung 5.7 zeigt den Blick in den FPS bei geöffneter Rückwand. Es ist die schallharte Innenkammer auf den elastischen Lagern zu sehen. Im Inneren dieser Kammer befindet sich das Wasserrohr, an dessen Ende eine Düse angebracht ist. Im unteren Bereich sind die Umwälzpumpe und die Schlauchleitungen zur Führung des Wassers eingebaut. Die Umhausung ist mit Baumwollfaservlies zur Schallabsorption ausgekleidet. Sie selbst ist aus mitteldichten Holzfaserverplatten (MDF) aufgebaut.

Abbildung 5.8 zeigt den gesamten Aufbau, wie er im Freifeldraum betrieben wird. Letzterer dient dabei als Empfangsraum. Zur Bestimmung der Übertragungsfunktion wird in der Innenkammer des Prüfstands ein Mikrofon angebracht. Dieses nimmt den Schalldruckpegel im Senderraum auf. In die Aussparung (Fenster) wird die zu untersuchende Probe eingespannt. Diese wird mittels Wasserstrahl zu Schwingungen angeregt. Der in den Freifeldraum abgestrahlte Schalldruck wird mittels eines weiteren Mikrophons ermittelt. Dieses befindet sich in definiertem Abstand zum Fenster. Dieser ergibt sich aus den Fernfeldbedingungen der Schallemission. Ein Punkt ist im Fernfeld des Schallfelds

5 Experimenteller Aufbau

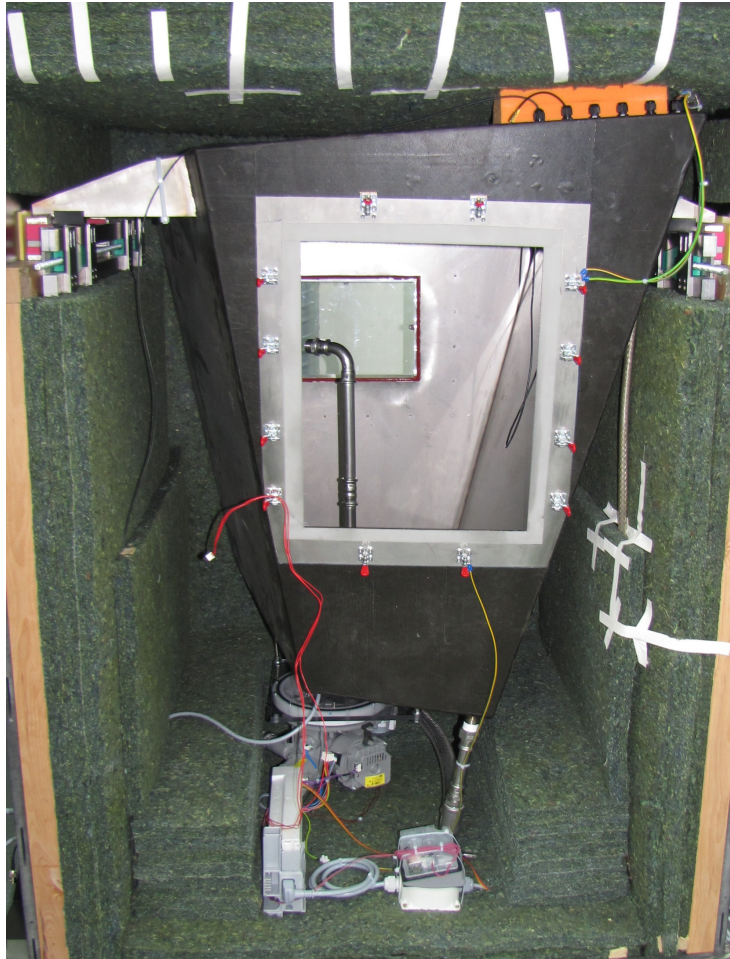


Abbildung 5.7: Schallharter Senderraum des Fensterprüfstands, umgeben von der akustischen Isolierung

einer schallabstrahlenden Fläche mit der maximalen Ausdehnung l , wenn für dessen Abstand R folgende drei Bedingungen gelten (MÖSER 2007):

$$R \gg l \quad (5.8)$$

$$\frac{R}{l} \gg \frac{l}{\lambda} \quad (5.9)$$

$$R \gg \lambda \quad (5.10)$$

In diesem Fall ist die größere Abmessung des Schallabstrahlers $l = 297$ mm. Als Abstand des Mikrophons wird $R = 1650$ mm gewählt. Gleichung 5.8 ist damit zur Genüge erfüllt. Aus Gleichung 5.9 ergibt sich $\lambda > 55$ mm. Das bedeutet, dass Fernfeldbedingungen nur unterhalb einer Frequenz von 6200 Hz gelten. Zieht man Gleichung 5.10 für die untere Grenze des Frequenzbereichs heran, so ergibt sich ein Messbereich von ca. 250 Hz bis 6200 Hz. Dieser ist für die folgende Untersuchungen ausreichend. Zur

5.1 Akustische und mechanische Eigenschaften

Bestimmung der Übertragungsfunktion wird der Pegel des Empfangsraum ins Verhältnis zum Pegel des Senderraums gesetzt. Dadurch lässt sich das Schalldämmmaß der Probe abschätzen.



Abbildung 5.8: Fensterprüfstand in der Geräuschemesszelle

5.1.5 Ermittlung des Sprühstrahlkraftspektrums

Da die mechanischen und somit auch akustischen Eigenschaften der untersuchten Materialien nicht unerheblich vom zeitlichen Verlauf der Beanspruchung abhängig sind, ist es nötig, Kenntnisse über die Frequenzanteile des Anregungsmechanismus zu erwerben. Mit diesem Wissen können für den Anwendungsfall akustisch wirksame Materialien gezielt entworfen werden. Wie bereits in Abschnitt 3.5 beschrieben, ist die maßgebliche Geräuschquelle in einem GV der auf Geschirr und Behälter auftreffende Wasserstrahl. Deshalb soll hier ein Verfahren vorgestellt werden, welches es ermöglicht die Frequenzanteile dieser Anregung zu ermitteln.

Abbildung 5.9 zeigt schematisch die Anordnung zur Bestimmung der Frequenzanteile der Kraft eines Wasserstrahls, welcher auf ein feststehendes Objekt auftrifft. Eine Düse, welche sich im unteren Bereich befindet, erzeugt einen definierten Wasserstrahl. Dieser trifft auf einen möglichst steifen und kurzen Stößel, welcher die Kraft des Strahls auf eine Kraftmessdose überträgt. Beim Entwurf dieses Aufbaus wurde Wert darauf gelegt, dass dessen Eigenfrequenzen oberhalb des interessierenden Frequenzbereich liegen. Zur detaillierten Untersuchung kann die Düse ausgetauscht, der Abstand verändert und der Wasserdurchfluss eingestellt werden.

5 Experimenteller Aufbau

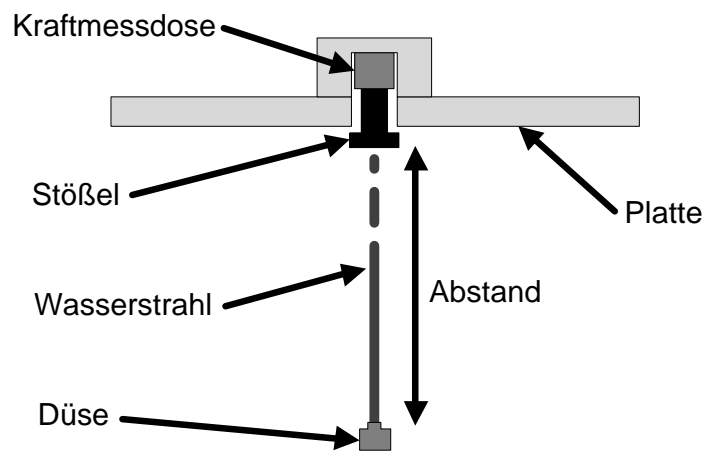


Abbildung 5.9: Aufbau zur messtechnischen Erfassung des Sprühstrahlkraftspektrums

Abbildung 5.10 zeigt die im Prüfstand eingespannte Platte und den darauf angebrachten Kraftsensor. Um den Sensor vor Nässe zu schützen, ist dieser auf der trockenen Seite angebracht. Die Kraft des Wasserstrahls wird über einen Stößel übertragen. Dieser ragt durch eine Bohrung in den nassen Teil des Aufbaus.

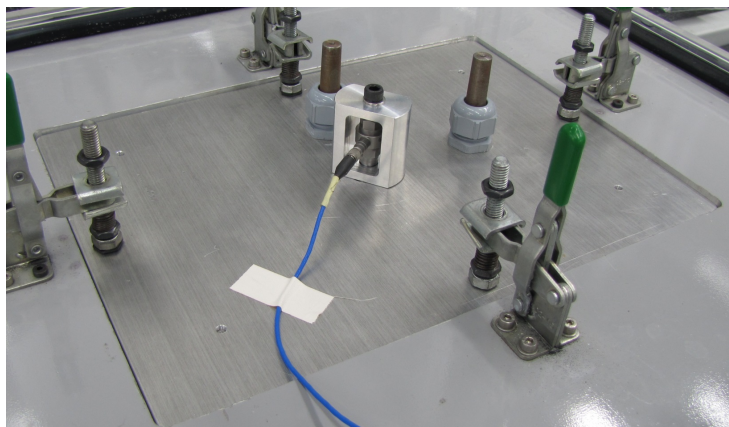


Abbildung 5.10: Kraftmessdose auf der trockenen Seite (Oben)

Die Leistung P des Wasserstrahls lässt sich aus dem Druck p kurz vor dem Austritt aus der Düse und dem Volumenstrom \dot{V} des Strahls berechnen (SIGLOCH 2014):

$$P = Fv = pAv = \dot{V}p \quad (5.11)$$

5.2 Thermodynamische Eigenschaften

5.2.1 Wärmestrommessplatten-Gerät

Zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit von isolierenden Stoffen nach DIN EN 12667 (2001) wird ein Plattengerät verwendet. Abbildung 5.11 zeigt das in dieser Arbeit verwendete Gerät der Firma LINSEIS.



Abbildung 5.11: Zweiplattenmessgerät „LINSEIS Heat Flow Meter“ (LINSEIS 2015a)

Es handelt sich um ein stationäres Messprinzip. Abbildung 5.12 zeigt den dafür nötigen Aufbau. Durch Erwärmen der oberen und Abkühlen der unteren Platte stellt sich nach ausreichender Wartezeit ein homogenes Temperaturfeld in der Probe ein. Der Wärmestrom \dot{Q} , welcher sich auf Grund der Temperaturdifferenz ΔT zwischen den Platten einstellt, fließt von der warmen zur kalten Seite. Dieser Fluss wird durch in die Platten integrierten Sensoren gemessen. Die flächigen Abmaße A der Probe sind vorgegeben (300 mm x 300 mm) und die Dicke l der Probe wird messtechnisch erfasst. Aus diesen Größen lässt sich die Wärmeleitfähigkeit λ wie folgt berechnen:

$$\lambda = \frac{\dot{Q}l}{A\Delta T} \quad (5.12)$$

Das für diese Arbeit verwendete Messgerät „LINSEIS HFM 300/3“ hat die in Tabelle 5.2 angegebenen Spezifikationen.

5 Experimenteller Aufbau

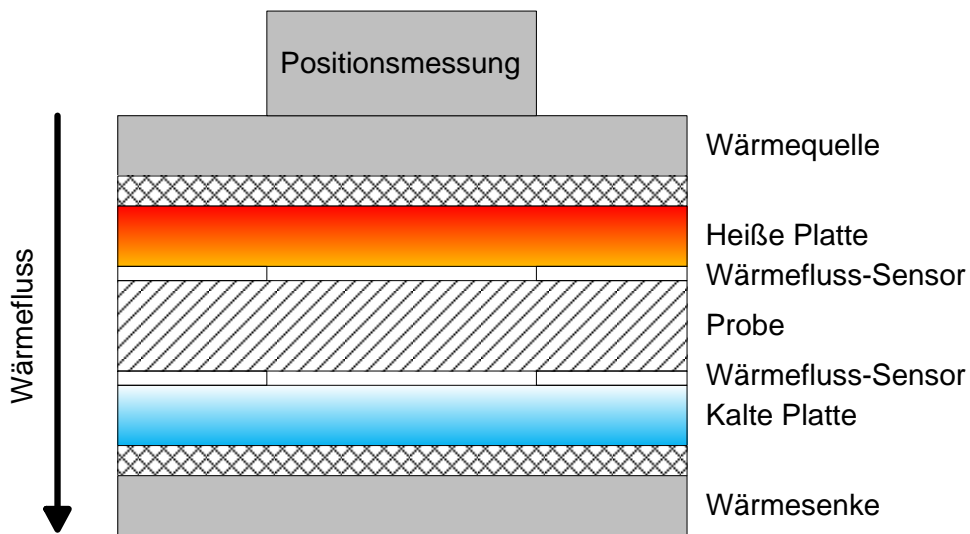


Abbildung 5.12: Funktionsprinzip Zweiplattenmessgerät nach LINSEIS (2015a)

Temperaturbereich der Platten	-30 bis 90°C
Kühlsystem	Externer Kühler
Temperaturregulierung	Peltier
Messpunkte	15
Probendicke	305 x 305 x 105 mm ³
Wärmewiderstand Messbereich	0,1 bis 8,0 m ² K W ⁻¹
Wärmeleitfähigkeit Messbereich	0,001 bis 2,5 W m ⁻¹ K ⁻¹
Reproduzierbarkeit	0,25%
Genauigkeit	+/- 1 bis 3%
Variabler Kontaktdruck	0,25 kPa

Tabelle 5.2: Spezifikationen „LINSEIS HFM 300/3“ (LINSEIS 2015a)

5.2.2 Transient Hot Bridge

Zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit und spezifischen Wärmekapazität auch dünner Proben (Dicke kleiner 5mm) wird ein instationäres Messverfahren verwendet. Dieses Verfahren wurde an der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt (PTB) entwickelt und ist ausführlich in HAMMERSCHMIDT & MEIER (2006) beschrieben. Abbildung 5.13 zeigt das vollständige Messsystem „LINSEIS THB 1“, welches für diese Arbeit verwendet wurde.

Das Heizbrückenverfahren Transient Hot Bridge (THB) ist eine Weiterentwicklung der Heizstreifenmethode Transient Hot Strip (THS) (MEIER 2011). Die Bestimmung der

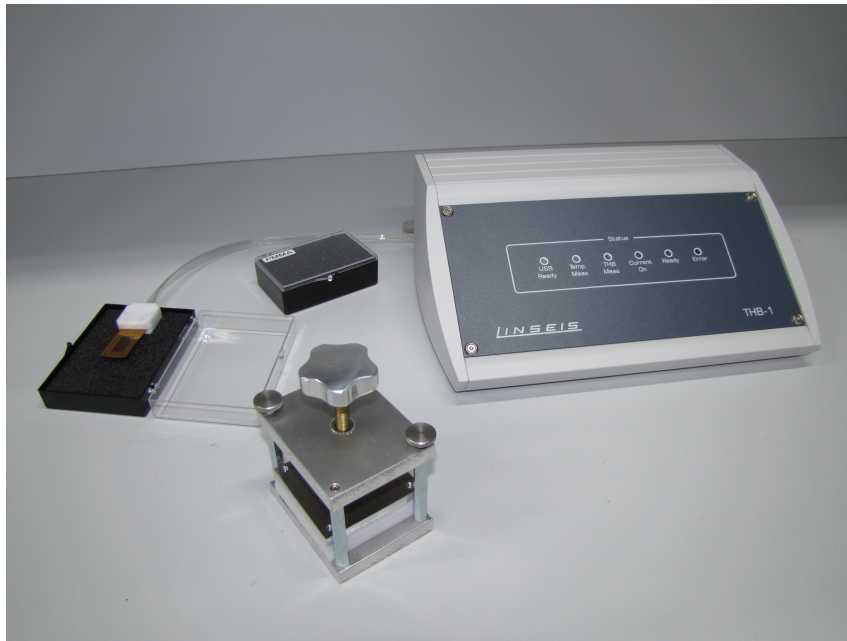


Abbildung 5.13: „LINSEIS THB 1“

thermischen Eigenschaften einer Probe erfolgt dabei durch kontrolliertes Aufheizen dieser und gleichzeitigen Messung des Temperaturprofils in der Probe. Um die Messgenauigkeit zu steigern, werden bei diesem Verfahren durch geschickte Sensoranordnung und Verschaltung die Randeffekte minimiert und die Signalstärke erhöht. Durch Aufdampfen der sehr dünnen Leiterbahnen auf eine Kaptonfolie wird zudem die mechanische Stabilität verbessert. Abbildung 5.14 zeigt die Anordnung der Leiterbahnen als Tandemstreifen. Zum einen steigt dabei durch die mäanderförmige Leitungsführung der Widerstand der Leitungsbahn, wodurch die Sensitivität bei der Temperaturmessung erhöht wird. Zum anderen können durch Subtraktion des elektrischen Signals des kurzen Streifens L_K von dem des langen Streifens L_L die Randeffekte eliminiert werden. Man erhält dadurch das Nutzsignal aus der Mitte des Streifens (L_{eff}).

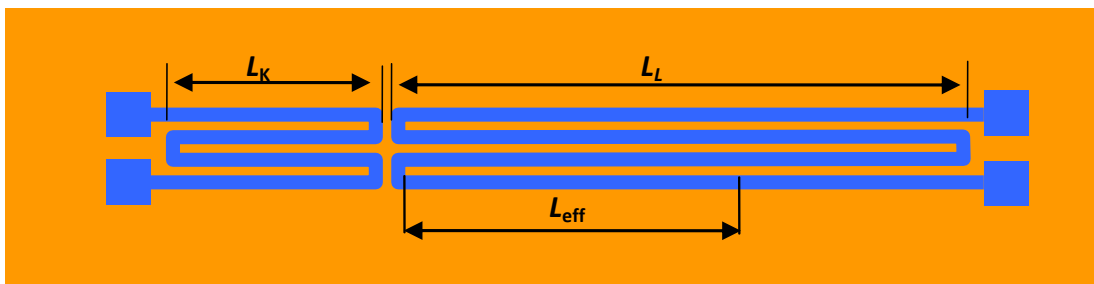
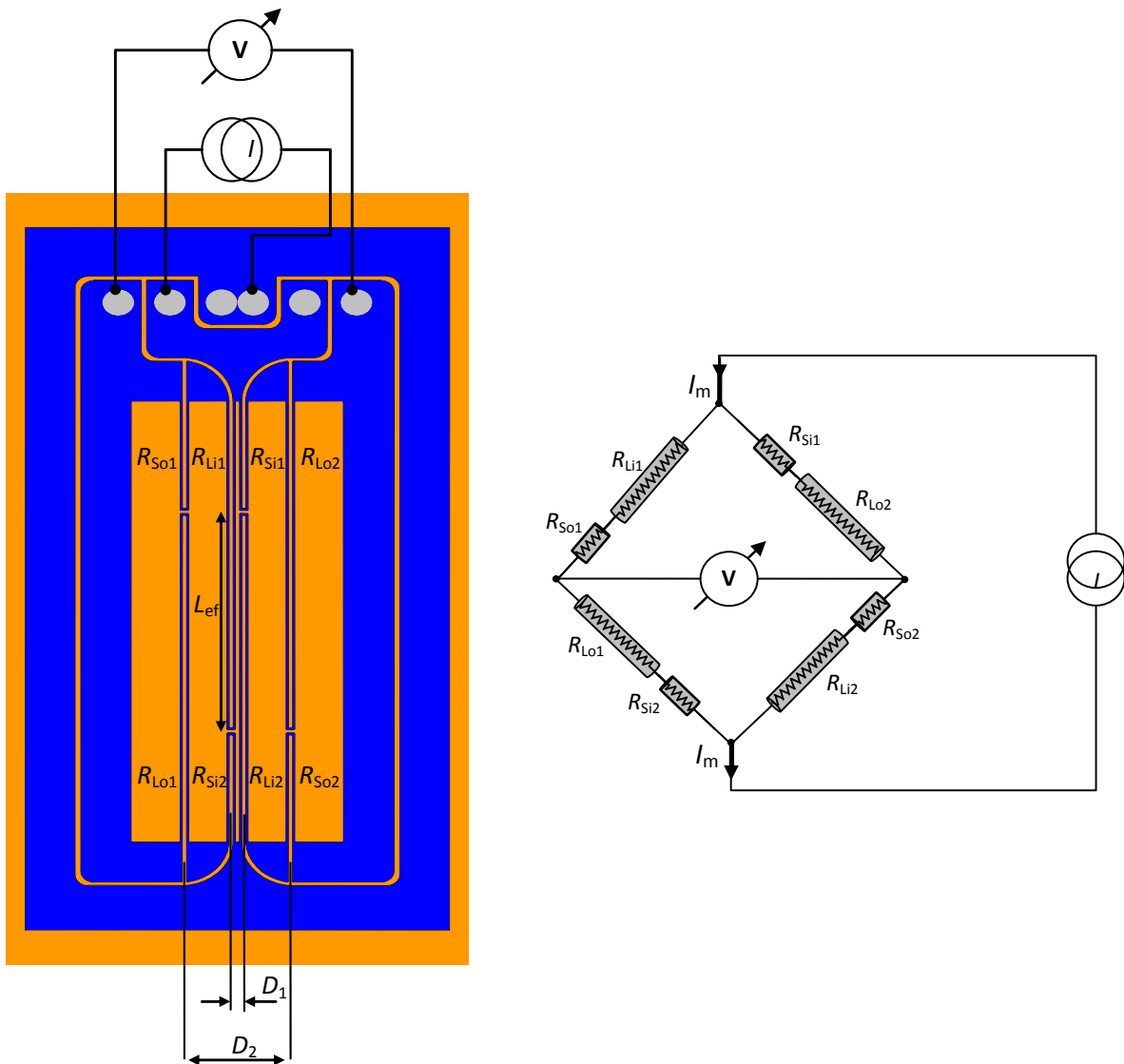


Abbildung 5.14: Teilelement des Sensors als Tandemstreifen (MEIER 2011)

5 Experimenteller Aufbau

Zur Verbesserung der Empfindlichkeit des Messprinzips werden vier Tandemstreifen in einer Brückenschaltung angeordnet. Auf dem Transient-Hot-Bridge Sensor (Abbildung 5.15) sind diese Streifen parallel angeordnet, zwei in der Mitte und jeweils einer außen. So hat man in der Mitte die doppelte Heizleistung während der Messung (Aufheizen).



(a) Leiterbahnen auf der Kaptonfolie

(b) Elektrische Kontaktierung der Einzelwiderstände zu einer Brückenschaltung

Abbildung 5.15: Gesamtaufbau des Sensors (MEIER 2011)

Dadurch bildet sich ein Temperaturgradient zwischen den inneren und äußeren Streifen aus (siehe Abbildung 5.16). Die Temperaturdifferenz zwischen den mittleren Teilen (L_{eff}) der inneren und äußeren Streifen ist dabei proportional zur Diagonalspannung der Brückenschaltung (MEIER 2011). Aus dem zeitlichen Verlauf dieser Spannung

während des Aufheizens können die thermischen Eigenschaften der Probe bestimmt werden.

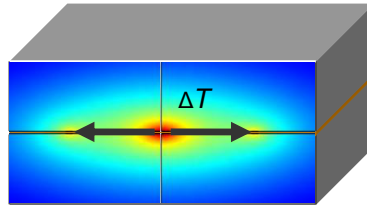


Abbildung 5.16: Temperaturfeld in der oberen und unteren Probenhälfte (MEIER 2011)

Für Messungen wird der Sensor zwischen zwei gleiche Teile des zu untersuchenden Materials gelegt. Da es sich um ein instationäres Messverfahren handelt, kann der Einfluss der Umgebung vernachlässigt werden, wenn sich das Temperaturfeld während der Messung nur innerhalb der Probe ausbildet.

Die Spezifikationen des „LINSEIS THB 1“ sind in Tabelle 5.3 aufgeführt.

	Messbereich	Messgenauigkeit
Wärmeleitfähigkeit	0,01 bis $1 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	besser 2%
Temperaturleitfähigkeit	0,05 bis $10 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$	besser 5%
Spezifische Wärmekapazität	100 bis $5000 \text{ kJ m}^{-3} \text{ K}^{-1}$	besser 5%
	Messdauer	
Feststoffe	ca. 1 bis 10 min	
Flüssigkeiten	ca. 1 bis 120 s	
	Sensor	
kleinste Probengröße	$40 \times 20 \times 3 \text{ mm}^3$	
größte Probengröße	unbegrenzt	
Sensortyp	isolierter Kapton Sensor	

Tabelle 5.3: Spezifikationen „LINSEIS THB 1“ (LINSEIS 2015b)

5.2.3 Differential Scanning Calorimetry

In dieser Arbeit wird die Differential Scanning Calorimetry (DSC) zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität verwendet. Das verwendete Instrument ist das „NETZSCH DSC 204 F1“. Die Prinzipien der DSC und das Vorgehen zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität sollen im Folgenden beschrieben werden.

5 Experimenteller Aufbau

Abbildung 5.17 zeigt schematisch den Ofen einer DSC. In diesem befindet sich der symmetrische, scheibenförmige Probenhalter. Durch diesen werden, ausgehend von dem homogenen Temperaturfeld im Ofen, gleiche Wärmeströme an die Proben- und Referenzseite geführt. Haben diese eine unterschiedliche Wärmekapazität oder weist die Probe eine veränderte Wärmeaufnahme oder Abgabe auf Grund von Umwandlungsprozessen auf, so führt dies zu unterschiedlichen Wärmeströmen. Dadurch werden unterschiedliche Temperaturgradienten an den thermischen Widerständen des ansonsten gut leitenden Sensors verursacht. Diese Unterschiede werden durch empfindliche Temperatursensoren sehr schnell und genau erfasst. Der zeitliche Verlauf dieser Differenz in Verbindung mit der Aufheiz- oder Abkühlrate lässt Rückschlüsse auf verschiedene thermische Materialeigenschaften zu (NETZSCH-GERÄTEBAU GMBH 2012).

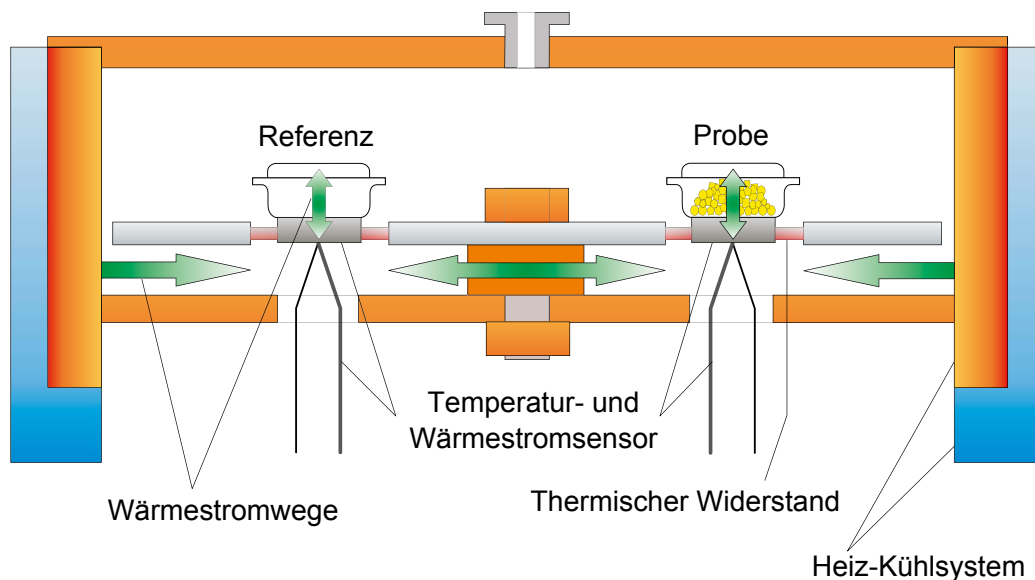


Abbildung 5.17: Prinzip der Wärmestrom DSC (NETZSCH-GERÄTEBAU GMBH 2012)

Zur genauen Bestimmung der Wärmekapazität eines Materials sind drei Messungen unter den gleichen Bedingungen nötig (BLUMM & KAISERSBERGER 2001). Zunächst wird eine Messung mit zwei leeren Tiegeln durchgeführt. Diese dient dazu die „Basislinie“ zu bestimmen, welche die Abweichungen der Tiegelmassen, Sensoren und des Ofens erfasst. Sie wird für die weiteren Berechnungen als Nulllinie verwendet. In einer zweiten Messung wird in dem Probentiegel ein Material mit bekannter Wärmekapazität, meist Saphir, dem gleichen Temperaturprofil ausgesetzt wie später die zu untersuchende Probe. Die Wärmekapazität dieser Referenz sollte in etwa der wie sie bei der Probe erwartet wird entsprechen. In der dritten und letzten Messung wird die Probe eingelegt, welcher wiederum das gleiche Temperaturprofil aufgeprägt wird.

Sind alle Messungen durchgeführt, lässt sich mit folgender Gleichung die temperaturabhängige Wärmekapazität $c_{p,sam}(T)$ der Probe bestimmen:

$$c_{p,sam}(T) = \frac{m_{cal}}{m_{sam}} \frac{(V_{sam}(T) - V_B(T))}{(V_{cal}(T) - V_B(T))} c_{p,cal}(T) \quad (5.13)$$

Dabei ist V_{sam} die Differenz der Thermospannung bei der Messung mit der Probe im Tiegel, V_{cal} mit Referenz und V_B mit leeren Tiegel.

Nachfolgende Tabelle führt einige technische Daten der DSC auf. Für weitere Angaben sei auf das Datenblatt verwiesen.

Temperaturbereich	-180°C bis 700°C
Kühlrate/Heizrate	0,001 bis 200 K min ⁻¹
Auflösung (digital)	0,01 μW
Enthalpiegenauigkeit	<1%
Automatischer Probenwechsler (ASC)	für 64 Proben

Tabelle 5.4: Spezifikationen „NETZSCH DSC 204 F1 Phoenix“ (NETZSCH-GERÄTEBAU GMBH 2015)

5.2.4 Erfassung des Wärmestroms durch Wände

Die bisher vorgestellten Messverfahren dienen hauptsächlich zur Bestimmung von spezifischen Materialeigenschaften. In diesem Abschnitt soll eine Messtechnik vorgestellt werden, die es ermöglicht den zeitlichen Verlauf des Wärmestrom, der durch eine Wand hindurch transportiert wird, zu erfassen. Diese Information ist neben den gemessenen Temperaturen im Innenraum des GV und dessen Umgebung ein wertvoller Beitrag zum Verständnis der thermischen Funktionsweise des Wandaufbaus. Ebenso dienen diese zusätzlichen Daten zu einem verbesserten Abgleich von Simulationsmodellen mit der Realität.

Dem in dieser Arbeit verwendete Sensor „XP 27 9C“ (siehe Abbildung 5.18) liegt der Seebeck-Effekt zugrunde (GREENTEG AG 2016b). Dieser Effekt beschreibt die elektrische Spannung, welche entsteht, wenn zwei unterschiedliche Metalle an deren Kontaktstelle einer anderen Temperatur als an deren offenen Enden ausgesetzt sind. Die Ursache für diese Thermospannung ist die Thermodiffusion von Ladungsträgern (PELSTER ET AL. 2005).

Durch die Verwendung von Fertigungsverfahren aus der Halbleitertechnologie können in dem vorliegenden Sensor sehr viele solcher Elemente auf Basis von BiTe (Bismut-

5 Experimenteller Aufbau

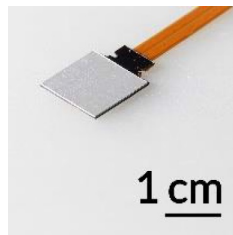


Abbildung 5.18: Wärmestromsensor „XP 27 9C“ (GREENTEG AG 2016a)

tellurid) auf engstem Raum untergebracht werden (Abbildung 5.19). In Reihe geschaltet erzeugen diese eine möglichst hohe Thermospannung, um eine zufriedenstellende Sensitivität des Sensors zu gewährleisten.

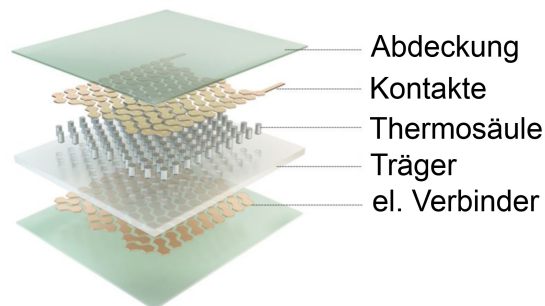


Abbildung 5.19: Prinzipaufbau Wärmestromsensor (GREENTEG AG 2016b)

Aus Tabelle 5.5 sind die wichtigsten Eigenschaften des Sensors zu entnehmen. Für eine vollständige Auflistung sei auf das Datenblatt verwiesen.

Typ	Thermoelektrisch
Abmessungen	10 x 10 x 0,5 mm ³
max. Wärmefluss	-150 bis 150 kW m ⁻²
Auflösung Wärmefluss	0,09 W m ⁻²
Ansprechzeit (0-95%)	0,7s
Kalibrierter Temperaturbereich	-30 bis 70°C
Genauigkeit	± 3%

Tabelle 5.5: Spezifikationen der Wärmestrommessplatte „XP 27 9C“ (GREENTEG AG 2016a)

Zur Messung des Wärmestroms durch eine Wand, wird der Sensor senkrecht zum zu messenden Wärmestrom in den Aufbau integriert. Dabei ist auf guten thermischen Kontakt zu den Oberflächen zu achten, so dass der Wärmestrom nicht verfälscht wird. Wird der Sensor auf einer Oberfläche angebracht, welche auch durch Wärmestrahlung Energie mit der Umgebung oder einer weiteren Schicht austauscht, so ist darauf zu achten,

dass die von dieser Oberfläche abgewandte Seite des Sensors den gleichen Emissionskoeffizienten wie jene aufweist. Um diese Anforderungen abzudecken, wurde der Sensor für Untersuchungen in dieser Arbeit mittels schwarzem Elektroisolierband auf die Bitumenmatten aufgeklebt. Dieses weist nahezu den gleichen Emissionskoeffizienten wie die Matten auf. Bei Messungen mit schnell ansteigender oder fallender Temperatur auf einer Seite des Sensors, ist der Einfluss der Ansprechzeit zu berücksichtigen. Der Sensor liefert nur bei einem linearen Temperaturgefälle über diesen einen korrekten Wert. Steigt die Temperaturdifferenz zu schnell an, so eilt eine Seite des Sensors hinterher und erfasst eine falsche Temperatur, welche zu einem zu hohen Betrag des Wärmestroms führt. Die Messwerte sind nur bei zeitlich konstanter Temperaturdifferenz der Kalibrierung entsprechend exakt und bei sich zeitlich gering ändernder Temperaturdifferenz annähernd gültig.

6 Thermodynamische Systemsimulation

6.1 Terminologie

Zunächst sollen hier die wichtigsten Grundbegriffe der Simulation erläutert werden. Im Wesentlichen orientiert sich dieser Abschnitt an BUNGARTZ ET AL. (2013). Abbildung 6.1 zeigt die wichtigsten Schritte der Simulation.

In einem ersten Schritt, der *Modellierung*, ist es nötig, den Betrachtungsgegenstand auf eine vereinfachte, formale Beschreibung zu reduzieren. Die anschließende *Berechnung* bezeichnet die Aufbereitung bzw. Diskretisierung des Modells in Form von Gleichungssystemen. Bei der *Implementierung* werden diese in einen möglichst effizienten, maschinenlesbaren Code umgesetzt. Dieser ist u. U. direkt auf die verwendete Hardware angepasst. Um die Ergebnisse dieser, oft komplexen Software, interpretieren zu können, ist es nötig, eine aussagekräftige *Visualisierung* zu entwerfen. Mit Hilfe dieser kann während der anschließenden *Validierung* überprüft werden, ob die Ergebnisse konsistent sind, den erwarteten Werten entsprechen oder weitere Kriterien erfüllen, die die Korrektheit der Ergebnisse bestätigen. Ist dies nicht der Fall, so muss in den vorhergehenden Stufen nach der Ursache für die Abweichungen gesucht werden und die Abfolge wiederholt durchlaufen werden. Die *Einbettung* bedeutet die Integration der Simulation in einen Entwicklungs- oder Produktionsprozess mit definierten Schnittstellen.

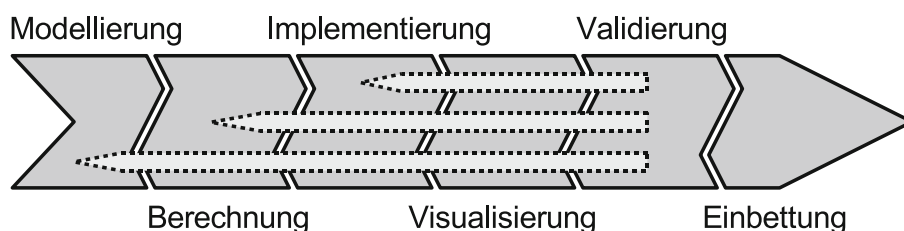


Abbildung 6.1: Simulationsprozess nach BUNGARTZ ET AL. (2013)

6.2 Modellbildung

Der wohl wichtigste Teil der Simulation ist die Modellbildung. Unter einem Modell versteht man ein vereinfachtes Abbild einer partiellen Realität (BUNGARTZ ET AL. 2013). In dieser Arbeit ist damit die formale, mathematische Abbildung in einem abstrakten Modell gemeint. Bei der Modellbildung werden die wesentlichen Eigenschaften und Verhaltensweisen des zu untersuchenden Systems ausgewählt und für den weiteren Verlauf der Simulation aufbereitet. Alle in diesem Schritt vernachlässigten oder falsch abgebildeten Eigenschaften führen zu einer mehr oder weniger starken Abweichung der Ergebnisse der Simulation zur Realität. Um hier möglichst effizient und fehlerfrei zu arbeiten, hat sich folgende Vorgehensweise etabliert (NOLLAU 2009):

- Aufteilung des Gesamtsystems in überschaubare Subsysteme
- Modellierung der einzelnen Subsysteme
- Zusammenführen dieser in einem Gesamtmodell

Durch dieses Vorgehen können auch sehr komplexe Systeme in kleine Subsysteme zerlegt, und jedes einzelne in ein mathematisches Modell überführt werden. Für die einzelnen Subsysteme können bzw. müssen auch Methoden der Validierung und Verifikation angewandt werden. Da jene in der Regel recht klein und einfach zu handhaben sind, kann dies schnell und ausreichend sicher durchgeführt werden. Diese Subsysteme werden anschließend, Schritt für Schritt, zum Gesamtsystem zusammengesetzt, wobei der aktuelle Stand des Modells stets ausreichend validiert und verifiziert werden sollte. Der nächste Abschnitt beschreibt dazu Methoden zur Validierung und Verifikation von Simulationsmodellen.

Eine Simulation kann bei diesem Vorgehen nur eine korrekte Aussage über Zusammenhänge treffen, die während der Modellbildung berücksichtigt wurden. Für jede beabsichtigte Erkenntnis ist u. U. eine separate Simulation anzufertigen.

6.3 Validierung und Verifikation von Simulationen

Die Validierung und Verifikation (V&V) soll wirksam verhindern, dass aus den Ergebnissen einer Simulation fehlerhafte Aussagen gewonnen werden, die in der Folge zu Fehlentscheidungen führen können (RABE 2008). Da sich die vollständige Korrektheit einer Simulation nicht nachweisen lässt, kann die V&V beliebig ausgedehnt werden und muss daher auf den jeweiligen Anwendungsfall angepasst werden.

6.3 Validierung und Verifikation von Simulationen

Verifikation betrachtet die korrekte Berechnung und Implementierung des Modells. Im Rahmen dieser wird eine umfassende Kontrolle der Gleichungssysteme und Lösungsalgorithmen unternommen. Neben der Syntaxprüfung durch den Compiler werden in aktuellen Simulationsprogrammen auch formale Prüfungen zur Korrektheit des Modells durchgeführt. Bei numerischen Lösungen ist auch zu überprüfen, ob die Lösung divergiert oder konvergiert. Dabei sollte letzteres der Fall sein. Bei der Verifikation stellt sich die Frage: „Lösen wir die Gleichungen richtig?“ (BUNGARTZ ET AL. 2013).

Validierung hingegen bedeutet, in Zusammenhang mit Simulation, die Überprüfung auf hinreichende Übereinstimmung zwischen Modell und Realität. Da die vollständige Abbildung der Realität in einem Modell nur bedingt möglich ist, muss geprüft werden, ob das Modell hinsichtlich der Untersuchungsziele die Realität ausreichend fehlerfrei wiedergibt. Die Frage die es sich hier zu stellen gilt ist: „Lösen wir die richtigen Gleichungen?“ (BUNGARTZ ET AL. 2013).

Die in Abbildung 6.1 gezeigten rückwärts gerichteten Pfeile weisen auf die Vorgehensweise hin. Ergeben sich nach der Visualisierung unerwartete Ergebnisse bzw. große Diskrepanzen zu Messwerten, so muss in den vorhergehenden Stufen des Simulationsprozesses nach der Ursache gesucht werden. Ist diese gefunden, ist zu entscheiden, ob es sich um eine fehlerhafte oder um eine unzureichende Abbildung der Realität handelt. Passend zum vorliegenden Fall, muss das Modell an dieser Stelle entweder verbessert oder erweitert werden. Um solche Defizite des Modells aufzudecken, gibt es verschiedene Vorgehensweisen. Nachfolgende Liste gibt die in der vorliegenden Arbeit angewandten Methoden an (RABE 2008; BUNGARTZ ET AL. 2013):

- **Vergleich mit aufgezeichneten Daten:** Bildet das Modell ein in der Realität vorhandenes System ab, so kann das reale Verhalten mit dem des Modells verglichen werden.
- **Vergleich mit anderen Modellen:** Einfache Modelle können durch analytische Berechnungen überprüft werden. Komplexere können mit Teilen bereits vorhandener und validierter Modelle verglichen werden.
- **Test von Teilmodellen:** Finden sich die Teilmodelle des Systems in der Realität wieder, bzw. können sie einfach nachgestellt werden, kann überprüft werden, ob die Teilmodelle die entsprechenden Systeme der Realität ausreichend genau abbilden.
- **Strukturelles Durchgehen:** Hier wird in einem breiteren Personenkreis der Aufbau des Modells und dessen Korrektheit diskutiert, um evtl. Fehler aufzudecken, welche dem Einzelnen verborgen blieben.

6 Thermodynamische Systemsimulation

- **Sensitivitätsanalyse:** Durch Veränderung der Eingabeparameter sollten Auswirkungen auf die Ergebnisse der Simulation erzielt werden, welche auch in der Realität zu erwarten wären. Außerdem können hier besonders sensitive Parameter aufgedeckt werden.
- **Plausibilitätstest:** Hier wird überprüft, ob die Ergebnisse der Simulation im Widerspruch zu sicher geltenden Theorien stehen.

6.4 Systemsimulation mit OpenModelica

Zur Modellierung des thermischen Verhaltens eines GV in einem maschinenlesbaren Format, wird „Modelica“ verwendet. Dies ist eine frei verfügbare, objektorientierte Sprache zur Modellierung von großen, komplexen und heterogenen Systemen. Die Modelle werden dabei mathematisch, mittels Differential-, algebraischen- und diskreten Gleichungen beschrieben (MODELICA ASSOCIATION 2014).

Zur Erstellung der formalen Beschreibung der Modelle durch diese Sprache, wird die Simulationsumgebung „OpenModelica“ herangezogen. Diese erleichtert die Implementierung und das Zusammenfügen der Subsysteme und bietet Hilfestellung beim Compilieren und bei der Visualisierung. Die graphische Oberfläche dieser Umgebung stellt einzelne Teile des Modells schematisch als Blöcke dar. Sie können an ihren Verbindungsstellen (Ein- bzw. Ausgänge) untereinander verbunden werden. Diese Verbindungen abstrahieren die Zusammenhänge innerhalb des realen Systems. Abbildung 6.2 zeigt eine beispielhafte Verknüpfung von Komponenten im „Connection Editor“ von OpenModelica. Das gezeigte Modell bildet den Wärmeaustausch zweier Wärmekapazitäten („mass1“, „mass2“) über eine Wärmeleitfähigkeit („conduction“) ab. Die Verbindungen (Linien) zwischen den Blöcken bilden dabei schematisch die Temperatur- und Wärmeflusspfade ab. Mittels virtueller Sensoren („Tsensor“) kann direkt auf die aktuellen Eigenschaften dieser Pfade bzw. Anschlüsse der Blöcke zugegriffen werden.

Die gezeigte graphische Darstellung erleichtert es dem Benutzer Zusammenhänge der Realität in schematischer Weise zu strukturieren. Durch die Verwendung von Blöcken, welche nicht nur einzelne physikalische Eigenschaften, sondern auch ganze Subsysteme repräsentieren, können auch sehr komplexe Modelle durch iteratives Vorgehen erstellt werden. Einmal verifizierte und validierte Submodelle können an verschiedenen Stellen des Modells wiederverwendet werden und tragen so zur Korrektheit des Gesamtmodells bei. Die graphische Darstellung im Connection Editor ist jedoch nur die Repräsentation des im Hintergrund automatisch erstellten Programmcodes des Mo-

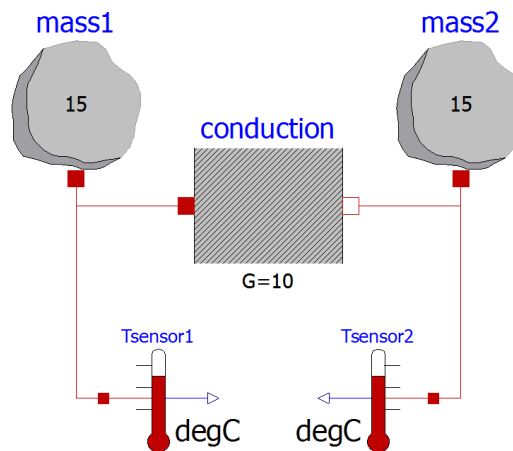


Abbildung 6.2: Schematisches Blockmodell im OpenModelica Connection Editor, Wärmeaustausch zweier Massen

dells. Quellcode 6.1 zeigt den zum Beispiel gehörenden Modelica-Code. Änderungen an diesem werden direkt an der graphischen Repräsentation umgesetzt und umgekehrt. Beide Darstellungen sind äquivalent, für die Kompilierung und Berechnung wird jedoch das Skript herangezogen. Letzteres kann außerdem zusätzliche Informationen erhalten, welche im graphischen Editor nicht dargestellt werden können, wie z. B. komplexe Differentialgleichungen. Im Skript bezeichnet das Schlüsselwort „model“ den Beginn der Modellbeschreibung. Anschließend folgt eine Liste aller verwendeten Modelle, welche in der graphischen Oberfläche als Blöcke dargestellt werden. Nach dem Schlüsselwort „equation“ folgt das später zu lösende Gleichungssystem. Dieses ergibt sich entweder durch Verknüpfen der Ein- und Ausgänge der inkludierten Modelle mittels „connect(..., ...)“, oder durch explizite Angabe einer Differentialgleichung. Am Ende des vollständigen Modells schließt „end“ die Beschreibung ab. Eine detaillierte Erklärung der Bedienung und Funktionsweise von OpenModelica findet sich im „Users Guide“ von FRITZSON ET AL. (2014).

Im Rahmen dieser Arbeit wird das thermische Verhalten eines GV modelliert und simuliert. Dabei wird insbesondere Wert auf den Aufbau der Wandschichten des Spülbehälters und den Wärmetransport nach außen gelegt. Neben den relevanten Komponenten im Inneren des GV wird auch der Spülprozess des Vergleichsprogramms möglichst detailliert abgebildet. Der Aufbau dieses Simulationsmodells wird in Abschnitt 7.2 beschrieben.

6 Thermodynamische Systemsimulation

```
model TwoMasses "Simple conduction demo"
  HeatTransfer.Components.HeatCapacitor mass1(C = 15, T(
    ↪ start = 373.15, fixed = true));
  HeatTransfer.Components.HeatCapacitor mass2(C = 15, T(
    ↪ start = 273.15, fixed = true));
  HeatTransfer.Components.ThermalConductor conduction(G =
    ↪ 10);
  HeatTransfer.Celsius.TemperatureSensor Tsensor1;
  HeatTransfer.Celsius.TemperatureSensor Tsensor2;
equation
  connect(mass1.port, conduction.port_a);
  connect(conduction.port_b, mass2.port);
  connect(mass1.port, Tsensor1.port);
  connect(mass2.port, Tsensor2.port);
end TwoMasses;
```

Quellcode 6.1: Modelica Code zu Abbildung 6.2

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

7.1 Konventioneller Aufbau

7.1.1 Anordnung des Schichtsystems

In den vorhergehenden Kapiteln wurde die Funktionsweise und der Aufbau eines GV beschrieben. Ebenso wurde auf den Zielkonflikt zwischen geringer Schallemission und geringem Energieverbrauch eingegangen. In diesem Abschnitt soll der derzeitige Wandaufbau eines GV detailliert beschrieben werden. Es sollen die Komponenten des Aufbaus und deren Funktion und Zusammenwirken betrachtet werden. Da für das Verhalten des Gesamtsystems die Eigenschaften der einzelnen Schichten von großer Bedeutung sind, sollen diese hier genauer untersucht werden. Für die verwendeten Materialien werden die relevanten thermischen und mechanischen Eigenschaften, soweit nicht aus der Literatur bekannt, durch Messungen bestimmt. Die hier gewonnenen Materialparameter dienen für folgende Untersuchungen als Grundlage.

Die Betrachtung des Wandaufbaus (siehe Abbildung 7.1) soll von der Behälterinnen-seite her, nach außen zur Umgebung erfolgen.

Die Schichten dieses Aufbaus sind die folgenden:

- Behälterwand
- Bitumenmatte (Entdröhnbelag)
- Baumwollfaservlies (Faserabsorber)
- Außenverkleidung

Die folgenden Abschnitte befassen sich mit je einer Schicht dieses Aufbaus. Neben den jeweiligen Materialeigenschaften wird auch auf den Beitrag zur Funktion und Ge-

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

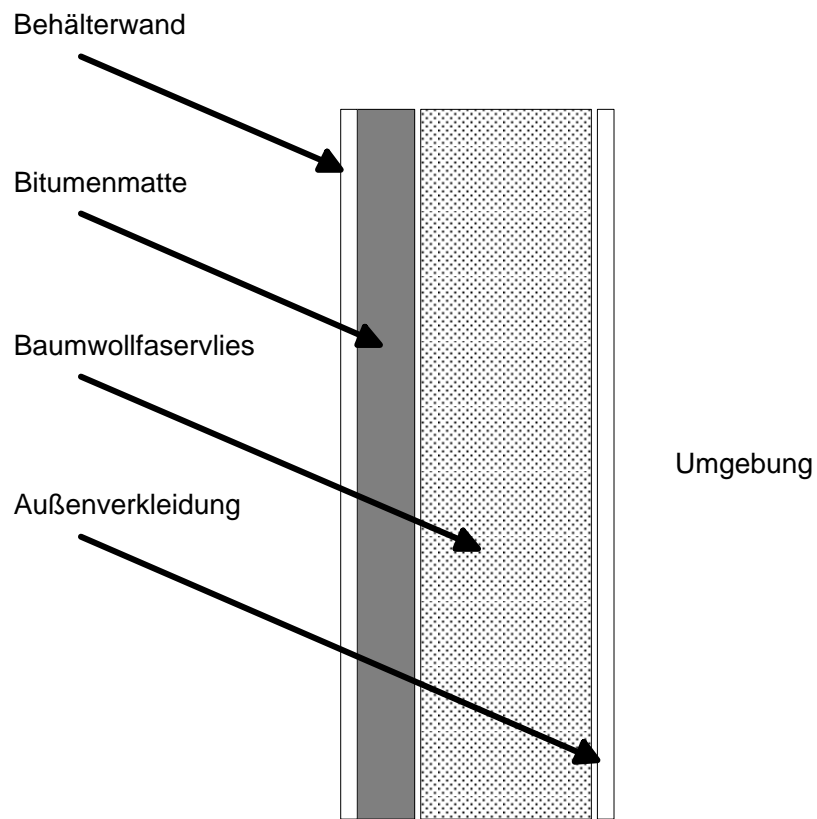


Abbildung 7.1: Aktueller Schichtaufbau bei einem GV

brauchseigenschaft eingegangen. Anschließend wird das Zusammenwirken im Verbund erläutert.

7.1.2 Behälterwand

Die innerste Schicht des Wandaufbaus ist die Behälterwand. Diese ist aus rostfreiem Stahl (X5CrNi18-10; 1.4301) mit einer Dicke von ca. 0,4 mm ausgeführt. Sie ist gegenüber der Spüllauge chemisch beständig und wasserdicht. Durch die glatte Oberfläche an der Innenseite kann sie effizient von Verschmutzungen befreit werden und erfüllt die nötigen hygienischen Anforderungen. Im Rahmen dieser Arbeit soll diese erste Schicht unverändert bleiben, da sie die bereits genannten und eine Vielzahl weiterer Anforderungen erfüllen muss. Tabelle 7.1 führt alle für diese Arbeit relevanten Eigenschaften der Behälterwand auf.

Eigenschaft (bei 20°C)	Wert	Quelle
Dichte	7900 kg m ⁻³	DEW (2015)
Wärmeleitfähigkeit	15 W m ⁻¹ K ⁻¹	DEW (2015)
Spezifische Wärmekapazität	500 J kg ⁻¹ K ⁻¹	DEW (2015)
E-Modul	200 GPa	DEW (2015)
Longitudinalwellengeschwindigkeit	5100 m s ⁻¹	CREMER & HECKL (1996)

Tabelle 7.1: Materialeigenschaften der Behälterwand (X5CrNi18-10; 1.4301)

Die geringe Wandstärke und flächige Ausdehnung der Behälterwand führt zu einer geringen Biegesteife und Flächenmasse. Das ergibt nach Gleichung 2.16 eine niedrige Impedanz. D. h. die Struktur antwortet auf eine geringe mechanische Anregung mit einer großen Auslenkung der Schwingbewegung. Das wiederum führt zu einer starken Abstrahlung von Schall an die Umgebung.

Des weiteren kann der Schalldurchgang für ein auftreffendes Schallfeld betrachtet werden. Mit Gleichung 2.34 ergibt sich die Koinzidenzfrequenz einer Stahlplatte mit der Dicke $h = 0,4 \text{ mm}$ zu $f_{cr} \approx 32 \text{ kHz}$. Diese Frequenz liegt weit außerhalb des Hörbereichs. Für die bloße Edelstahlwand muss der Einfluss der Koinzidenzfrequenz demzufolge nicht einbezogen werden. Für alle relevanten Frequenzen gilt deshalb das Massengesetz nach Gleichung 2.30.

7.1.3 Bitumenmatte

Zur Verbesserung der akustischen Eigenschaften der Behälterwand wird auf der Außenseite eine Schalldämmmatte angebracht. Diese wird auf den Behälter gelegt und in einem Ofen erwärmt. Dadurch passt sie sich an die Kontur der Oberfläche an und

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

geht mit ihr eine adhäsive Verbindung ein. Eine dünne Schicht Schmelzkleber auf der Behälterseite der Schalldämmmatte begünstigt diese Verbindung zusätzlich.

Die dafür verwendeten Matten bestehen im wesentlichen aus Bitumen, welches als Binder fungiert, und Gesteinsmehl oder Eisenoxid als Füllstoffe. Das Bitumen umschließt als Matrix die Partikel des Füllstoffs und hält diese zusammen. Es stellt auch die nötigen mechanischen Eigenschaften zur Dämpfung von Strukturschwingungen zur Verfügung. Der Verlustfaktor bzw. der Speicher- und Verlustmodul des Verbundmaterials muss auf den Einsatzzweck abgestimmt werden. PLÜMECKE (1932) beschreibt die vorteilhaften Eigenschaften des Bitumens bzgl. Schalldämmung und -dämpfung, NEUMANN (1995) die Zusammensetzung dieses Bindemittels und die daraus resultierenden mechanischen Eigenschaften. Bitumen wird durch Raffinieren von Erdöl gewonnen und ist ein Kolloidsystem. Es setzt sich im Wesentlichen aus größeren Teilchen, den Asphaltene und kleineren Teilchen, den Erdöl-Harzen zusammen. Letztere sind Schutzkolloide für die Asphaltene und verhindern, dass diese verklumpen. Jene sind hauptsächlich für die rheologischen Eigenschaften verantwortlich. Bitumen zeigt über einen breiten Temperaturbereich viskoelastisches Verhalten, weshalb es auch zur Dämpfung von Körperschall zum Einsatz kommt. Die Füllstoffe Gesteinsmehl oder Eisenoxid hingegen, werden aufgrund ihrer hohen Dichte gewählt und verleihen der Dämmmatte ein ausreichendes Flächengewicht. Dies ist besonders zur Dämmung von Luftschall nötig, welcher im Behälterinnenraum entsteht. Zur gezielten Abstimmung auf den Anwendungsfall werden Bitumensorten mit unterschiedlichen rheologischen Eigenschaften gemischt und zusätzlich mit Polymeren modifiziert. Als Endprodukt erhält man ein polymermodifiziertes Bitumen mit anorganischer Füllung. Abbildung 7.2 zeigt die innere Struktur einer Schalldämmmatte, wie sie im GV zum Einsatz kommt. Der dunkle Bereich ist die Matrix, das Bitumen. Die hellen Bereiche sind die Füllstoffe (Eisenoxid).

Abbildung 7.3 zeigt den temperaturabhängigen Verlauf der Wärmekapazität gemessen mit der DSC. In einem Temperaturbereich von 20°C bis 80°C nimmt die spezifische Wärmekapazität c_p Werte zwischen 930 und 1020 J kg⁻¹ K⁻¹ an. Die Zunahme dieser, in Richtung höhere Temperaturen, entspricht dem zu erwartenden Materialverhalten.

In Tabelle 7.2 ist eine Übersicht der wichtigsten Materialwerte bei 40°C aufgeführt. Dies ist die durchschnittliche Einsatztemperatur für Materialien im GV oder direkt auf dem Behälter.

Mit Gleichung 2.34 ergibt sich die Koinzidenzfrequenz einer Stahlplatte mit der Dicke $h = 0,4$ mm, welche mit einer Bitumenmatte der Dicke $h = 2$ mm belegt ist bei 40°C, zu $f_{cr} \approx 32$ kHz. Diese Frequenz liegt oberhalb des Hörbereichs. Der Einfluss der Koinzidenzfrequenz kann, wie auch bei der blanken Stahlplatte, vernachlässigt werden.

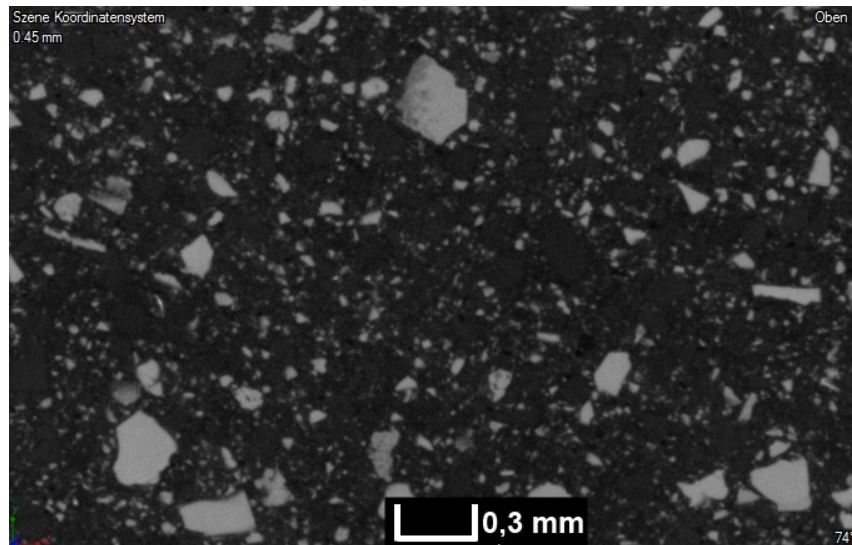


Abbildung 7.2: Struktur einer Schalldämmmatte, Füllstoff: Eisenoxid (CT-Scan, Dichte proportional zur Helligkeit)

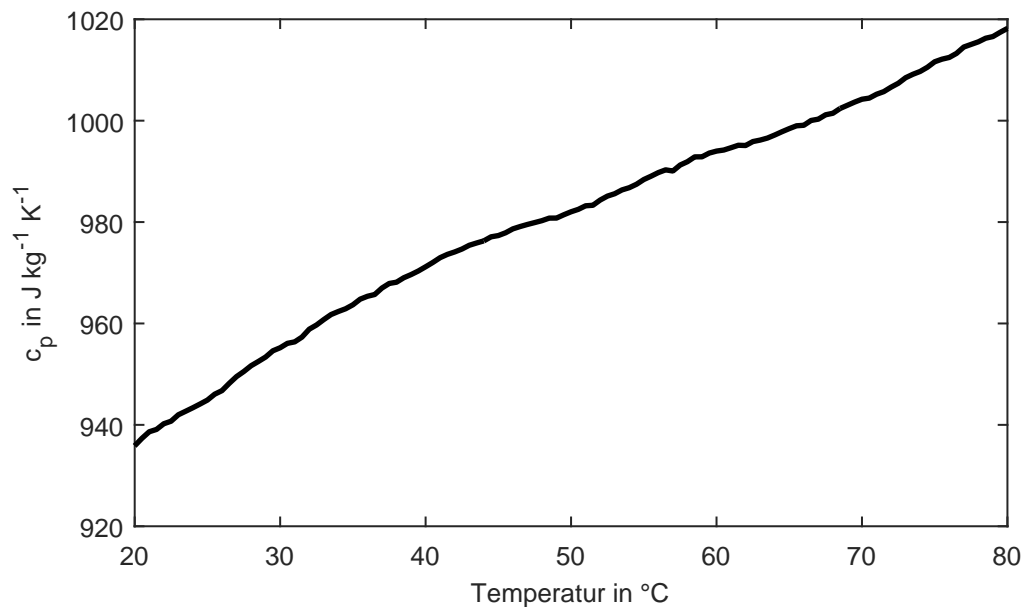


Abbildung 7.3: Temperaturabhängige Wärmekapazität, Füllstoff: Eisenoxid (Messung mit DSC)

Eigenschaft (bei 40°C)	Wert	Methode
Dichte	$(2500 \pm 100)\ kg\ m^{-3}$	Experimentell ($\rho = m/V$)
Wärmeleitfähigkeit	$(1,4 \pm 0,3)\ W\ m^{-1}\ K^{-1}$	HFM, THB
Spezifische Wärmekapazität	$(970 \pm 30)\ J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	THB, DSC
E-Modul	$(0,6 \pm 0,2)\ GPa$	Biegebalken, Verfahren A

Tabelle 7.2: Materialeigenschaften der Schalldämmmatte, Füllstoff: Eisenoxid

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

Dass sich hier annähernd gleiche Werte für die belegte und unbelegte Platte ergeben, liegt an der Konstellation der Materialeigenschaften. Diese führen in beiden Fällen zu einem gleichen Verhältnis zwischen Flächenmasse und Biegesteifigkeit. Die wichtigste Eigenschaft der Schalldämmmatte, neben der Flächenmasse, ist daher der Verlustfaktor. Dieser ist zur Dämpfung der Strukturschwingungen, welche durch den direkt auftreffenden Wasserstrahl verursacht werden, nötig. Er ist frequenz- und temperaturabhängig. Abbildung 7.4 zeigt den Aufbau zur Messung des Verlustfaktors von Bitumen im Rheometer. Während den Untersuchungen in dieser Arbeit hat sich gezeigt, dass dieser Aufbau zur Bestimmung des Verlustfaktors in einem breiten Frequenz- und Temperaturbereich besser geeignet ist, als das Verfahren nach DIN EN ISO 6721-1 (2011) (Abschnitt 5.1.1). Die Vorteile des Rheometers sind die Messung des Probenmaterials ohne zusätzlichen Träger und direkte Ermittlung des Verlustfaktors bei festgelegten Frequenzen, unabhängig von der Probengeometrie. Dadurch kann der kontinuierliche Verlauf des Verlustfaktors über die Frequenz bei einer bestimmten Temperatur ermittelt werden.

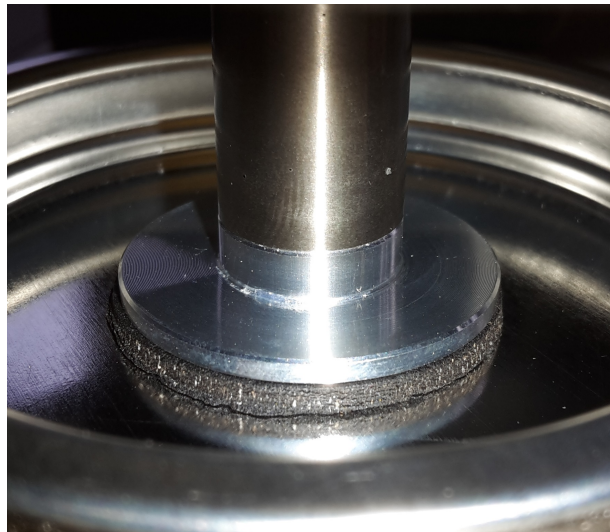


Abbildung 7.4: Einspannung zur Messung des Verlustfaktors im Rheometer

Mit diesem Aufbau und den kontinuierlichen Verläufen über die Frequenz bei verschiedenen Temperaturen kann mit Hilfe der Time-Temperatur Superposition (TTS) der Verlustfaktor der Probe über einen weiteren Temperatur und Frequenzbereich bestimmt werden, als direkt messbar. Abbildung 7.5 zeigt den frequenzabhängigen Verlauf des Verlustfaktors einer Schalldämmmatte mit Eisenoxid als Füllung bei 40°C Proben temperatur. Tabelle 7.3 die zugehörigen Parameter der Messung.

Der Verlustfaktor hat bei dieser Temperatur (40°C) sein Maximum bei niedrigen Frequenzen im Bereich unter 1 Hz. Richtung steigende Frequenzen nimmt er ab und liegt

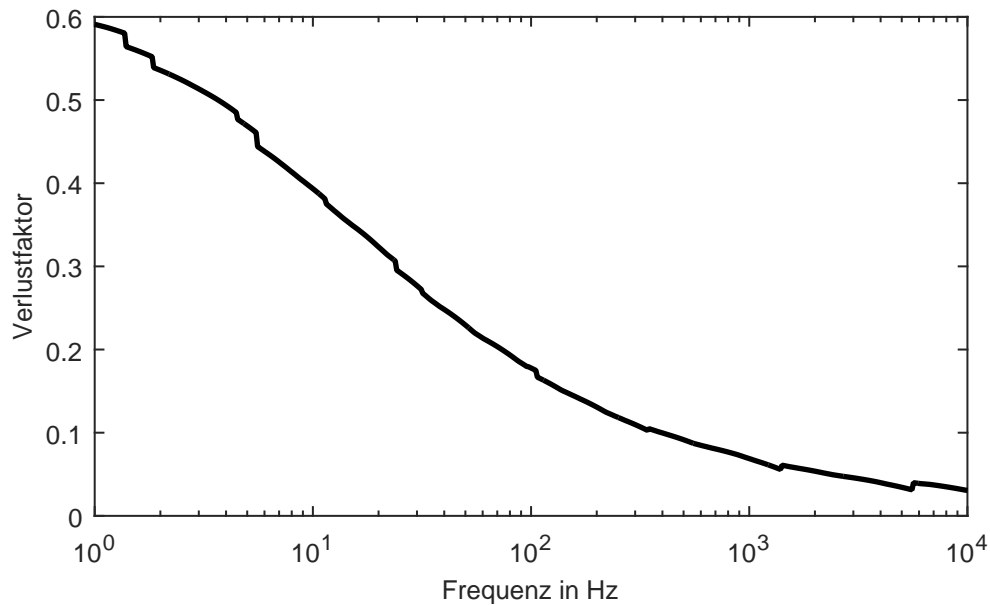


Abbildung 7.5: Verlauf des Verlustfaktors über die Frequenz bei 40°C
Schalldämmmatte, Füllstoff: Eisenoxid

Parameter	Wert
Dicke der Probe	(1,9±0,1) mm
Normalkraft	15 N
Kreisfrequenz, Einzelmessung	600 bis 0,6 rad s ⁻¹
Frequenz, Einzelmessung	95,5 bis 0,0955 Hz
Frequenzpunkte pro Dekade	5
Temperaturbereich	-10°C bis 90°C
Temperaturschritt	5°C
Frequenzbereich TTS Auswertung	1 Hz bis 10 kHz
Referenztemperatur TTS Auswertung	40°C

Tabelle 7.3: Parameter zur Bestimmung des Verlustfaktors von Bitumen im Rheometer

bei 500 Hz noch über 0,1. Niederfrequente Strukturschwingungen werden von diesem Material gut gedämpft.

Abbildung 7.6 zeigt den CT-Scan einer weiteren Variante einer Schalldämmmatte, wie sie bei GV verwendet werden. Der Füllstoff dieser ist Gesteinsmehl. Das führt zu einer geringeren Dichte und leicht unterschiedlichen mechanischen Eigenschaften der Mischung.

Die spezifische Wärmekapazität dieses Materials ist höher als bei der Füllung mit Eisenoxid (Abbildung 7.7). Dies bedeutet, dass bei gleicher Flächenmasse mit einer hö-

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

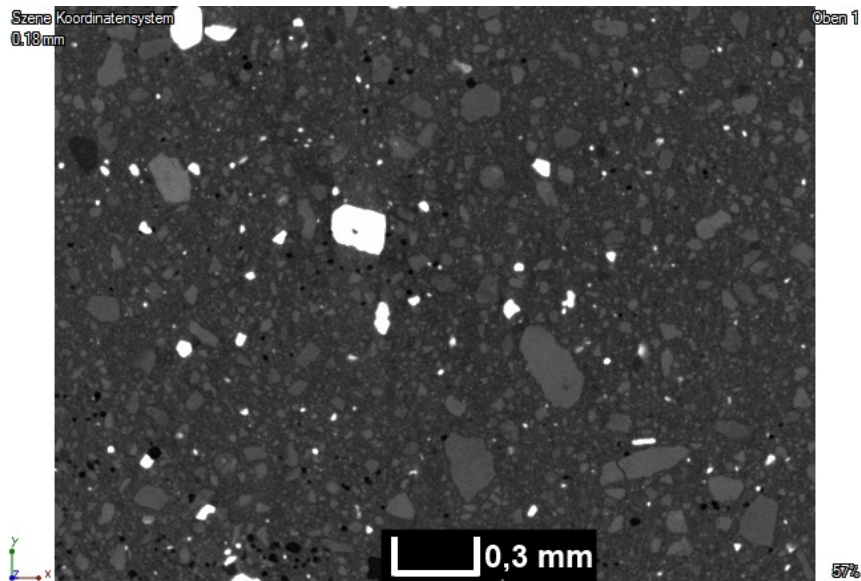


Abbildung 7.6: Struktur einer Schalldämmmatte, Füllstoff: Gesteinsmehl (CT-Scan, Dichte proportional zur Helligkeit)

heren absoluten Wärmekapazität im GV zu rechnen ist. Dies bedeutet einen energetischen Nachteil, bei gleicher akustischen Wirkung.

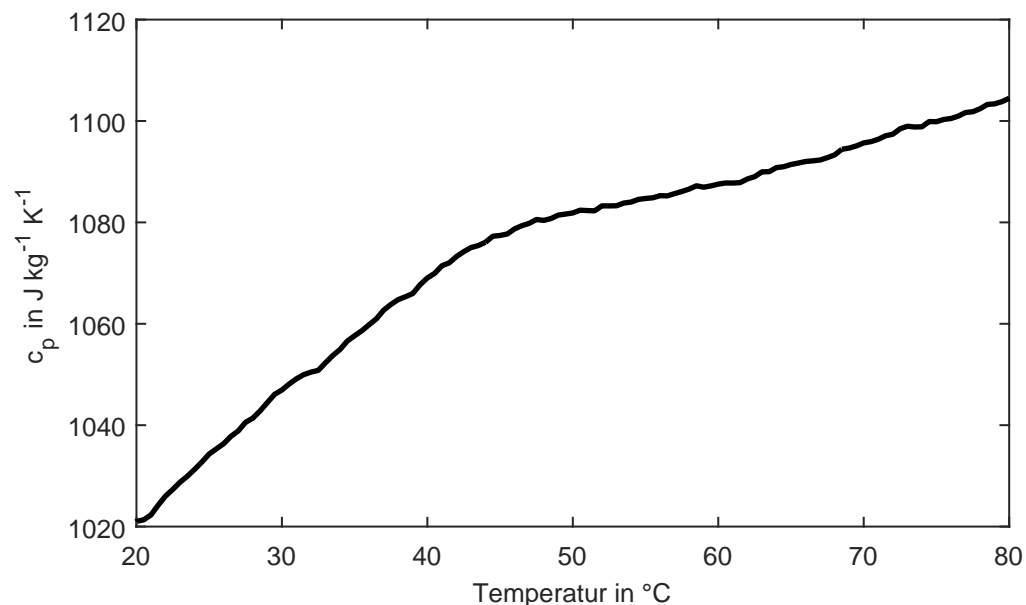


Abbildung 7.7: Temperaturabhängige Wärmekapazität, Füllstoff: Gesteinsmehl (Messung mit DSC)

Für weitere Betrachtungen in dieser Arbeit spielt diese Variante der Schalldämmmatte deshalb eine untergeordnete Rolle. Tabelle 7.4 listet lediglich die wichtigsten Eigenschaften auf, eine detailliertere Betrachtung findet nicht statt.

Eigenschaft (bei 40°C)	Wert	Methode
Dichte	$(1950 \pm 100) \text{ kg m}^{-3}$	Experimentell ($\rho = m/V$)
Wärmeleitfähigkeit	$(1,3 \pm 0,3) \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	THB
Spezifische Wärmekapazität	$(1070 \pm 30) \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	DSC
E-Modul	$(0,5 \pm 0,2) \text{ GPa}$	Biegebalken, Verfahren A

Tabelle 7.4: Materialeigenschaften der Schalldämmmatte, Füllstoff: Gesteinsmehl

7.1.4 Baumwollfaservlies

Auf die Bitumenmatte ist ein Baumwollfaservlies gelegt. Es hat eine Dicke von ca. 20 mm und dient zum einen der Absorption von Luftschall und zum anderen der thermischen Isolation des Behälters. Das Vlies ist ein Recyclingprodukt und wird aus Baumwollfaserabfällen hergestellt. Die losen Fasern werden mit Phenolharz und Flammenschutzmittel vermischt und zu Matten geformt. Unter Einwirkung von Wärme reagiert das Harz und hält die Fasern zusammen. In einem GV kommen gestanzte oder geprägte Vliese zum Einsatz, um Stellen auszusparen, an denen sich andere Bauteile befinden. Beim Stanzen werden aus einer vorgefertigten Matte Aussparungen herausgeschnitten. Die Dicke der Matte ist dabei über die ganze Fläche konstant. Das Prägen geschieht in einer Form unter Druck und Temperatur, wobei am Ende ein profiliertes Vlies mit unterschiedlicher Dicke entsteht. Ein Vorteil der geprägten Variante ist die geschlossene Außenseite, welche den Schalldurchgang durch das Vlies hindurch einschränkt. Das ist im GV von Vorteil, da das Schallfeld nicht nur gedämpft sondern auch die Schallemission reduziert werden soll. Der Vorteil der gestanzten Variante ist die eher offenporige Oberfläche. Dadurch kann das Schallfeld besser in den Absorber eindringen und gedämpft werden. Abbildung 7.8 (a) zeigt ein gestanztes Vlies, Abbildung 7.8 (b) die geprägte Variante.

Da sich das Vlies zur Außenseite hin befindet sind in nachfolgender Tabelle die Materialwerte in Bezug auf Raumtemperatur angegeben.

Eigenschaft (bei 20°C)	Wert	Methode
Dichte	$(60 \pm 10) \text{ kg m}^{-3}$	Experimentell ($\rho = m/V$)
Wärmeleitfähigkeit	$(38 \pm 2) \text{ mW m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	HFM, THB
Spezifische Wärmekapazität	$(1100 \pm 100) \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	THB

Tabelle 7.5: Materialeigenschaften des Baumwollfaservlieses

Die Wirksamkeit poröser Absorber lässt sich durch den frequenzabhängigen Absorptionsgrad ausdrücken. Abbildung 7.9 zeigt diesen für eine aus einem gestanzten

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten



(a) gestanztes Vlies



(b) geprägtes Vlies

Abbildung 7.8: Vlies für den Einsatz im GV

Vlies entnommene Probe. Der stetige Anstieg des Absorptionsgrads zu hohen Frequenzen deutet auf eine homogene Verteilung der Fasern hin. Wie zu erwarten werden Frequenzen größer 3000 Hz nahezu vollständig absorbiert, tiefere etwas schlechter und sehr tiefe (kleiner 1000 Hz) kaum.

Neben der Eigenschaft Luftschall zu absorbieren, ist auch die Flächenmasse von Bedeutung. Da in dem Schichtaufbau der Schall nicht nur abgebaut, sondern eine Emission nach außen verhindert werden soll, ist eine dichte Absorberstruktur und eine hohe Flächenmasse zur Schalldämmung vorteilhaft.

Wie bereits erwähnt dient das Vlies auch der thermischen Isolation des GV und reduziert die an die Umgebung abgeführte Wärmemenge. Je dicker und vollständiger die Belegung der Behälterfläche ist, desto besser ist die Wirkung. Diese Anforderung kann jedoch nicht an allen Seiten des Behälters eingehalten werden, da sich verschiedene andere Bauteile in diesem Bereich befinden. Durch die Varianten gestanztes und geprägtes Vlies wird versucht, möglichst vollständig die nicht verbauten Zwischenräume zu füllen.

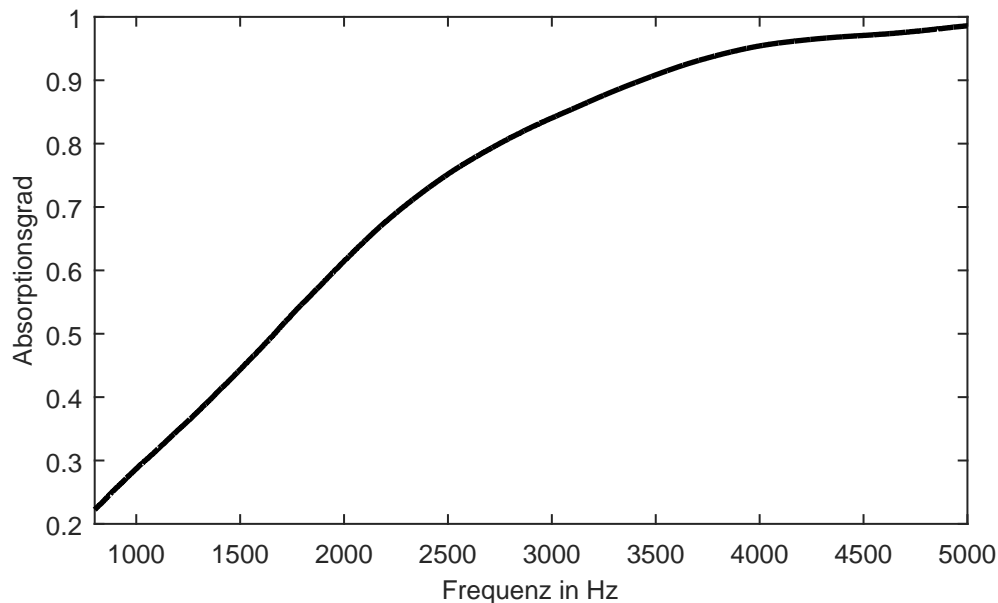


Abbildung 7.9: Absorptionsgrad von Baumwollfaservlies, Dicke: 20 mm

7.1.5 Außenverkleidung

Zur optischen Verkleidung an der Außenseite kommt verzinktes (DX 51; 1.0226) und u. U. lackiertes Stahlblech mit einer Dicke von 0,5-0,7 mm zum Einsatz. Durch die geschlossene Oberfläche und hohe Dichte ist dies auch akustisch vorteilhaft. Es kann eine zusätzliche Schalldämmung erreicht werden. Tabelle 7.6 zeigt die wichtigsten Materialeigenschaften der Außenverkleidung bei Raumtemperatur.

Eigenschaft (bei 20°C)	Wert	Quelle
Dichte	7850 kg m ⁻³	CRTE (2016)
Wärmeleitfähigkeit	60 W m ⁻¹ K ⁻¹	CRTE (2016)
Spezifische Wärmekapazität	450 J kg ⁻¹ K ⁻¹	ULLRICH & BODMER (2013)

Tabelle 7.6: Materialeigenschaften der Außenverkleidung (DX 51; 1.0226)

Die Wärmekapazität dieser Schicht spielt für den Energiehaushalt des GV eine untergeordnete Rolle. Da sie auf der Außenseite angebracht ist, erfährt sie nur eine sehr geringe Temperaturänderung. Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit soll diese Schicht nicht verändert werden.

7.1.6 Zusammenwirken im Verbund

Bisher wurden die Materialeigenschaften der einzelnen Schichten und deren Beitrag zum System beschrieben. In diesem Abschnitt soll das Zusammenwirken jener im Verbund erläutert werden.

Um einen wasserdichten, mechanisch und chemisch stabilen Behälter zu fertigen, wird rostfreier Stahl mit definierter Güte verwendet. Sollen die Materialkosten für diesen so gering wie möglich sein, führt dies zu einer Reduzierung der Wandstärke auf ein Minimum. Dadurch entsteht in einem ersten Schritt eine Wandschicht mit sehr niedriger Impedanz. Auftreffende mechanische oder akustische Anregungen führen zu einer starken Schallabstrahlung nach außen. Um dieses Defizit zu korrigieren wird auf der nach außen zeigenden Seite dieser Schicht eine Schalldämmmatte aufgebracht. Durch deren Masse wird eine zufriedenstellende Schalldämmung und durch deren Verlustfaktor eine ausreichende Dämpfung von Strukturschwingungen erzielt. Mit diesem Verbundsystem und der Anforderung an die Wasserdichtheit ergibt sich auf vorteilhafte Weise ein nahezu vollständig abgeschlossener Raum, dessen Wände ein gutes Schalldämmmaß besitzen. Schall, der trotz dieser Bemühungen den Behälter verlässt, soll durch poröse Faserabsorber gedämpft werden. Dazu wird das bereits beschriebene Baumwollfaservlies eingesetzt und direkt auf die vom Behälter abgewandte Seite der Schalldämmmatte gelegt. Auch die optische Außenverkleidung leistet einen Beitrag zur akustischen Funktion des Schichtverbunds. An deren geschlossener Oberfläche wird das Schallfeld zum Teil reflektiert und wiederum durch das Baumwollfaservlies gedämpft. Das Schallfeld in dem Zwischenraum wird auch durch zusätzliche Gummidichtlippen möglichst gut in diesem zurückgehalten. Abbildung 7.10 zeigt solche, welche den Spalt zu umliegenden Möbelstücken abdichten. Dadurch kann der Faserabsorber mehrfach dämpfend auf das Schallfeld einwirken.

Jenes Vlies hat auch die Aufgabe die nötige thermische Isolation des Behälters zu gewährleisten. Aufgrund der porösen Struktur und den daraus resultierenden Lufteinschlüssen hat es eine geringe Wärmeleitfähigkeit. Dadurch wird die an die Umgebung abgegebene Wärmemenge reduziert.

Die Behälterwand auf der Innenseite und die Verkleidung auf der Außenseite geben die Randbedingungen für den Entwurf eines alternativen Aufbaus vor. Der zwischen diesen Schichten liegende Bauraum soll betrachtet und mit einem akustisch und energetisch vorteilhaften Schichtsystem ausgestaltet werden. Wenn möglich, sollen die nützlichen Eigenschaften der nicht veränderten Schichten in die Wirksamkeit des Systems einbezogen werden. Der quantitative Einfluss der einzelnen Komponenten des konventionel-



Abbildung 7.10: Dichtlippen zu umliegenden Möbelstücken

len Systems auf Energieverbrauch und Schallemission des Gesamtgeräts wird in den folgenden Abschnitten detailliert betrachtet.

7.2 Entwurf einer thermodynamischen Simulation

7.2.1 Abstraktion der Behältergeometrie und Komponenten

Die folgenden Abschnitte befassen sich mit dem Entwurf, Modellierung und Simulation eines thermodynamischen Modells eines GV. Das wesentliche Augenmerk wird dabei auf den Wandaufbau des Behälters, dessen verschiedene Schichten und deren jeweiliger Einfluss auf den Energiehaushalt gelegt. Dadurch verbessert sich das Systemverständnis und es können mögliche Ansatzpunkte für Weiterentwicklungen gefunden werden. Diese Veränderungen können im Modell berücksichtigt und deren Wirksamkeit abgeschätzt werden.

In Abschnitt 3.3 wurden bereits die wichtigsten Komponenten für den Energiehaushalt eines GV aufgeführt. Dazu zählen im Wesentlichen folgende Teile innerhalb des Behälters:

- Wasser
- Geschirr
- Körbe
- sonst. Bauteile (Rohre, Sprüharme, Pumpentopf)

Diese Bestandteile wirken für die Betrachtungen in dieser Arbeit hauptsächlich als Wärmekapazitäten und werden im Modell dementsprechend berücksichtigt.

Für die Ziele dieser Arbeit sind die Wandschichten des Behälteraufbaus von besonderem Interesse und werden demzufolge im Modell detailliert abgebildet. Hier soll deshalb der Wandaufbau, wie er in Abschnitt 7.1 beschrieben ist, im Hinblick auf die Anforderungen einer geeigneten Modellierung betrachtet werden. Abbildung 7.11 zeigt den abstrahierten Aufbau der Wandschichten eines GV. Dreidimensionale Strukturen der einzelnen Wände werden vernachlässigt, jede Schicht wird als eben und rechteckig angenommen. Auf der linken Seite befindet sich der Wärmetauscher, am Boden der Basisträger und Oben die Tischplatte.

Diese vereinfachte Betrachtung ist zulässig, da die Schichten aus tiefgezogenen Blechen, Matten und Bauteilen bestehen, welche über die Fläche hinweg eine gleichbleibende Dicke aufweisen. Dabei werden die Schichten auf den sechs Seiten des Behälters als ebene, homogene Wände betrachtet und abhängig von den jeweiligen Materialien einzeln modelliert.

7.2 Entwurf einer thermodynamischen Simulation

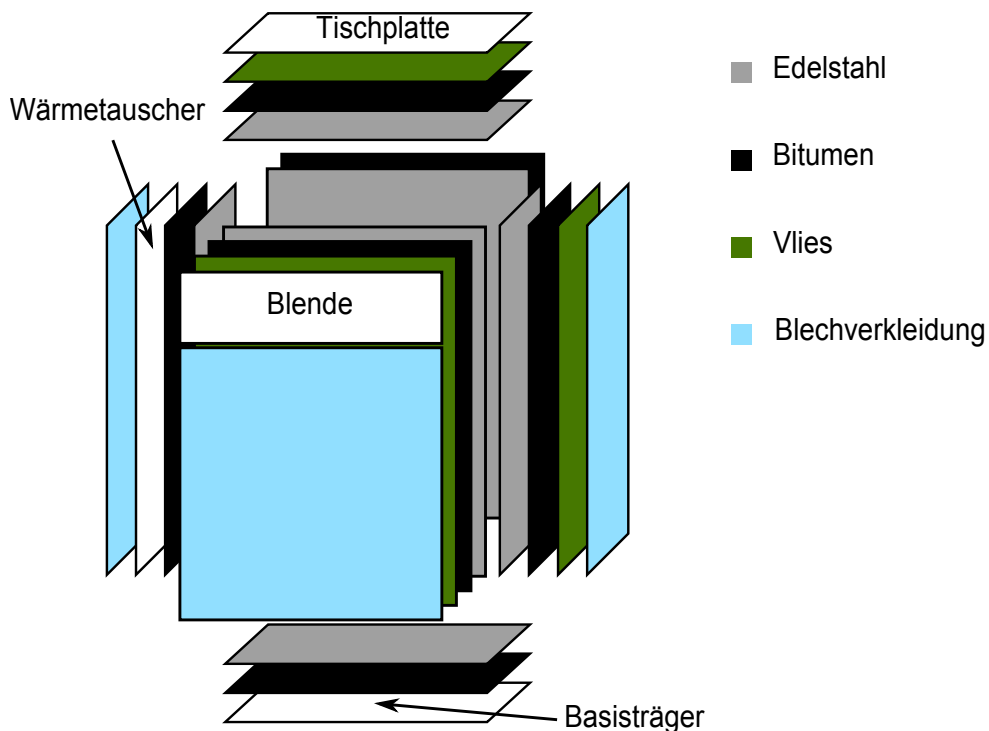


Abbildung 7.11: Wandaufbau eines GV mit Wärmetauscher, Standgerät

Sie sind an ihren Kanten thermisch getrennt und über ihre gesamte Fläche thermisch mit den angrenzenden Schichten verbunden. Die Entkopplung an den Kanten ist zulässig, da die wesentliche Wärmeleitung senkrecht zur Wandoberfläche erfolgt. Außerdem sind die sechs Seiten des Behälters über den Innenraum thermisch miteinander verbunden, wodurch ein Energieaustausch zwischen den einzelnen Seiten ermöglicht wird.

Der Wärmetauscher auf der linken Seite wird als aktiv veränderbare Wand berücksichtigt. Die Außenwände dieser Wassertasche sind statisch. Der Inhalt hingegen kann zu bestimmten Zeiten des Zyklus entweder mit Luft oder Wasser abgebildet werden. Dabei muss zum einen die passende Wärmeleitfähigkeit der Wand aufgrund von Konvektion in der Luftschicht berücksichtigt werden. Zum anderen stellt die mit kaltem Wasser gefüllte Tasche einen Energiespeicher dar, dessen Ladung dem nächsten Zyklusschritt zugeführt werden kann. Dies wird durch Anpassung der Wasserzulauftemperatur bei diesem modelliert.

Diese Vereinfachungen dienen im folgenden Abschnitt als Grundlage für den Entwurf eines thermodynamischen Systemmodells.

7.2.2 Modellaufbau

Die Modellierung und Simulation des im vorherigen Abschnitt beschriebenen Systems erfolgt mittels OpenModelica. Mehrere Submodelle repräsentieren dabei einzelnen Komponenten des GV, sowie den Prozessablauf des Spülzyklus. Dies vereinfacht die Wiederverwendbarkeit einzelner Submodelle und erhöht die Übersichtlichkeit des Gesamtmodells. In letzterem wird der Hauptaugenmerk auf den Wandaufbau des Spülbehälters gelegt. Das Modell wird außerdem auf eine korrekte Vorhersage des Energieverbrauchs, bei Veränderungen in dieser Wandstruktur, ausgelegt.

Abbildung 7.12a zeigt das Submodell des GV Innenraum und die Repräsentation des Spülprozesses. Die Wärmequellen „pump_loss“, „Spuelen“ und „KSpuelen“ führen der Wärmekapazität „Wasser“ direkt Wärmeenergie zu. Erstere repräsentiert dabei die ständige Energiezufuhr durch die Pumpe aufgrund von Reibungskräften innerhalb des Wassers während des Umwälzens. Die anderen beiden führen ab einem bestimmten Zeitpunkt Wärmeenergie mit einer definierten Leistung bis zum Erreichen der Zieltemperatur zu (erste und zweite Heizphase). Der Wasserwechsel während des Zwischenspülens wird nicht durch Stoffaustausch, sondern durch Entzug von Wärmeenergie modelliert („coolwater“). Die abgeführte Energie entspricht dem Unterschied der Energie zwischen dem zugeführten kalten und abgeführten heißen Wasser. Die „Innenbauteile“ und das „Geschirr“ stehen nicht direkt in Kontakt miteinander, sondern tauschen über das Wasser und einen entsprechenden Wärmeübergangskoeffizient Energie aus. Dieser Übergang ist als definierte Wärmeleitfähigkeit abgebildet („cond_Wasser_Korb“ bzw. „cond_Wasser_Geschirr“). Der Ausgang des Submodells („port_b“) ist der Übergang des Innenraums zur Behälterwand. Der Wärmeübergang wird für jede Seite des Behälters einzeln im Hauptmodell abgebildet.

Abbildung 7.12b zeigt die Modellierung der Umgebung. Neben einem konvektiven Wärmeübergang („convectiveresistor“) zur konstanten Umgebungstemperatur („fixedtemperature“) ist auch der Strahlungsaustausch („radiation_ges“) berücksichtigt. Über den Eingang („port_a“) kann für jede einzelne Seite des GV eine passende Abbildung der Umgebungsbedingungen im Hauptmodell eingebunden werden.

Das Hauptmodell (Abbildung 7.13) bildet den Wandaufbau jeder der sechs Seiten einzeln ab. Wie bereits beschrieben repräsentiert das Submodell „comp“ den Innenraum und den Spülprozess und stellt an seinem Ausgang eine direkte Verbindung zum Wasser im GV zur Verfügung. Über diese Schnittstelle sind die einzelnen Wandaufbauten (Stränge) parallel angebunden. Dazu ist zunächst für jede einzelne Seite des Behälters ein Wärmeübergang zwischen Wasser und Wand modelliert („WW1-6“). Diese Wär-

7.2 Entwurf einer thermodynamischen Simulation

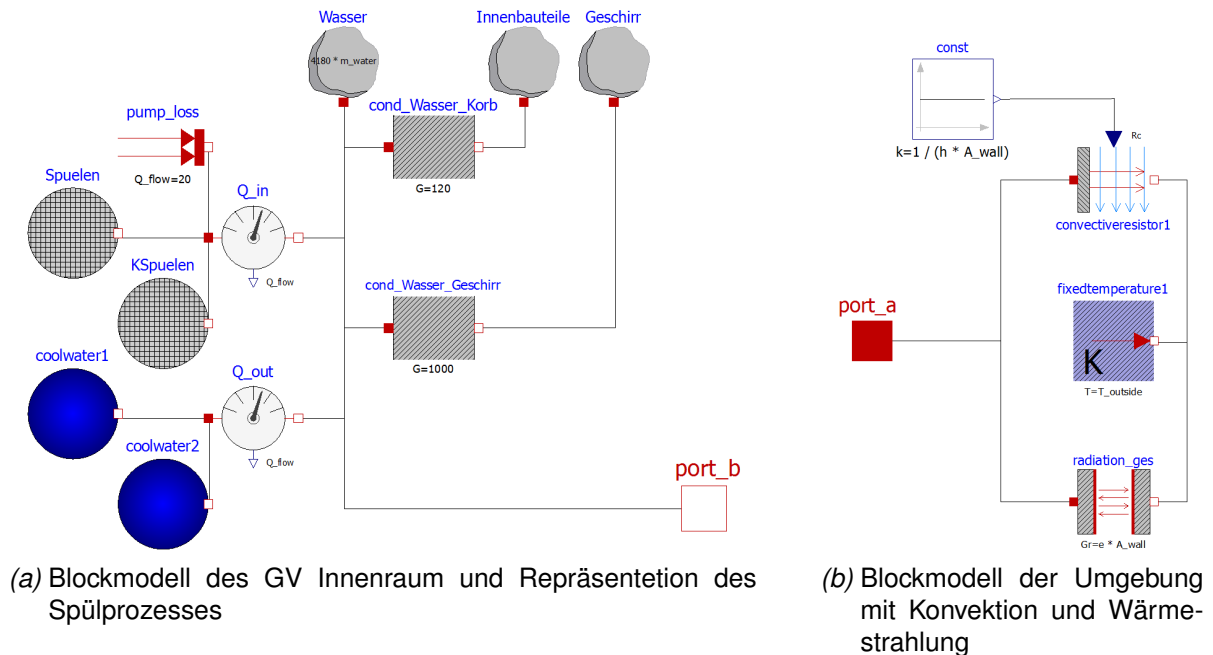


Abbildung 7.12: Subsysteme des Gesamtmodells

meleittfähigkeit repräsentiert, wie auch schon im Innenraum zwischen Wasser und Geschirr, den Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wasser und Behälterinnenseite.

In jedem Strang folgt anschließend die Modellierung der Behälterwand („Stahl_1-6“). Es folgen die weiteren Schichten spezifisch für die jeweilige Seite des Behälters. Für diese Schichten wird jeweils ein Submodell verwendet, welches eine homogene, eindimensionale Wand diskret mittels 8 Wärmeleitfähigkeiten und 7 dazwischen geschalteten Wärmekapazitäten abbildet (Abbildung 7.14). Dadurch wird die instationäre Wärmeleitung einer Wand angenähert. Folgende Parameter sind nötig um dieses Submodell eindeutig zu beschreiben:

- spezifische Wärmekapazität
- Wärmeleitfähigkeit
- Dichte
- Dicke
- Fläche
- Starttemperatur

Im untersten Strang des Gesamtmodells wird das Verhalten des Wärmetauschers abgebildet. Das Submodell repräsentiert zu festgelegten Zeiten den mit Wasser oder Luft gefüllten Wärmetauscher. Dadurch kann das Modellverhalten speziell im Wechsel zwi-

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

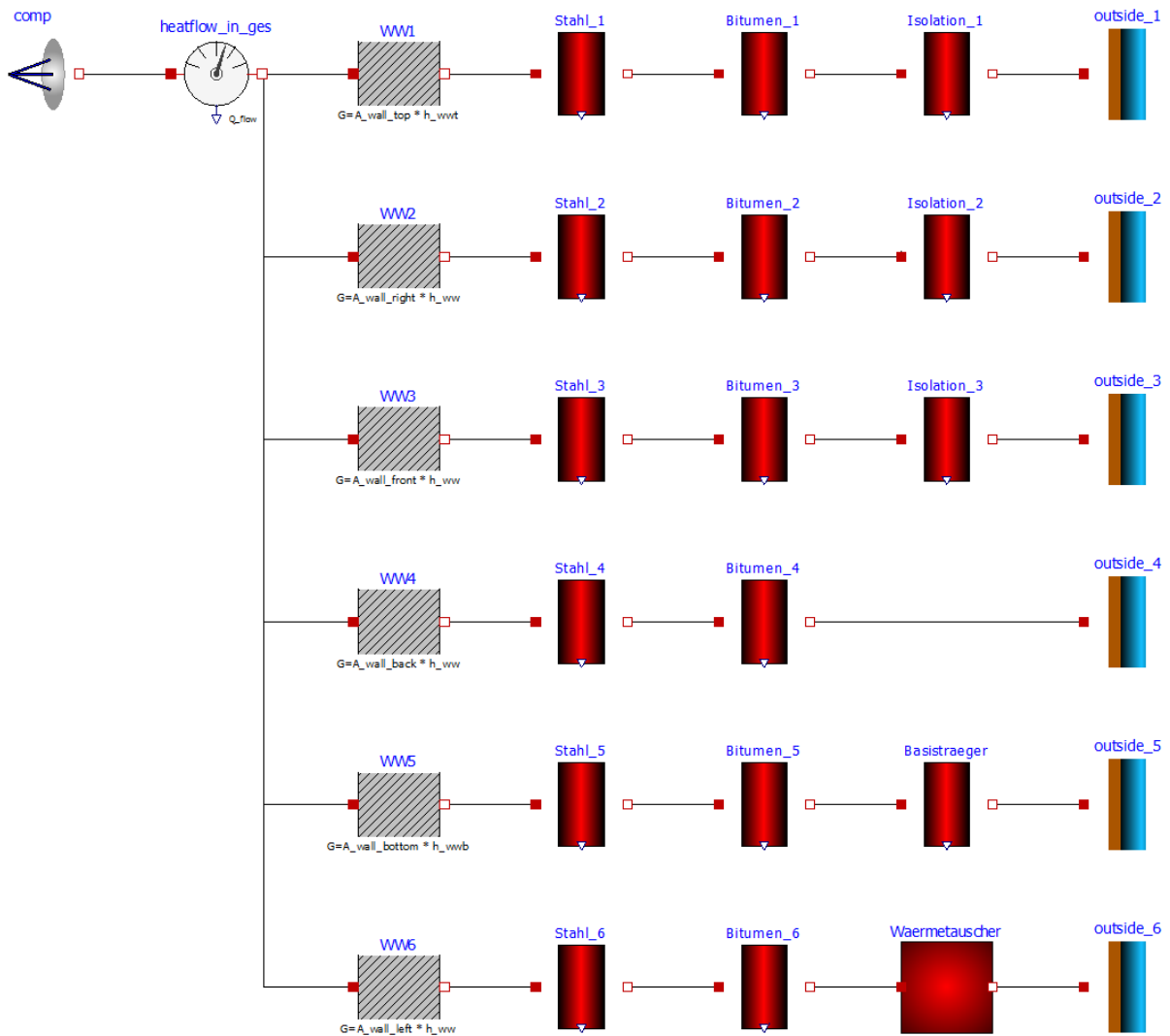


Abbildung 7.13: Gesamtmodell mit jeweils einem Strang pro Behälterwand

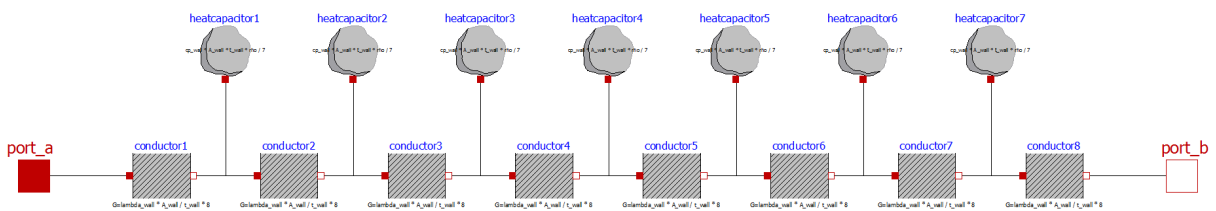


Abbildung 7.14: Diskreter Aufbau des Wandmodells

schon leerem und vollem Wärmetauscher verbessert werden und die Energieflüsse in der linken Seite werden korrekt abgebildet.

Alle Stränge sind einzeln mit jeweils einem Submodell der Umgebung verbunden. Dadurch kann für jede einzelne Seite der passende konvektive Wärmeübergang und Emissionsgrad festgelegt werden. Eine Verbindung zu einem gemeinsamen Submodell der Umgebung ist nicht erlaubt, da dadurch alle Außenseiten der Wände in idealem ther-

mischen Kontakt wären, was nicht der Realität entspricht. Zur Reduktion der Einflussfaktoren bildet das Modell einen freistehenden GV ohne Tischplatte oder umgebende Holzkiste ab. Dadurch sind Effekte durch Veränderungen des Wandaufbaus an einzelnen Behälterseiten besser zu erkennen und es lassen sich Grundsätze zur thermischen Gestaltung von Wandaufbauten im GV ableiten.

7.2.3 Validierung und Verifikation

Die Validierung und Verifikation des Modells ist in SCHIELE (2015) ausführlich untersucht. In diesem Abschnitt sollen lediglich die wesentlichen Punkte erläutert werden.

Die Verifikation ist weitestgehend durch die Verwendung der etablierten Sprache „Modelica“ sichergestellt. Sie enthält bereits die wichtigsten Differentialgleichungen zu Wärmeübertragungsvorgängen und berechnet diese auf korrekte Weise. Außerdem gibt der Compiler der Modellierungsumgebung „OpenModelica“ nützliche Hinweise zur Konvergenz der Berechnung oder bei Unbestimmtheit des Gleichungssystems. Die korrekte Funktionsweise der selbst erstellten Submodelle ist durch einen Plausibilitätstest an einfachen, analytisch nachvollziehbaren Systemen erfolgt.

Der für diese Arbeit spezifischere Teil, die Validierung, soll im Folgenden etwas genauer betrachtet werden. Das Ziel ist eine hinreichende Übereinstimmung zwischen Modell und Realität zu erreichen.

Mit Hilfe von Temperatursensoren können im gesamten GV an verschiedenen Stellen Temperaturprofile aufgezeichnet und mit der Simulation verglichen werden. Dies ermöglicht eine gute Abstimmung des Simulationsmodells mit der Realität.

Als erstes Kriterium soll die Wassertemperatur im Innenraum des GV betrachtet werden. Abbildung 7.15 zeigt den zeitlichen Verlauf der Wassertemperatur über den Spülzyklus hinweg. Es ist sowohl der im Gerät gemessene Verlauf, wie auch der in der Simulation errechnete dargestellt.

Über den ganzen Zyklus hinweg zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Kurven. Auch in den stark instationären Phasen, dem Heizen während des Spülens bzw. Klarspülens und Wasserwechsel beim Zwischenspülen wird der charakteristische Verlauf gut abgebildet. Kleine Abweichungen der Verläufe sind auf Vereinfachungen im Modell zurückzuführen. So sind die verschiedenen Spülebenen und der Wechsel zwischen diesen während des Zyklus im Modell nicht berücksichtigt. Da der Temperatursensor zur Messung der Wassertemperatur im Unterkorb angebracht ist, gibt es bei der Messung in der ersten Heizphase einen kleinen Sprung im Temperaturverlauf, welcher in

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

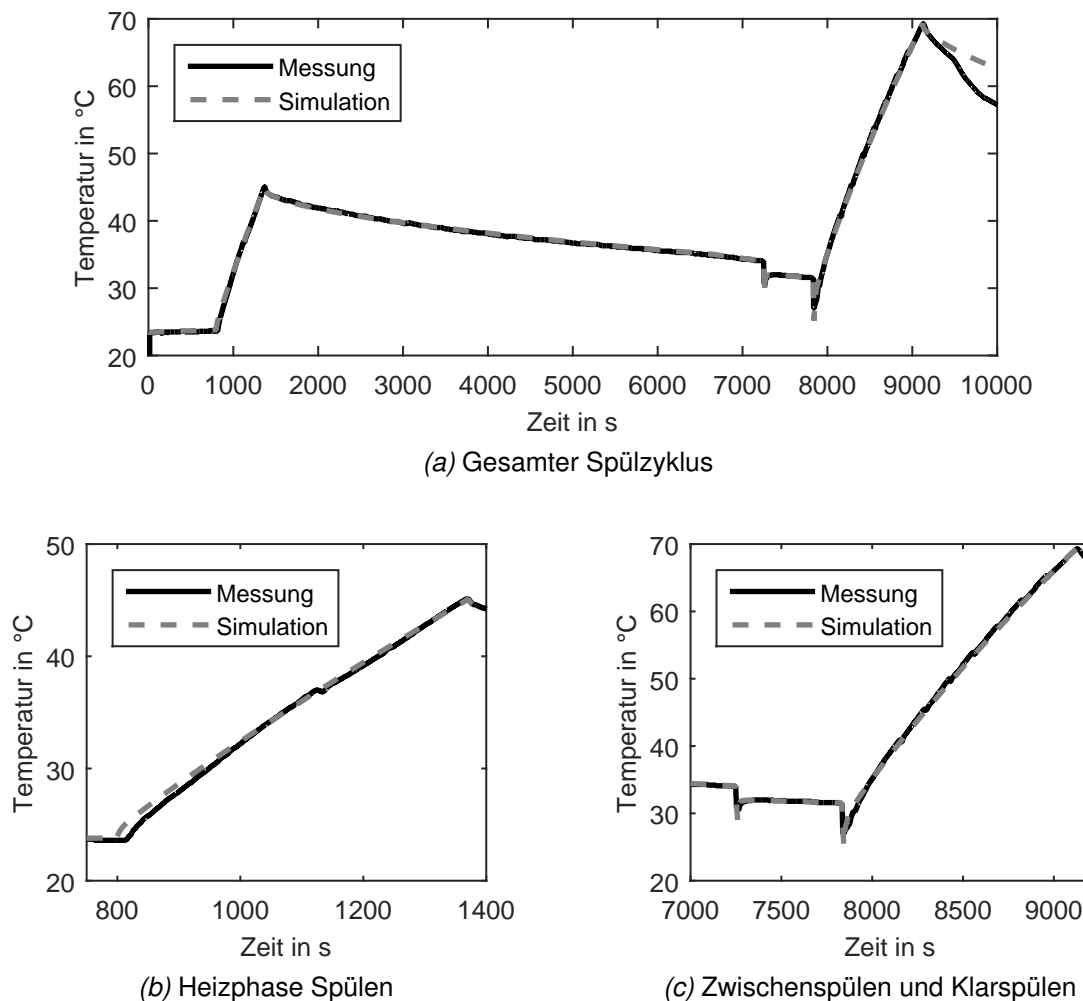


Abbildung 7.15: Vergleich der Wassertemperaturen über den Spülzyklus

der Simulation nicht dargestellt wird. Dies ist auf den Wechsel zwischen Oberkorb- und Unterkorbstrüharm zurückzuführen. Auf den Energiehaushalt des gesamten Geräts hat dies jedoch nur einen untergeordneten Einfluss.

Neben der Wassertemperatur im Spülinnenraum kann auch der Temperaturverlauf auf der Außenseite des Bitumen zur Validierung herangezogen werden. Abbildung 7.16 zeigt den zeitlichen Verlauf der simulierten und gemessenen Temperaturen. Dabei zeigt sich während den Heizphasen eine gute Übereinstimmung und gegen Ende der Spülphase eine geringe Diskrepanz.

Als weiteres Kriterium zum Vergleich zwischen Messung und Simulation wird der Wärmestrom durch die Wände herangezogen. Mit Hilfe eines Wärmestromsensors kann der zeitliche Verlauf des Wärmestroms durch eine Wand aufgezeichnet werden. Abbildung 7.17 zeigt beispielhaft die Wärmestromdichte auf der rechten Seite des Behälters.

7.2 Entwurf einer thermodynamischen Simulation

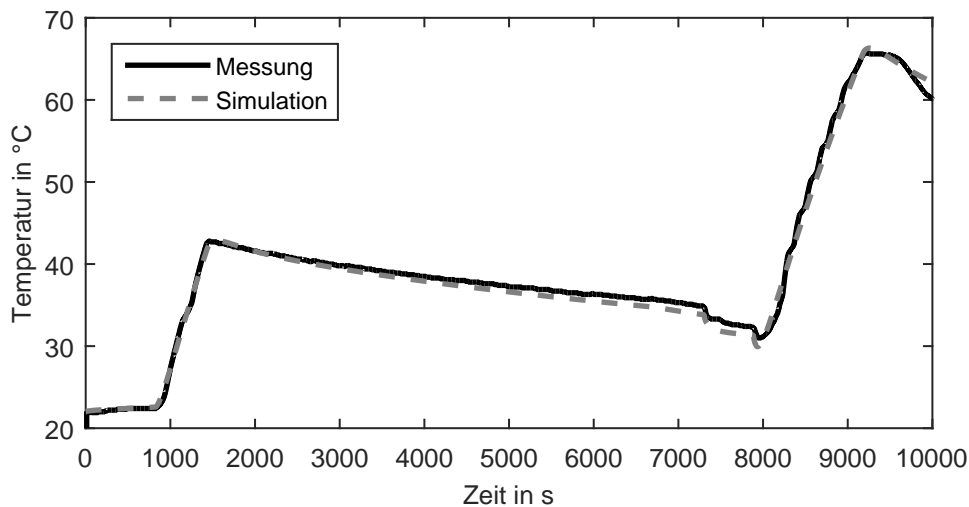
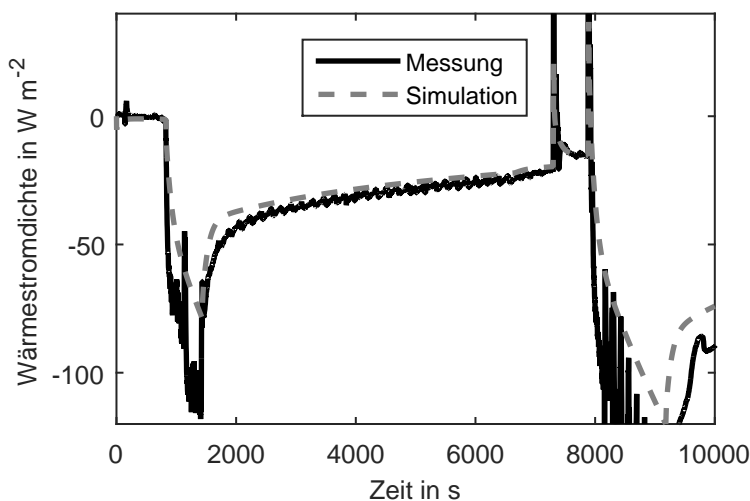
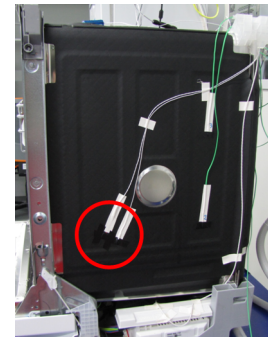


Abbildung 7.16: Vergleich Temperatur der Außenseite Bitumen, rechte Seite

Der Sensor ist im unteren Bereich auf der nach außen zeigenden Seite des Bitumen angebracht.



(a) Zeitlicher Verlauf der Wärmestromdichte



(b) Messpunkt: Außenseite Bitumen, untere Hälfte

Abbildung 7.17: Wärmestromdichte auf der rechten Seite

Wie bereits bei der Beschreibung des Wärmestromsensors (Abschnitt 5.2.4) erwähnt, stimmt der gemessene Wert des Wärmestroms bei stark instationärem Verhalten nicht. Dabei ist der gemessene Wert betragsmäßig größer als der tatsächliche. Dies zeigt sich ganz besonders während den beiden Heizphasen des Zyklus. Die gemessene Wärmestromdichte ist hier betragsmäßig wesentlich größer, als die durch die Simulation errechnete. Dies liegt vor allem daran, dass bei einer schnellen Änderung der Tempe-

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

ratur auf der einen Seite ein zu großes Temperaturgefälle über den Sensor entsteht, da sich dessen andere Seite erst erwärmen muss. Berücksichtigt man in der Simulation die Materialeigenschaften des Sensors, kann das Verhalten nachgestellt werden. Dies soll hier jedoch nicht genauer betrachtet werden. Im einigermaßen stationären Abschnitt, nach Abschalten der Heizung, stimmt die gemessene Wärmestromdichte vergleichsweise gut mit der Simulation überein. Durch Bestimmung der Wärmestromdichte auf allen Seiten des Behälters an verschiedenen Stellen konnte das Simulationsmodell schrittweise verbessert und validiert werden.

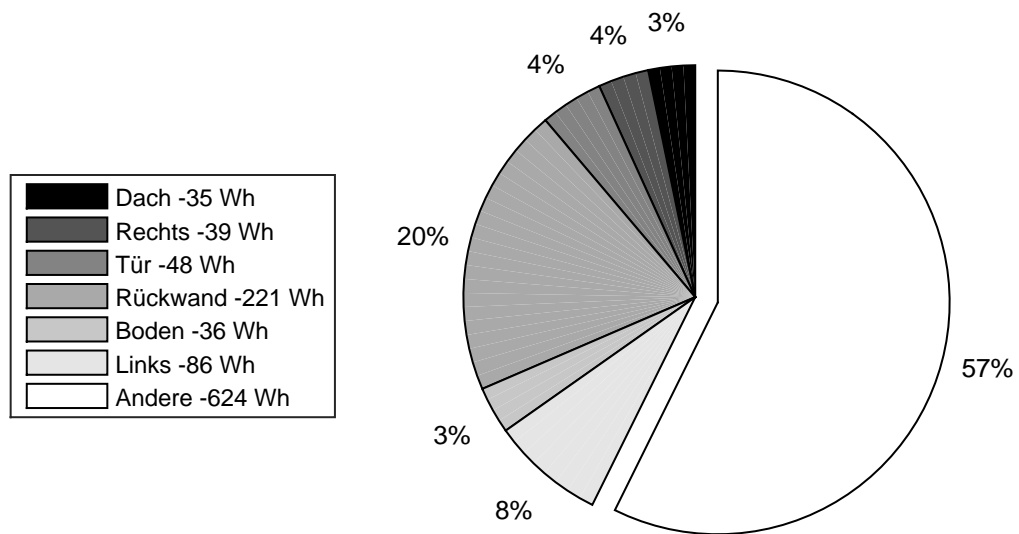
7.2.4 Ableitung der Anforderungen bezüglich Energie

Mit dem im vorherigen Abschnitt validierten Modell können im Folgenden Erkenntnisse über das Systemverhalten erlangt werden, die über die messtechnisch erfassbaren hinaus gehen. Es können die zeitlichen Verläufe der Wärmeströme an beliebigen Stellen im Wandaufbau visualisiert und Schwachstellen identifiziert werden. Durch Integration über die Wärmeströme kann auf die transportierte Gesamtenergie geschlossen und diese den einzelnen Wänden zugeordnet werden. Abbildung 7.18 zeigt die detaillierte Verteilung der Energieabflüsse auf die Wände und die Abflüsse in die verschiedenen anderen Komponenten im Innenraum des GV.

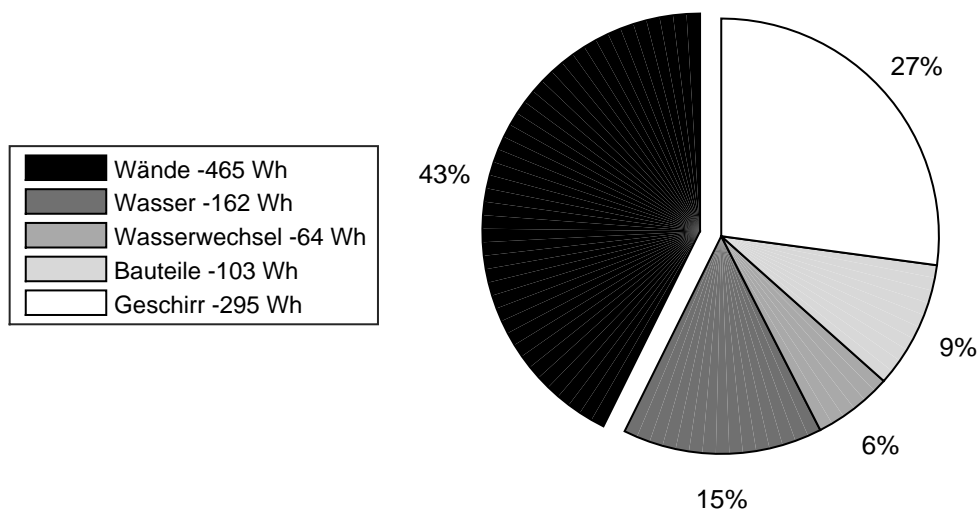
Nahezu 43% der eingesetzten Energie ist am Ende des Spülzyklus in den Wänden gespeichert oder ist durch diese hindurch an die Umgebung abgegeben worden. Das Wasser im GV enthält nach dem Klarspülen noch 15% der Energie und wird ebenso wie das Wasser zum Wasserwechsel des Zwischenspülens (6%) aus der Maschine gepumpt. Neben der Wärmekapazität der Bauteile im Innenraum (9%) hält das Geschirr mit 27% die größte Wärmemenge. Dies ist jedoch für eine zufriedenstellende Trocknung durch natürliche Konvektion nötig. Außerdem kann die Wärmekapazität des Geschirrs nicht verändert werden, da Art und Anzahl der Teile in der Norm definiert sind.

Im Rahmen dieser Arbeit soll die Energieverteilung im Innenraum und der Ablauf des Spülprozesses unangetastet bleiben. Lediglich die in den Wänden gespeicherte oder durch diese hindurch an die Umgebung abgegebene Energie kann durch den Wandaufbau außerhalb des Behälters beeinflusst werden. Der Handlungsspielraum beschränkt sich somit auf die in Abbildung 7.18a dargestellten Anteile der Wände, welche sich zu -465 Wh aufsummieren. Es ist deutlich zu erkennen, dass ein Großteil der Energie über die Rückwand transportiert wird. Diese setzt sich aus der Behälterwand und einer 2 mm dicken Bitumenmatte zusammen. Dadurch wird ein Großteil der Energie durch Wärmeleitung und Strahlung an die Umgebung abgegeben.

7.2 Entwurf einer thermodynamischen Simulation



(a) Wände



(b) Andere

Abbildung 7.18: Verteilung der Energieabflüsse

Ein weiterer Aspekt ist die Verteilung der Energie auf die Wärmekapazitäten der Wände und die Wärmeleitung an die Umgebung. Abbildung 7.19 zeigt, wie viel Energie im Bitumen und den restlichen Materialien der Wände am Ende des Zyklus gespeichert ist, und wie viel durch Wärmeleitung während des Zyklus an die Umgebung abgegeben wurde. Letztere beeinflusst mit 29% den Energieverbrauch am deutlichsten. Auch die Wärmekapazität des Bitumens hält am Ende unnötiger Weise 8% der Gesamtenergie.

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

Jenes befindet sich direkt auf dem Spülbehälter und erwärmt sich entsprechend dem Temperaturprofil im Innenraum.

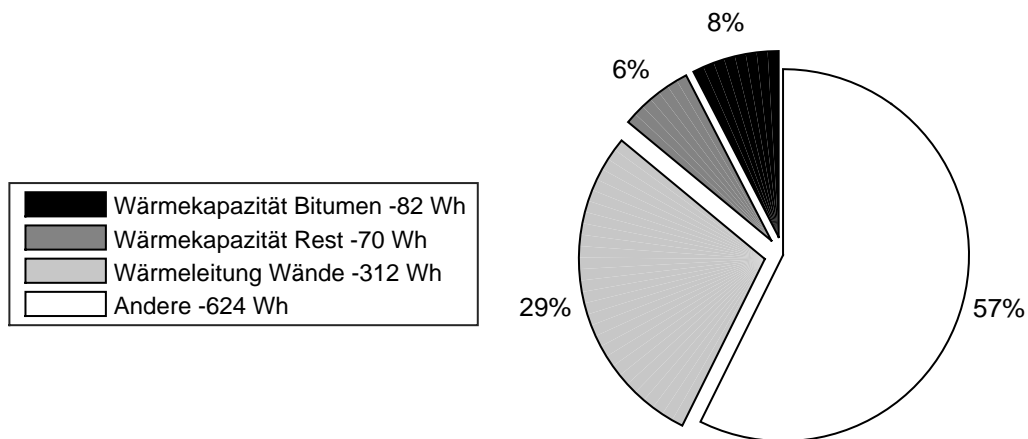


Abbildung 7.19: Verteilung der Energieabflüsse auf Wärmeleitung und Wärmekapazität

Dadurch ergeben sich für den Wandaufbau von GV zwei wesentliche Ansatzpunkte zur Reduzierung des unnötigen Energieverbrauchs:

- Zum einen muss die Wärmeleitung an die Umgebung so gut als möglich eingeschränkt werden.
- Zum anderen sollen die vorhandenen Wärmekapazitäten über den Zyklus hinweg eine möglichst geringe Temperaturerhöhung erfahren bzw. sollten die von einer Temperaturerhöhung betroffenen Kapazitäten möglichst gering sein.

7.3 Analyse der Schallentstehung und -emission

7.3.1 Anregungsmechanismen

Im vorherigen Abschnitt wurde zur Bestimmung des thermischen Verhaltens eine Systemsimulation durchgeführt und daraus Anforderungen an einen energieeffizienten Wandaufbau abgeleitet. Hier sollen nun Forderungen an das akustische Konzept des Aufbaus gestellt werden. Wie schon in Abschnitt 3.5 beschrieben, ist die hauptsächliche Schallquelle in einem GV der auf Geschirr und Behälterwand auftreffende Wasserstrahl. Da es sich hier größtenteils um stochastische Vorgänge handelt, ist der direkte Zugang über ein Simulationsmodell nur begrenzt möglich. Deshalb sollen hier die Anregungsmechanismen, welche zur Schallabstrahlung führen, experimentell untersucht

7.3 Analyse der Schallentstehung und -emission

werden. Dazu wird der in Abschnitt 5.1.5 beschriebene Prüfstand zur Bestimmung des Sprühstrahlkraftspektrums verwendet. In diesem kann die Leistung des Wasserstrahls durch Anpassung der Durchflussmenge und des Drucks eingestellt werden. Außerdem können verschiedene Düsengeometrien eingebaut, wie auch der Abstand zwischen Düse und Kraftmessplatte verändert werden.

Abbildung 7.20 zeigt den Einfluss auf das Frequenzspektrum der gemessenen Kraft bei Verwendung unterschiedlicher Düsengeometrien. In den Sprüharmen eines GV sind Vollstrahldüsen verbaut, weshalb hier drei solche Düsen mit zunehmendem Strahldurchmesser verglichen werden. Die eingestellte Leistung beträgt bei allen Messungen 1000 mW und der Abstand zwischen Düse und Kraftmessplatte 10 cm. Es ist deutlich zu erkennen, dass mit zunehmendem Durchmesser der Düse die auf die Platte wirkende maximale Kraft ansteigt. Das Maximum der Kraft wandert hingegen zu tieferen Frequenzen.

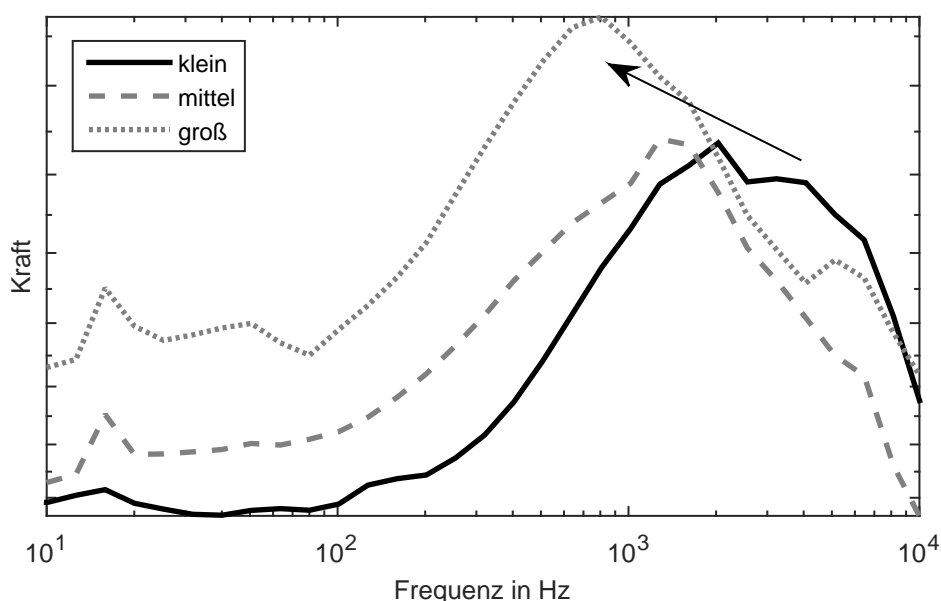


Abbildung 7.20: Kraftspektrum bei Änderung des Düsendurchmessers
Leistung: 1000 mW, Abstand: 10 cm

In einer weiteren Messreihe wird der Einfluss der Strahlleistung betrachtet. Diese ist proportional zur Durchflussmenge und Wasserdruck. Abbildung 7.21 zeigt die Ergebnisse der Untersuchung. Der Abstand zur Kraftmessplatte ist 30 cm, als Düse ist die Vollstrahldüse mit dem größten Durchmesser eingesetzt. Diese entspricht in etwa der Standarddüse im Sprüharm eines GV. Es zeigt sich, dass bei einer Erhöhung der Leistung die maximale Kraft ansteigt. Ebenso verschiebt sich das Maximum in Richtung höhere Frequenzen.

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

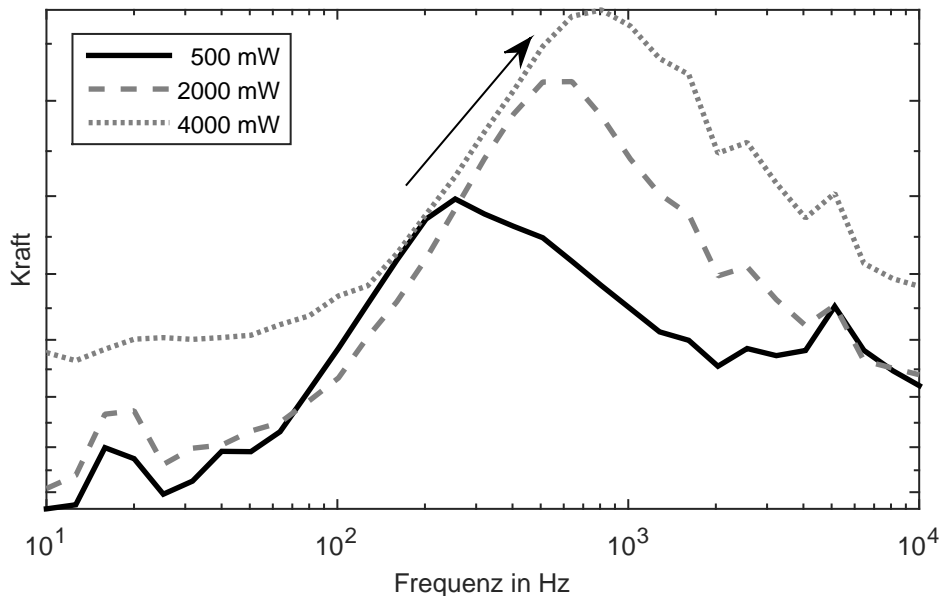


Abbildung 7.21: Kraftspektrum bei Änderung der Sprühstrahlleistung
Düse: groß, Abstand: 30 cm

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist der Abstand zwischen Düse und Auftreffpunkt. Ist die Distanz klein, bleibt der Strahl als Ganzes erhalten und die Kraftwechsel sind gering. Abbildung 7.22 zeigt einen solchen Vollstrahl in geringem Abstand zur Kraftmessplatte. Es ist deutlich zu erkennen, dass keine Segmentierung des Strahls stattfindet.

Die geringen Kraftwechsel werden durch das gemessene Spektrum belegt. In Abbildung 7.23 ist gezeigt, wie dieses allein durch Variation des Abstands verändert wird. Durch die Vergrößerung der Distanz kann sich der Strahl in separate Tropfen segmentieren. Diese treffen einzeln auf die Platte auf, erzeugen dort eine sich schnell wiederholende Folge von Schlaganregungen und führen zu einer Erhöhung der Kraft. Das Maximum verschiebt sich zudem in Richtung tiefere Frequenzen.

Abbildung 7.24 zeigt deutlich die Segmentierung des Wasserstrahls bei ausreichend großem Abstand zwischen Düse und Auftreffpunkt. Der hier gezeigte Fall entspricht weitestgehend dem Anwendungsfall im GV.

7.3 Analyse der Schallentstehung und -emission

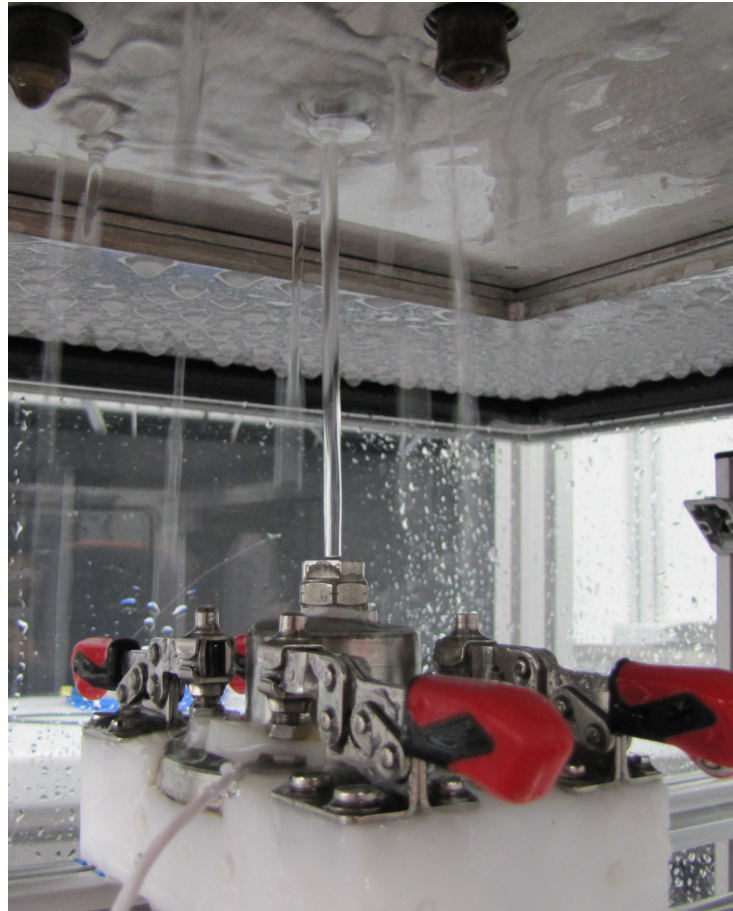


Abbildung 7.22: Vollstrahl, geringer Abstand (10 cm)

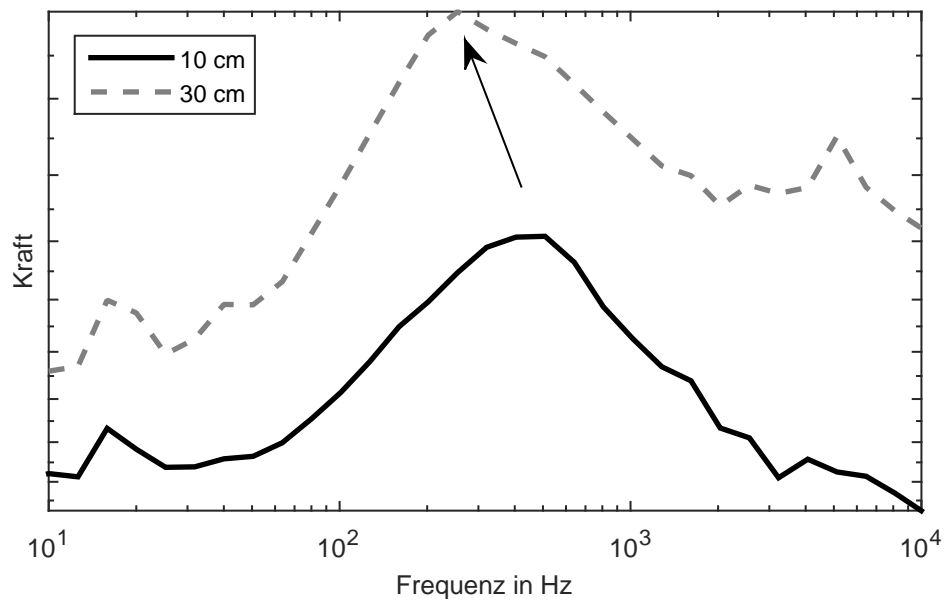
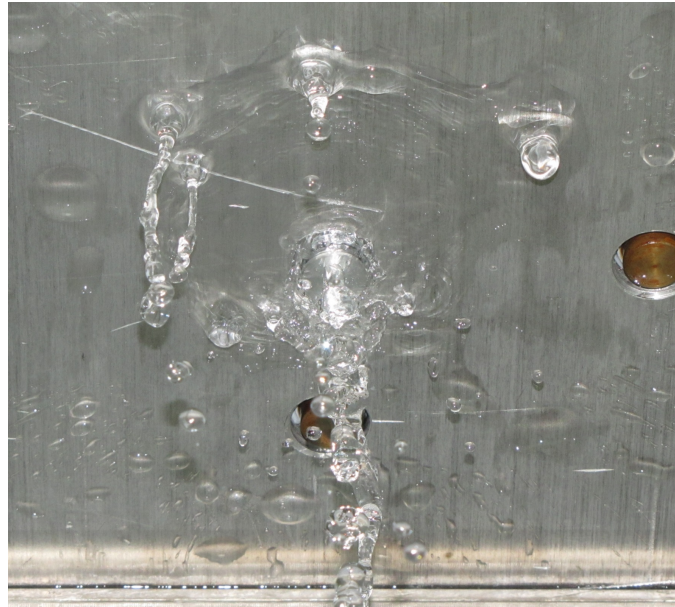


Abbildung 7.23: Kraftspektrum bei Änderung des Abstands
Düse: groß, Leistung: 500 mW

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten



(a) Vereinzelnung im Strahlverlauf



(b) Auftreffen auf Sensor

Abbildung 7.24: Vereinzelte Tropfen, großer Abstand (30 cm)

7.3.2 Anforderungen bezüglich Akustik

Aus der Analyse der Messungen des vorherigen Abschnitts können im Allgemeinen folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Der Durchmesser der Düsen sollte klein sein. Dadurch ergeben sich geringe Kraftwechsel und hohe Frequenzen. Letztere können gut gedämpft werden.
- Zum Einfluss der Leistung pro Düse auf die Schallemission kann ohne weitere Untersuchungen keine Aussage getroffen werden. Mit steigender Leistung erhöht sich zwar die Kraft, das Maximum wandert jedoch zu höheren Frequenzen. Diese wiederum können besser gedämpft werden.
- Der Abstand zwischen Düse und Auftreffpunkt sollte möglichst klein sein, um eine Segmentierung des Strahls zu vermeiden. Das ist in einem GV nur schwer umzusetzen, da bereits beim Auftreffen auf das Geschirr eine Vereinzelnung des Strahls in einzelne Tropfen stattfindet.

7.3 Analyse der Schallentstehung und -emission

Die Konstruktion der Sprüharme und des Innenraums soll nicht verändert werden. Es bleiben daher passive Maßnahmen im Aufbau der Behälterwand, um die vorhandene Anregung durch den Wasserstrahl in eine möglichst geringe Schallemission zu überführen. Die durch die direkte mechanische Anregung entstehenden Strukturschwingungen können durch dämpfende Materialien reduziert werden. Die dafür maßgebende Materialeigenschaft ist der Verlustfaktor. Dieser ist von Frequenz und Temperatur abhängig. Legt man die Ergebnisse der Messungen des vorherigen Abschnitts zugrunde, insbesondere das Spektrum der Strahlkraft in Abbildung 7.23 bei einem Abstand von 30 cm, welche dem Anwendungsfall in GV entspricht, gilt folgendes: Materialien im Wandaufbau zur Dämpfung von Strukturschwingungen sollten ihr Verlustfaktormaximum zwischen 200 Hz und 500 Hz aufweisen bzw. in diesem Bereich einen ausreichenden hohen Wert besitzen. Auch ist der Verlustfaktor auf das Temperaturprofil während des Spülzyklus abzustimmen. Die Temperaturen liegen dabei meist zwischen 30°C und 50°C.

Nicht nur der auf den Behälter direkt auftreffende Wasserstrahl führt zu einer Anregung der Wand zur Schallemission, sondern auch das im Innenraum erzeugte Luftschallfeld. Abbildung 7.25 zeigt die beiden Anregungsmechanismen. Zum einen entsteht durch das Auftreffen des Wasserstrahls auf das Geschirr im Innenraum Luftschall. Dies führt an der Wand zu einem Schalleinfall p_a . Dieser wird nach den Gesetzen der Luftschalldämmung ebener Wände (Abschnitt 2.1.5) in den Innenraum zurück reflektiert p_r und teilweise nach außen transmittiert p_2 . Zum anderen erzeugt die Kraftanregung F durch den direkt auftreffenden Wasserstrahl eine Wandschnelle v . Diese erzeugt Luftschall, der nach innen p_F und außen p_2' abgestrahlt wird.

Im GV findet eine Überlagerung dieser beiden Effekte statt. Es ist deshalb sowohl auf eine befriedigende Dämpfung der Körperschallanregung zu achten, wie auch auf ein ausreichendes Schalldämmmaß der Wand im Sinne der Luftschalldämmung. Zu letzterer gehört auch das Vermeiden von unnötigen Öffnungen im ansonsten luftdichten Spülbehälter. Dies ist jedoch nicht gänzlich vermeidbar, da eine Öffnung zum Ausgleich der Luftexpansion im Inneren bei Erwärmen und Abkühlen vorgesehen werden muss. Da ein Schalldurchgang durch die ersten Schichten des Wandaufbaus nicht vollständig vermieden werden kann, können weitere Maßnahmen zur Reduzierung des Luftschallfelds außerhalb des Behälters eingesetzt werden. Eine gebräuchliche Methode dafür ist der Einsatz von offenporigen Absorbern zur Dämpfung des Luftschalls. Außerdem können offene Schlitze zur Umgebung (Küchenzeile) mittels Gummidichtlippen geschlossen werden.

7 Anforderungen an den Wandaufbau eines Geschirrspülvollautomaten

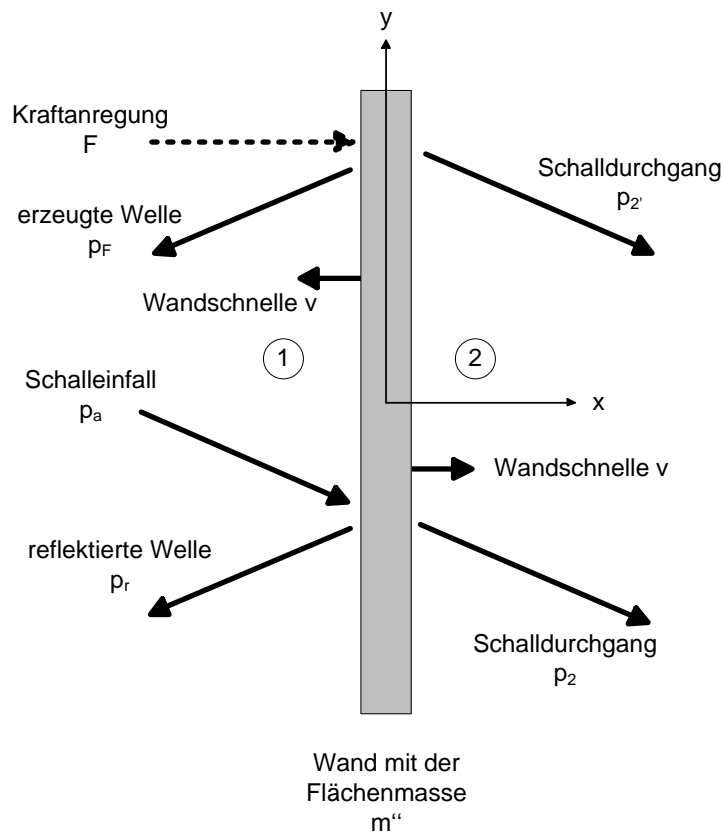


Abbildung 7.25: Kombinierte Anregung durch Krafteinleitung und Schalleinfall im Anwendungsfall im GV

Aus akustischer Sicht ergeben sich an den Wandaufbau folgende Forderungen:

- Um direkten Austausch zwischen innerem und äußerem Luftschallfeld zu vermeiden, sollte der Behälter weitestgehend luftdicht abgeschlossen sein.
- Zum Erreichen eines befriedigenden Schalldämmmaßes ist eine ausreichend hohe Flächenmasse des Wandaufbaus nötig. Dies spielt v. a. für die Luftschalldämmung ebener Wände eine wichtige Rolle.
- Zur Reduzierung der Strukturschwingungen ist ein Material mit abgestimmtem bzw. ausreichend hohem Verlustfaktor nötig. Dies ist zur Dämpfung des direkt auftreffenden Wasserstrahls erforderlich.
- Ist der Luftschall bereits außerhalb des Behälters, kann dieser durch absorbierende Materialien reduziert werden.
- Dieser Luftschall kann auch durch Gummidichtlippen und Gummischürzen, welche den Spalt zu umgebenden Möbelstücken abdichten, zurückgehalten werden.

8 Diskussion und Entwicklung alternativer Schichtsysteme

8.1 Entwurf verbesserter Varianten

In den vorherigen Kapitel wurde der aktuelle Wandaufbau eines GV hinsichtlich thermodynamischer und akustischer Eigenschaften untersucht. Die daraus resultierenden Anforderungen an einen verbesserten Aufbau sollen in diesem Kapitel umgesetzt und in der praktischen Anwendung getestet werden.

Aus thermodynamischer Sicht ergibt sich die klare Forderung zur Reduzierung der von Temperaturänderungen betroffenen Wärmekapazitäten. Außerdem ist eine Senkung des an die Umgebung abgeführten Wärmestroms vorteilhaft. Die größte Wärmekapazität im konventionellen Wandaufbau ist, schon aufgrund der hohen Dichte und Schichtdicke, die Bitumenmatte. Eine Temperaturerhöhung dieser und den damit verbundenen Energieaufwand gilt es zu vermeiden. Aus akustischer Sicht ist die Masse dieser Wandschicht jedoch nötig, um ein ausreichend hohes Schalldämmmaß zu erreichen. Deshalb muss diese Schicht im Aufbau der Wand erhalten bleiben. Zur Erreichung der thermodynamischen Ziele, soll sie deshalb so weit wie möglich von der Wärmequelle (Behälterinnenraum) entfernt platziert werden. Das Temperaturgefälle zwischen Innen- und Außentemperatur soll möglichst nahe am Behälter stattfinden. Deshalb ist eine gute thermische Isolation direkt auf der Behälterwand vorzusehen. Diese verringert zum einen den Wärmestrom, der vom Behälter an die Umgebung abgegeben wird. Zum anderen können auf der Außenseite Materialien mit einer hohen Wärmekapazität platziert werden, ohne dass diese eine große Temperaturerhöhung erfahren. Diese Materialien bleiben nahe dem Niveau der Umgebungstemperatur. Somit spielt deren Wärmekapazität eine untergeordnete Rolle. Abbildung 8.1 zeigt schematisch einen solchen Aufbau. Die thermische Isolation ist dabei direkt auf der Behälterwand angebracht, gefolgt von der Bitumenmatte, welche von der Außenverkleidung abgedeckt wird.

8 Diskussion und Entwicklung alternativer Schichtsysteme

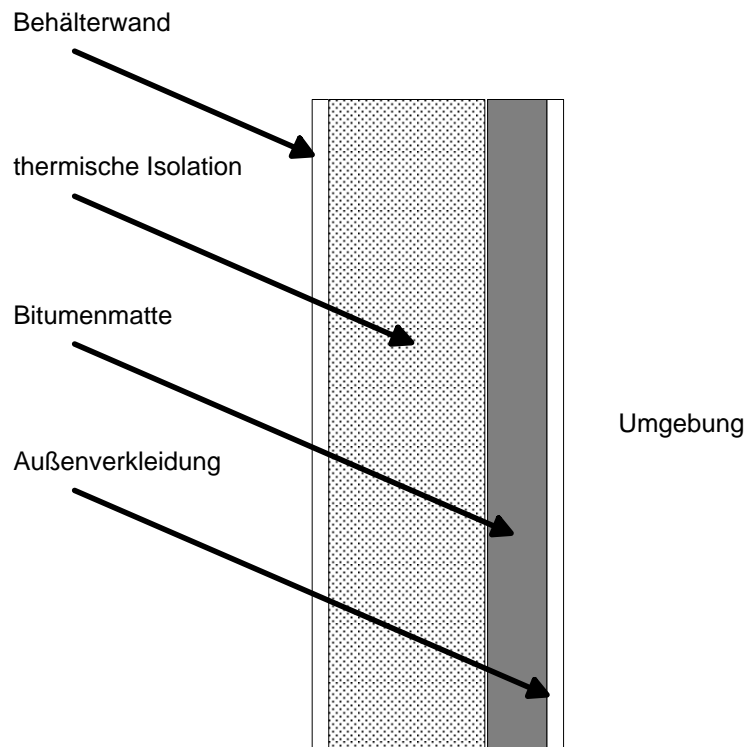


Abbildung 8.1: Alternativer Schichtaufbau bei einem GV

Die bisher beschriebenen Zusammenhänge sind auch in Abbildung 8.2 zu erkennen. Die Auswertung der thermodynamischen Simulation ermöglicht einen Einblick in die Temperaturprofile innerhalb des Wandaufbaus während des Spülzyklus. Hier ist ein ausgewählter Zeitpunkt am Ende der Phase des ersten Aufheizens dargestellt.

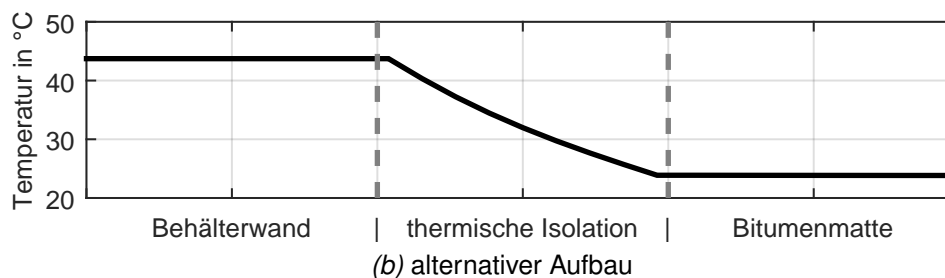
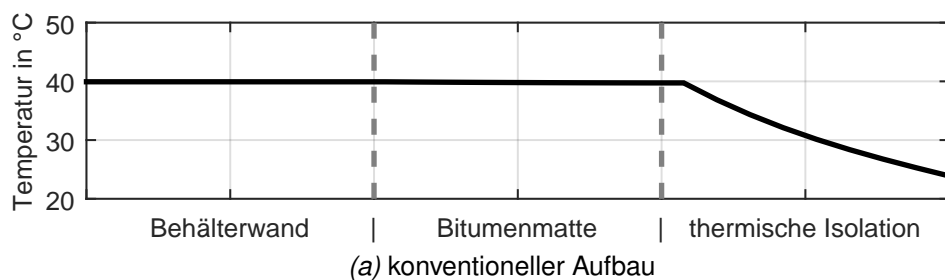


Abbildung 8.2: Temperaturprofil im Wandaufbau während Aufheizphase

Beim konventionellen Aufbau mit außenliegender thermischer Isolation hat die Bitumenmatte nahezu dieselbe Temperatur wie die Behälterwand. Der alternative Aufbau verhindert durch die thermische Isolation direkt auf der Behälterwand eine Erwärmung des Bitumens und somit einen Energieeintrag in dieses. Dadurch muss weniger Energie aufgewendet werden, um auf der Innenseite des Behälters die Zieltemperatur zu erreichen.

Thermodynamisch bietet der gezeigte Aufbau die genannten Vorteile. Diese können auch mit Hilfe des Simulationsmodells quantifiziert werden. Um auch den akustischen Anforderungen zu genügen, muss der Wandaufbau eine ausreichend hohe Masse aufweisen und die eingesetzten Materialien müssen die Strukturschwingungen genügend dämpfen. Zudem sollte die direkte Übertragung von Luftschall an die Umgebung durch einen möglichst luftdichten Aufbau vermieden werden. Luftschall innerhalb des Wandaufbaus sollte durch poröse Absorber gedämpft werden. Den Anspruch an die Luftschalldämmung nach dem Bergerschen Massengesetz (Gleichung 2.30) soll die Bitumenmatte erfüllen. Die Dämpfung der Strukturschwingungen muss entweder direkt in der thermischen Isolationsschicht erfolgen, oder durch die außen liegenden Schalldämmmatte. Für letzteres müssen die Schwingungen in diese übertragen werden.

Das Prinzip der hier angedachten Mechanismen soll in den folgenden Abschnitten messtechnisch am gesamten GV analysiert werden. Untersuchungen während dieser Arbeit haben zudem gezeigt, dass die vollständige Erfassung der akustischen Funktionsweise an einfachen Proben nicht ohne weiteres möglich ist. Dies liegt vor allem an den räumlichen Abmessungen und den vielen unbekanntem Einflussfaktoren in den Grenzschichten zwischen den einzelnen Lagen des Wandaufbaus.

8.2 Untersuchungen am Geschirrspülvollautomaten

8.2.1 Messaufbau

Wie bereits im vorherigen Abschnitt erwähnt, sollen die Untersuchungen zur Bestimmung der thermischen und vor allem akustischen Performanz eines alternativen Aufbaus am Gesamtgerät erfolgen. Das thermische Verhalten kann durch das Simulationsmodell gut vorhergesagt und mit diesen Messungen abgeglichen werden. Die Vielzahl und Komplexität der Einflussfaktoren auf das Ergebnis der akustischen Messung erschwert hingegen eine Übertragung auf einfache Proben oder Modelle.

8 Diskussion und Entwicklung alternativer Schichtsysteme

Abbildung 8.3 zeigt den konventionellen Aufbau der Wandschichten im Serienzustand an einem GV. Es ist der mit Bitumen beklebte Behälter zu sehen. Auf dieses wird ein geprägtes Baumwollfaservlies gelegt. Der gezeigte Aufbau wird für Messungen am Gerät im Serienzustand eingesetzt. Die Ergebnisse dieser werden als Referenz für alle folgenden, alternativen Aufbauten verwendet.

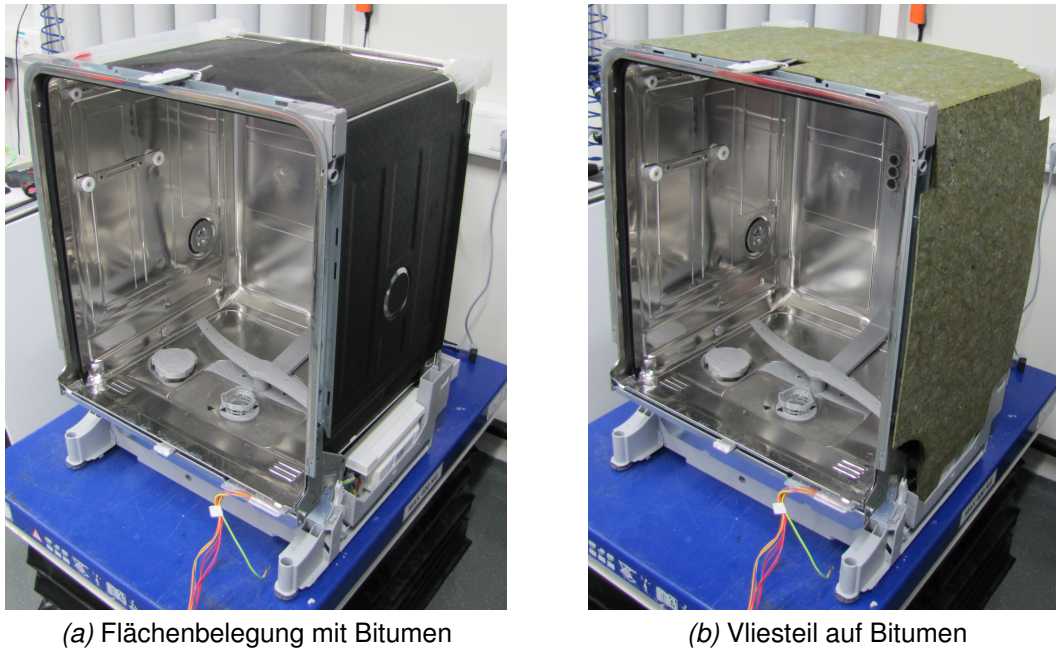


Abbildung 8.3: Serienzustand für Vergleiche

Abbildung 8.4 zeigt beispielhaft den Aufbau einer solchen Messung zur Ermittlung des Gesamtenergieverbrauchs und Wärmeflüsse durch die Türe. Zur Bestimmung der Energieaufnahme wird der zeitliche Strom- und Spannungsverlauf während des Ablaufs des Vergleichsprogramms aufgezeichnet und daraus die aufgenommene elektrische Energie berechnet. Dieser Wert kann für verschiedene Varianten des Wandaufbaus ermittelt werden. Durch Vergleiche mit dem Serienzustand können Rückschlüsse auf die Wirksamkeit der Maßnahmen gezogen werden. Ebenso werden weitere thermodynamische Kenngrößen, wie Temperaturen an verschiedenen Stellen im Wandaufbau oder der Wärmefluss erfasst. Für die Einordnung der Energieaufnahme in das Gesamtbild ist besonders die Aufzeichnung der Starttemperatur innerhalb des Behälters zu Beginn des Zyklus interessant. Aufgrund leicht unterschiedlicher Umgebungstemperaturen ergibt sich, durch die hohe Wärmekapazität des Geschirrs, u. U. eine veränderte Energieaufnahme. Die Kenntnis der Starttemperatur erweitert die Aussagekraft der Messungen und kann für Korrekturen herangezogen werden.

Die Bestimmung der Schallemission während des Spülzyklus im Vergleichsprogramm wird, wie in Abschnitt 3.6 beschrieben, durchgeführt. Durch synchrone Aufzeichnung



Abbildung 8.4: Aufbau zur Messung des Energieverbrauchs des GV und Wärmeströme durch die Türe

der Schallemission und des Betriebszustands der Maschine können detaillierte Aussagen über die akustische Wirksamkeit des Aufbaus in den verschiedenen Phasen des Zyklus getroffen werden.

Die Bestimmung der Schallemission und der Energieaufnahme erfolgt parallel, während ein und derselben Messung. Dies gewährleistet eine direkte Zuordnung und verringert die Unsicherheiten beim Vergleich der Messungen.

8.2.2 Polyurethan Hartschaum

In der Hausgerätebranche wird zur thermischen Isolation von Kaltgeräten geschäumtes Polyurethan (PUR) verwendet. Hier soll getestet werden, ob ein solcher Schaum auch im Wandaufbau eines GV zum Einsatz kommen kann.

Die PUR Matrix wird durch exotherme Polyadditionsreaktion von Isocyanaten mit Polyolen hergestellt. Durch Modifikation der Bestandteile kann eine Vielzahl verschiedener Varianten mit sehr unterschiedlichen mechanischen Eigenschaften erzeugt werden. Soll während der Reaktion ein Schaum entstehen, muss ein Treibmittel zugesetzt werden. Dies kann im einfachsten Fall Wasser sein. Dadurch bildet sich Kohlenstoffdioxid, welches während der Reaktion die Matrix aufschäumt. Durch Beimischung von Additiven können diverse weitere Eigenschaften des Endprodukts beeinflusst werden (KAISER 2016). Die Zusammenstellung der Bestandteile erfolgt beim Lieferanten. Es wer-

8 Diskussion und Entwicklung alternativer Schichtsysteme

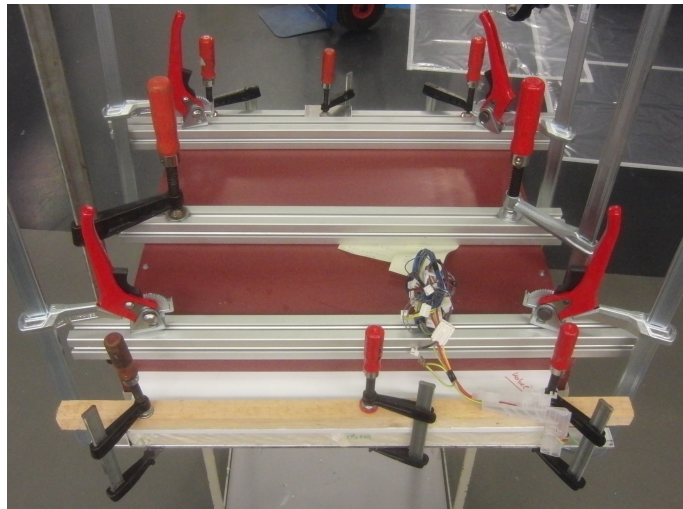
den lediglich zwei Komponenten angeliefert, welche vor Ort gemischt werden. Dadurch startet die Reaktion. Eine genauere Betrachtung der Chemie und Reaktionsabläufe soll in dieser Arbeit nicht erfolgen.

Um eine geringe Wärmeleitfähigkeit zu erreichen, welche für die thermische Isolation von Kaltgeräten nötig ist, wird ein Schaum mit möglichst kleinen, geschlossenen Gaszellen erzeugt. Dadurch ergibt sich u. a. eine hohe Steifigkeit, weshalb diese Variante auch als Hartschaum bezeichnet wird. Bei Kaltgeräten wird diese Eigenschaft auch zur mechanischen Stabilisierung der Gerätestruktur genutzt.

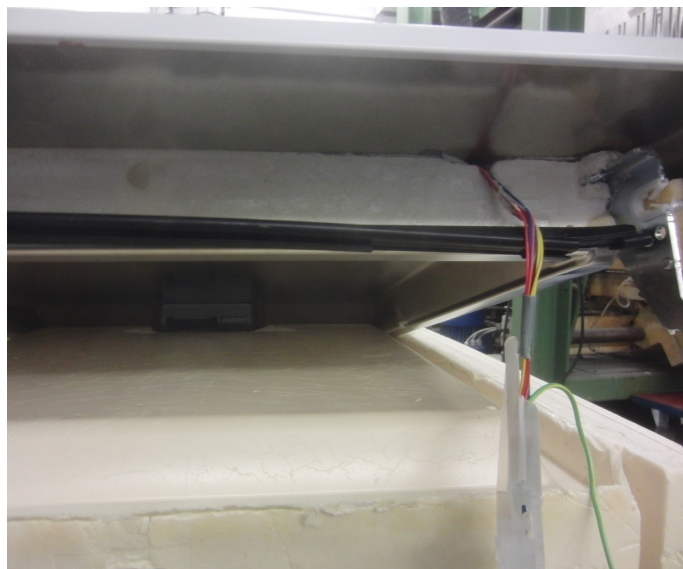
Die Verwendung dieses Schaums im GV erfolgt zunächst nur in der Tür. Dabei soll der verwendete Hartschaum, nach den in Abschnitt 2.1.6 beschriebenen Prinzipien, den Abstand des dämpfenden Materials von der neutralen Faser vergrößern. Bei ausreichender Schubsteife des Schaums, werden die Schwingungen in das dämpfende Material übertragen. Zur Herstellung eines solchen Verbunds, wird der Schaum direkt in der Kavität des Bauteils erzeugt. Diese muss dazu dicht verschlossen werden, da zu Beginn der Reaktion die Viskosität der gemischten Masse sehr gering ist und diese durch alle Öffnungen dringt. Außerdem erzeugt die Expansion des Schaums während der Reaktion Druck auf die Wände der Form, weshalb diese ausreichend stabil gestützt werden müssen. All diese Anforderungen lassen sich an der Tür mit begrenztem Aufwand umsetzen. Abbildung 8.5 zeigt die zusätzliche Abstützung der Tür während des Schäumprozesses und den mit PUR-Hartschaum gefüllten Zwischenraum in der Tür.

So können auf einfache Weise prototypische Türen hergestellt werden. Diese sind in das im vorherigen Abschnitt beschriebene Versuchsgerät einzubauen und die Schallemission bzw. Energieaufnahme während des Vergleichsprogramms kann dem Serienzustand gegenübergestellt werden. Es sollen hier Türen mit PUR-Hartschaum und außenliegendem Bitumen und auch solche ohne diese zusätzliche Schicht betrachtet werden.

Der alternative Aufbau weist im Vergleich zum Serienzustand eine um ca. 2 dB(A) erhöhte Leistung der Schallemission auf. Tabelle 8.1 zeigt die genauen Werte. Wird die Bitumenmatte aus dem Wandaufbau komplett entfernt ist die emittierte Schalleistung um nahezu 3 dB(A) höher als im Serienzustand. Diese Ergebnisse weisen auf eine zu geringe Schubsteife des PUR-Hartschaum hin. Das Prinzip des vergrößerten Abstands des dämpfenden Belags zur neutralen Faser kann hier nicht angewandt werden. Ein Aufbau des Systems in dieser Weise ist nicht zielführend. Die Flächenmasse des Bitumens zeigt sich jedoch als notwendig, um das Schalldämmmaß zu verbessern.



(a) Zusätzliche Abstützung der Form



(b) Mit PUR-Hartschaum gefüllte Tür (Oben, zwischen Außentüre und Innentüre), Unten: Schaumform

Abbildung 8.5: Schäumen der Kavität

Wie in Abschnitt 2.1.7 beschrieben, weist BOLTON ET AL. (1996) darauf hin, dass die Vermeidung einer adhäsiven Verbindung zwischen Schaum und umgebenden Wänden akustisch vorteilhaft ist. Wird ein Absorber zwischen die Wände eingepresst, statt eingeklebt, verringert sich der Schalldurchgang durch den Wandaufbau und erreicht annähernd die Werte, als ob die Wände nicht mit dem Absorber in Kontakt wären.

Das beschriebene Prinzip soll auf die Tür des GV übertragen werden und das bisherige System verbessern. Abbildung 8.6 zeigt schematisch den verbesserten Aufbau mit einer Trennfolie zwischen Bitumenmatte und der thermischen Isolation (hier: PUR-Hartschaum). Durch die Folie wird ein direktes Anhaften des Schaums unterbunden.

8 Diskussion und Entwicklung alternativer Schichtsysteme

Nach dem Prozess des Schäumens verhält sich der Aufbau, als ob die thermische Isolation in den Wandaufbau eingepresst wäre.

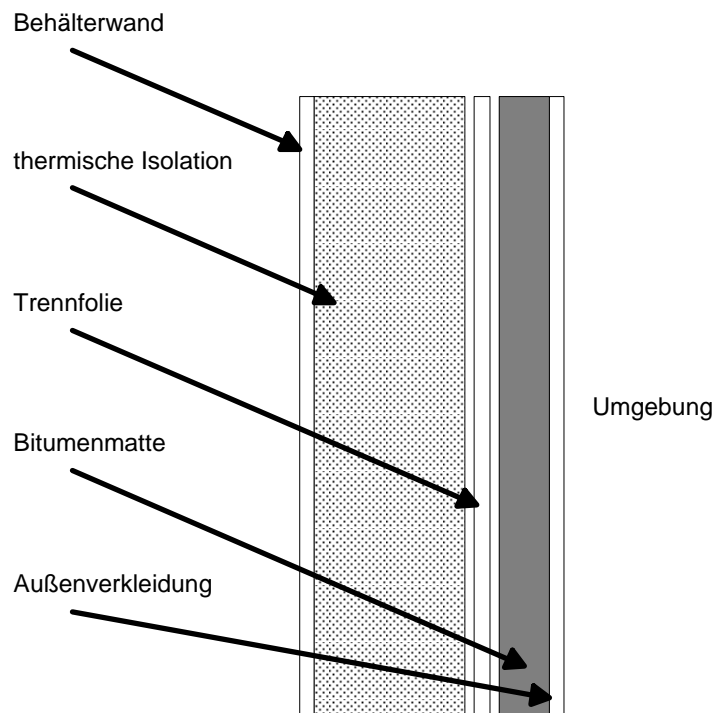


Abbildung 8.6: Verbesserter Schichtaufbau bei einem GV mit Hartschaum und Trennfolie

Abbildung 8.7 zeigt die Vorbereitungen an einer GV Türe vor dem Schäumprozess. Es ist die auf der Bitumenmatte angebrachte Trennfolie zu erkennen, wie auch die sorgfältig abgedichtete Bedienblende (oberer Bereich).

Durch diese Anordnung lässt sich eine wesentliche Reduzierung der Schallemission im Vergleich zum Aufbau ohne Folie erreichen. Die emittierte Schalleistung ist nahezu auf dem Niveau des Serienzustands. Der Unterschied liegt innerhalb der Toleranzgrenzen der akustischen Messung (Tabelle 8.1).

Die Unterschiede des Energieverbrauchs sind mit Hilfe des Simulationsmodells berechnet und deren Tendenz anhand der Messungen bestätigt. Dadurch ist ein besserer Einblick in die Energieverteilung innerhalb des Aufbaus möglich. Es zeigt sich, dass ein Großteil der gesamten Einsparung (ca. 24 Wh) durch die verringerte Energieaufnahme der Bitumenmatte zustande kommt (ca. 16 Wh) und der restliche Anteil durch die geringere Wärmeleitfähigkeit des PUR-Hartschaums (ca. 8 Wh). Letztere beträgt bei

8.2 Untersuchungen am Geschirrspülvollautomaten

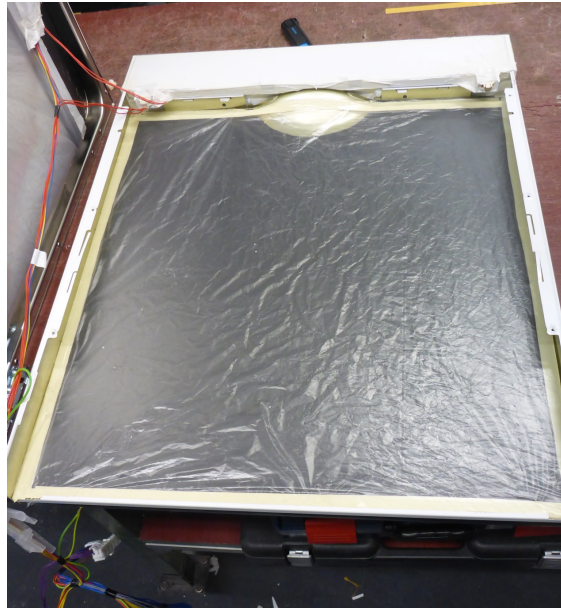


Abbildung 8.7: Vorbereitung des prototypischen Aufbaus einer GV Türe mit PUR-Hartschaum und Trennfolie

Bitumenmatte	ΔL_w (Messung) dB(A) rel. 1 pW	ΔE (Simulation) Wh
ohne	$2,9 \pm 0,3$	-24
Eisenoxid, 4 mm	$2,1 \pm 0,3$	-23
Eisenoxid, 2 mm	$1,9 \pm 0,3$	-24
Eisenoxid, 2 mm, mit Trennfolie	$0,3 \pm 0,3$	-24

Tabelle 8.1: Einsatz von PUR-Hartschaum in der Tür des GV , Unterschiede zum Serienzustand der Tür

dem für thermische Isolation entwickelten Schaum $\lambda < 28 \text{ mW m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ (Messmethode: HFM).

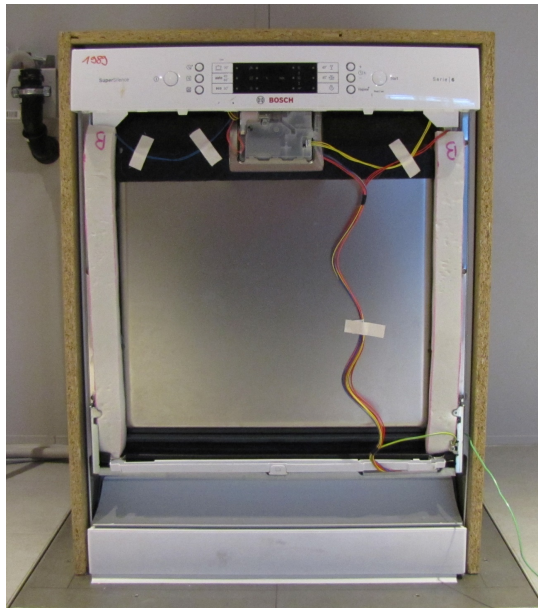
8.2.3 Viskoelastischer Polyurethan-Schaum

Um die akustischen Eigenschaften weiter zu verbessern, soll in diesem Abschnitt eine andere Art von PUR-Schaum betrachtet werden. Viskoelastische Schäume besitzen aufgrund ihres viskosen Charakters einen nicht zu vernachlässigenden Verlustfaktor. Im alternativen Schichtaufbau (Abbildung 8.1) ist der Schaum direkt auf der Behälterwand angebracht. Durch die dämpfenden Eigenschaften dieses Schaumtyps können Strukturschwingungen schon in der Schicht für thermische Isolation gedämpft werden. Im Gegensatz zu Hartschaum besteht viskoelastischer Schaum im Wesentlichen aus einer offenzelligen Struktur. Da die Luft in den Zellen nach außen entweichen kann, lässt sich jener unter Einwirkung geringer Kräfte verformen. Dadurch wird der Aufbau von Prototypen erleichtert. Der Schaum kann in einem vorgelagerten Prozess in Plattenform angefertigt werden. Daraus kann anschließend eine Füllung für die Kavität der Tür zugeschnitten werden. Haben die Platten ein leichtes Übermaß in der Dicke, können sie zwischen die Behälter- und Außenwand eingeklemmt werden. Auch gibt es dadurch keine vollständig adhäsive Verbindung, was wiederum akustische Vorteile hat. Abbildung 8.8 zeigt den Aufbau einer GV Tür. Es ist zu erkennen, dass die Wand der Innentür weitestgehend blank ist. Lediglich der obere Bereich ist mit Bitumen belegt, da hier das einfache Profil der PUR-Matte nicht vollständig anliegt. Rechts und Links an der Seite ist ein Streifen des Schaums an die Kontur der Tür angepasst. Die Außentür hingegen ist komplett mit Bitumen belegt. Darauf befindet sich die viskoelastische PUR-Matte. Werden dies beiden Teile zu einem Verbund zusammen gefügt, erhält man einen Wandaufbau nach den in Abschnitt 8.1 vorgeschlagenen Prinzipien.

Messungen an diesem Aufbau geben erste Hinweise auf die Wirksamkeit von viskoelastischen Schäumen. Es sollen drei verschiedene Varianten des Schaums mit leicht unterschiedlichen mechanischen Eigenschaften verglichen werden. Alle haben eine Dichte von $\rho = 100 \pm 10 \text{ kg m}^{-3}$ und eine Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = (40 \pm 1) \text{ mW m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ (Messmethode: HFM). Tabelle 8.2 zeigt die Ergebnisse der Messungen und der Simulation. Letztere sind im Rahmen der Toleranz durch die Messung bestätigt.

Es zeigt sich, dass durch Einsatz von viskoelastischem Schaum in der Türe des GV die Schallemission im Vergleich zum Serienzustand um über 1 dB(A) reduziert wird. Die Einsparung von elektrischer Energie erreicht aufgrund der etwas höheren Wärmeleitfähigkeit des viskoelastischen Schaums nicht ganz das Niveau des Hartschaums. Mit diesem Material und Aufbau können sowohl akustische als auch energetische Vorteile erzielt werden.

8.2 Untersuchungen am Geschirrspülvollautomaten



(a) Innentüre, blank



(b) Außentüre mit PUR-Schaum und Bitumen

Abbildung 8.8: Verwendung von viskoelastischem PUR-Schaum in der GV Türe zur Abschätzung der Wirksamkeit

Variante	ΔL_w (Messung) dB(A) rel. 1 pW	ΔE (Simulation) Wh
A	$-1,3 \pm 0,3$	-21
B	$-1,2 \pm 0,3$	-21
C	$-1,3 \pm 0,3$	-21

Tabelle 8.2: Einsatz von viskoelastischem Schaum in der Tür des GV , Unterschiede zum Serienzustand der Tür

Die Ergebnisse der Voruntersuchungen in der Tür bestätigen die von der thermischen Simulation vorhergesagten Einsparpotenziale. Auch die Schallemission kann bei Anwendung des alternativen Aufbaus auf den Pegel des Serienzustands, oder bei viskoelastischen Schäumen unter diesen gebracht werden. Auf Basis dieser Resultate soll im Folgenden das Prinzip, soweit möglich, auf den gesamten GV übertragen werden. Abbildung 8.9 zeigt schematisch die Anwendung des alternativen Aufbaus am Gesamtgerät. Der Schichtaufbau soll an der Tür, der rechten Seite, an der Rückwand und auf dem Dach verändert werden. Die linke Seite kann aufgrund des dort montierten Wärmetauscher und des somit fehlenden Bauraums nicht verändert werden. Diese verbleibt, wie der Bereich am Boden, im Serienzustand.

Abbildung 8.10 zeigt den Aufbau des alternativen Schichtsystems am Versuchsgerät. Es ist die Rückseite, das Dach und die linke Seite des GV zu sehen. Direkt auf den

8 Diskussion und Entwicklung alternativer Schichtsysteme

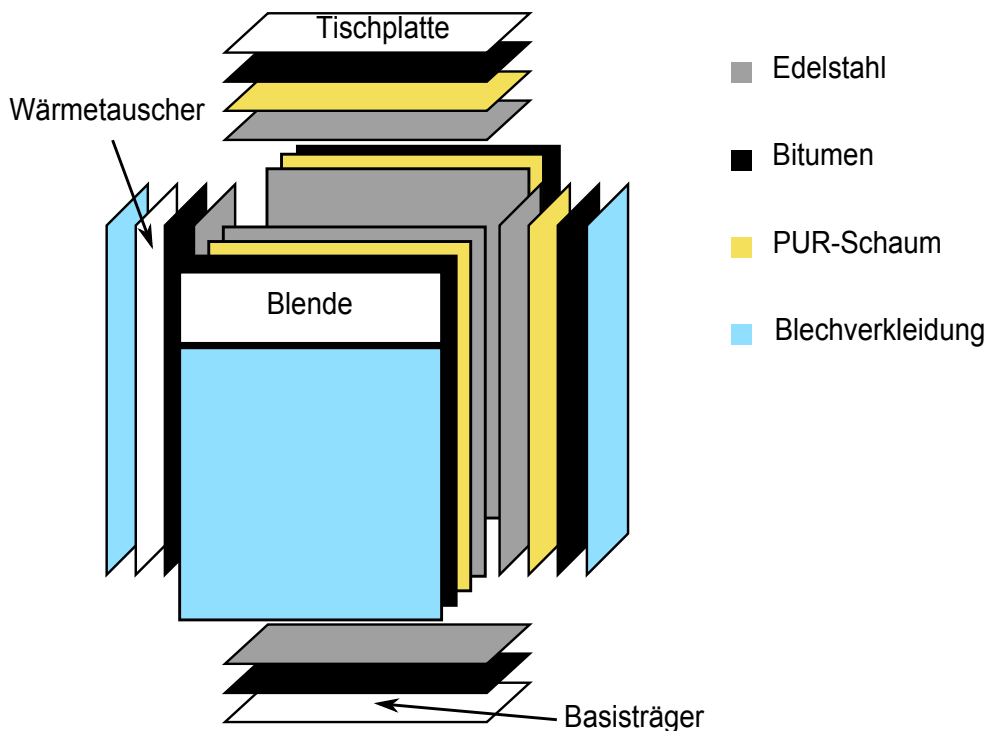


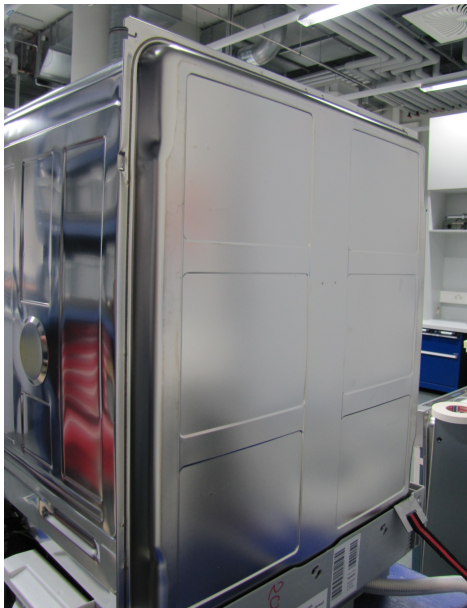
Abbildung 8.9: Alternativer Wandaufbau des GV für Versuche mit PUR-Weichschaum, Standgerät

blanken Behälter ist der viskoelastische Schaum gelegt. Im nächsten Montageschritt wird die Bitumenmatte angebracht und im letzten die Außenverkleidung. Bei der hier gezeigten vollflächigen Belegung des Dachs wird zu viel Bauraum in diesem Bereich beansprucht.

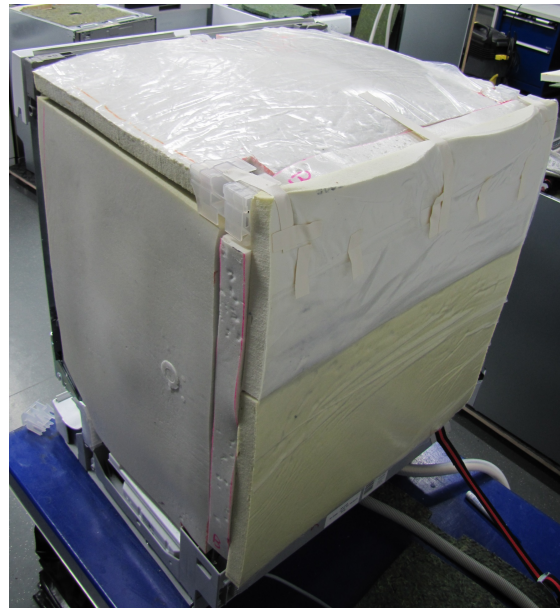
Abbildung 8.11 zeigt die Anpassungen an die Gegebenheiten der aktuellen Konstruktion des Behälters. Am Dach müssen Anpassungen an den vorhandenen Bauraum vorgenommen werden. Der nach oben gezogene Bereich in der Mitte der Dachfläche reduziert den Spalt zwischen Behälter und Möbelplatte. In diesem Bereich ist kaum Platz für die thermische Isolation vorhanden, weshalb das Bitumen direkt auf den Behälter geklebt werden muss. Außerhalb ist genügend Platz für den alternativen Aufbau. Der PUR-Schaum ist direkt auf den Behälter aufgelegt und darauf die Bitumenmatte. Auf der linken Seite ist, wie im Serienzustand, Bitumen zwischen Wärmetauscher und Behälter angebracht. Dieses kann nicht entfernt werden, ohne einen akustischen Nachteil in Kauf zu nehmen.

Abbildung 8.12 zeigt die Zuschnitte, die in das Versuchsgerät eingebaut werden. Alle Versuche sind mit diesen Geometrien durchgeführt. Die Dicke der Matten beträgt für alle Teile (27 ± 2) mm.

8.2 Untersuchungen am Geschirrspülvollautomaten

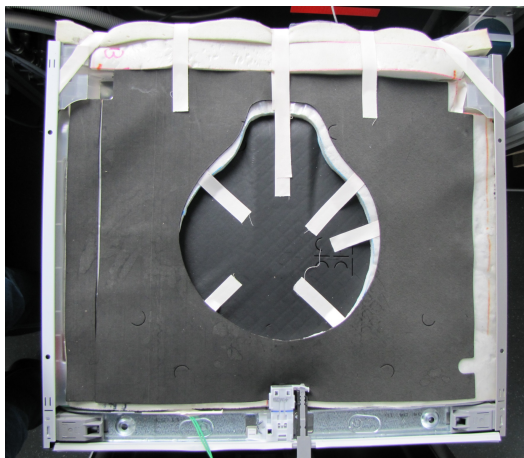


(a) Behälter, blank

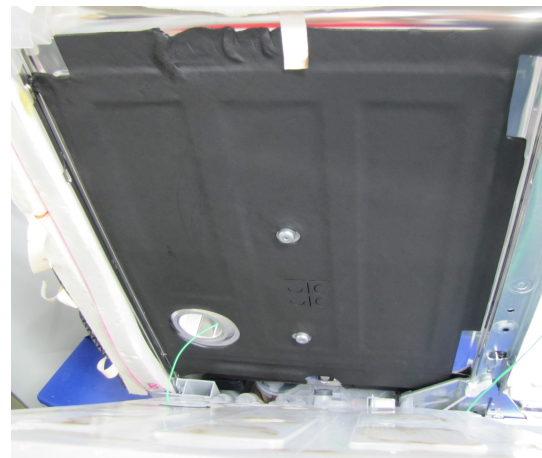


(b) Behälter mit 30 mm PUR-Weichschaum

Abbildung 8.10: Verwendung von viskoelastischem PUR-Schaum am gesamten GV



(a) Angepasster Dachausschnitt



(b) Bitumen zwischen Wärmetauscher und Behälter

Abbildung 8.11: Anpassung des Schichtaufbaus an Gegebenheiten des Behälters

Messungen am Versuchsgerät, im beschriebenen Zustand, ergeben die in Tabelle 8.3 aufgeführten Resultate. Es sind verschiedene Varianten des gleichen Schaumtyps untersucht. Es unterscheidet sich jeweils die Dichte und in deren Abhängigkeit die Wärmeleitfähigkeit λ . Mit steigender Dichte nimmt auch die Wärmeleitfähigkeit zu. Dies liegt am geringeren Porenanteil im Schaum. Wie zu erwarten, ergibt sich im Vergleich zum Serienzustand, bei geringerer Wärmeleitfähigkeit eine größere Energieeinsparung. Die Schallemission ist im Rahmen der Messgenauigkeit bei allen Varianten gleich.

8 Diskussion und Entwicklung alternativer Schichtsysteme

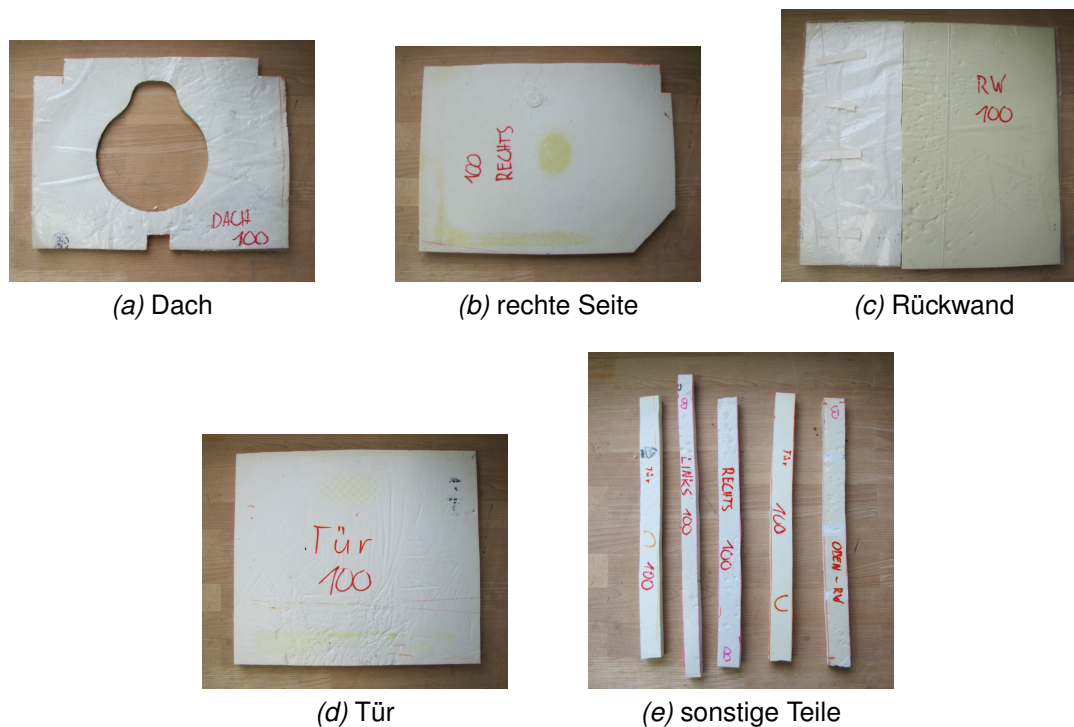


Abbildung 8.12: Zugeschnittene PUR-Weichschaumteile für einen GV

Eine Besonderheit ist die Variante D'. Bei dieser fehlt auf allen Seiten des alternativen Aufbaus die Bitumenmatte. Anhand dieser Modifikation wird gezeigt, dass eine Reduktion der Flächenmasse im Wandaufbau eine deutlich messbare Erhöhung der Schallemission zur Folge hat. Im Vergleich zum Serienzustand erhöht sich die Schallemission um nahezu 2 dB(A). Der Energieverbrauch ändert sich hingegen nicht. Die Wärmekapazität des Bitumens spielt aufgrund der guten thermischen Isolation zwischen diesem und dem Innenraum keine Rolle. Die Temperaturerhöhung der Bitumenmatte ist marginal.

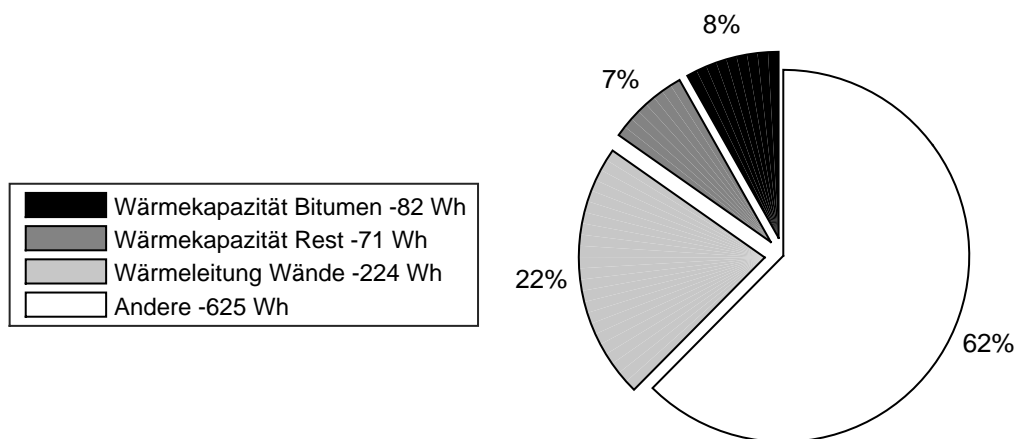
Variante	Schaumdichte kg m^{-3}	λ bei 40°C (HFM) $\text{mW m}^{-1} \text{K}^{-1}$	ΔL_w (Messung) dB(A) rel. 1 pW	ΔE (Simulation) Wh
D	73±10	39±1	+0,1±0,3	-133
D' (o. Bit.)	73±10	39±1	+1,8±0,3	-133
E	100±10	40±1	+0,0±0,3	-129
F	176±10	45±1	+0,3±0,3	-117

Tabelle 8.3: Einsatz von viskoelastischem Schaum im gesamten GV, Unterschiede zum Serienzustand

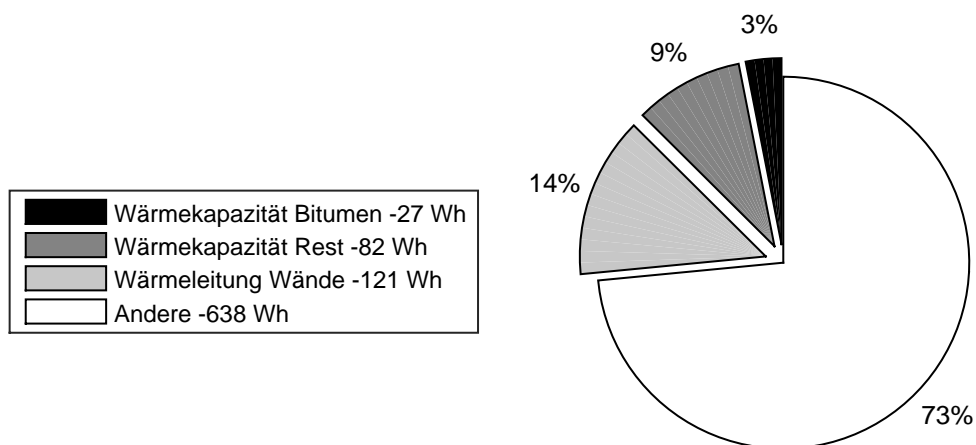
Mit Hilfe des thermischen Simulationsmodells kann die Energieverteilung im GV und speziell im Wandaufbau betrachtet werden. Abbildung 8.13 zeigt diese für den Serien-

8.2 Untersuchungen am Geschirrspülvollautomaten

zustand und die Variante D. Der Serienzustand hat einen Gesamtenergiebedarf für einen Zyklus von 1001 W h. 82 W h davon sind nötig, um das Bitumen zu erwärmen. Der restliche Anteil des Wandaufbaus benötigt 71 W h. Über Wärmeleitung werden 224 W h an die Umgebung abgeführt. Durch Anwendung des alternativen Aufbaus, an den bei der aktuellen Konstruktion möglichen Seiten, kann die Energieaufnahme des Bitumens um 55 W h auf 27 W h gesenkt werden.



(a) Serienzustand, Gesamtenergie: 1001 W h



(b) Variante D, Gesamtenergie: 868 W h

Abbildung 8.13: Verringerung der Energieabflüsse in die Wärmekapazität des Bitumens

Die Verbesserung der thermischen Isolation, auch auf der Rückseite, senkt den Verlust durch Wärmeleitung um 103 W h. Auffällig ist, dass die Wärmekapazität des restlichen Wandaufbaus 11 W h mehr Energie benötigt, um erwärmt zu werden. Dies betrifft beim alternativen Aufbau vor allem die Schicht „thermische Isolation“. Es ist deshalb wichtig, die absolute Wärmekapazität dieser Schicht so gering wie möglich zu halten. Bei vor-

8 Diskussion und Entwicklung alternativer Schichtsysteme

gegebener spezifischer Wärmekapazität des Rohmaterials (PUR) kann dies nur durch eine geringe Dichte des Schaums erreicht werden.

Bei gleicher akustischen Performanz gilt der Vorzug der Variante mit der geringsten Dichte. Dies ist zugleich auch die, mit der niedrigsten Wärmeleitfähigkeit. Für weitere Betrachtungen soll deshalb Variante D herangezogen werden.

Abbildung 8.14 zeigt den Verlauf des Verlustfaktors von viskoelastischem PUR-Schaum über die Frequenz. Es ist die Variante D bei 40°C gezeigt. Bis 350 Hz ergibt sich durchweg ein Verlustfaktor größer 0,22. Niederfrequente Schwingungen werden besser gedämpft. In Richtung höhere Frequenzen nimmt der Verlustfaktor ab. Die Höhe des Verlustfaktors des Schaums ist ausreichend, um Strukturschwingungen im GV ähnlich gut zu dämpfen, wie die Bitumenmatte im Aufbau des Serienzustands.

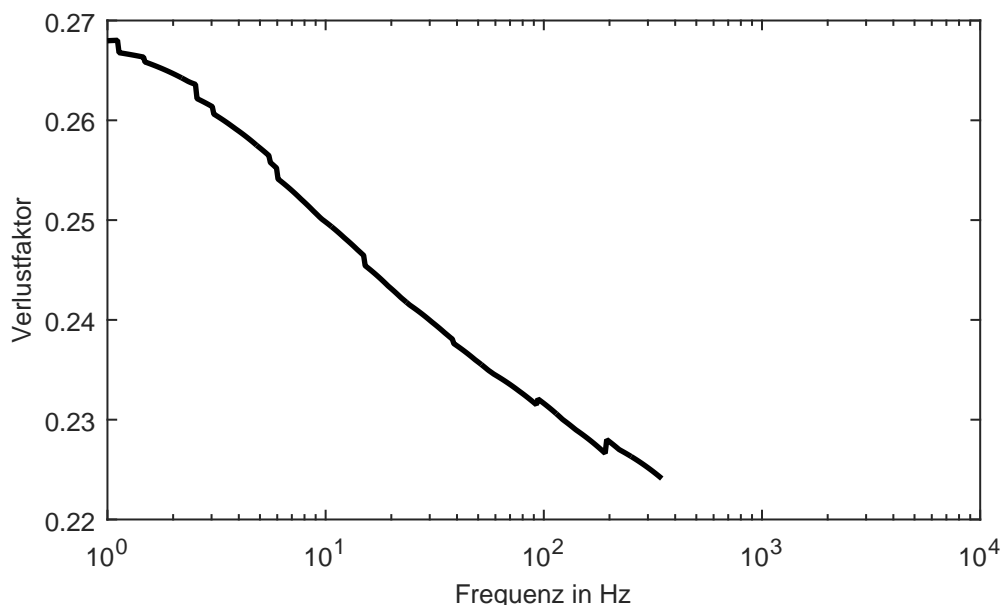


Abbildung 8.14: Verlauf des Verlustfaktors über die Frequenz bei 40°C viskoelastischer PUR-Schaum, Variante D

Die gezeigte Kurve ist mittels Time-Temperatur Superposition (TTS) errechnet. Grundlage dafür sind mehrere, im Rheometer durchgeführte Messungen, bei verschiedenen Frequenzen und Temperaturen. Tabelle 8.4 führt die detaillierten Einstellungen auf.

8.2 Untersuchungen am Geschirrspülvollautomaten

Parameter	Wert
Dicke der Probe	(21,8±0,1) mm
Normalkraft	0,5 N
Kreisfrequenz, Einzelmessung	37,9 bis 0,6 rad s ⁻¹
Frequenz, Einzelmessung	6,03 bis 0,0955 Hz
Frequenzpunkte pro Dekade	5
Temperaturbereich	-10°C bis 60°C
Temperaturschritt	5°C
Frequenzbereich TTS Auswertung	1 Hz bis 350 Hz
Referenztemperatur TTS Auswertung	40°C

Tabelle 8.4: Parameter zur Bestimmung des Verlustfaktors von viskoelastischem PUR-Schaum im Rheometer

8.2.4 Vergleich viskoser und elastischer Schaum

In diesem Abschnitt soll der Einfluss der mechanischen Eigenschaften des Schaums auf die Schallemission untersucht werden. Dazu wird ein stark viskoser Schaum mit einem eher elastischen verglichen. Abbildung 8.15 zeigt den Aufbau des Versuchsgärts mit einem Schaum mit hohem viskosen Anteil. Es sind die gleichen Teile und Zuschnitte, wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, verwendet. In Abbildung 8.16 ist der gleiche Aufbau mit dem eher elastischen Schaum zu sehen. Diese Konfigurationen werden durch Messungen verglichen.

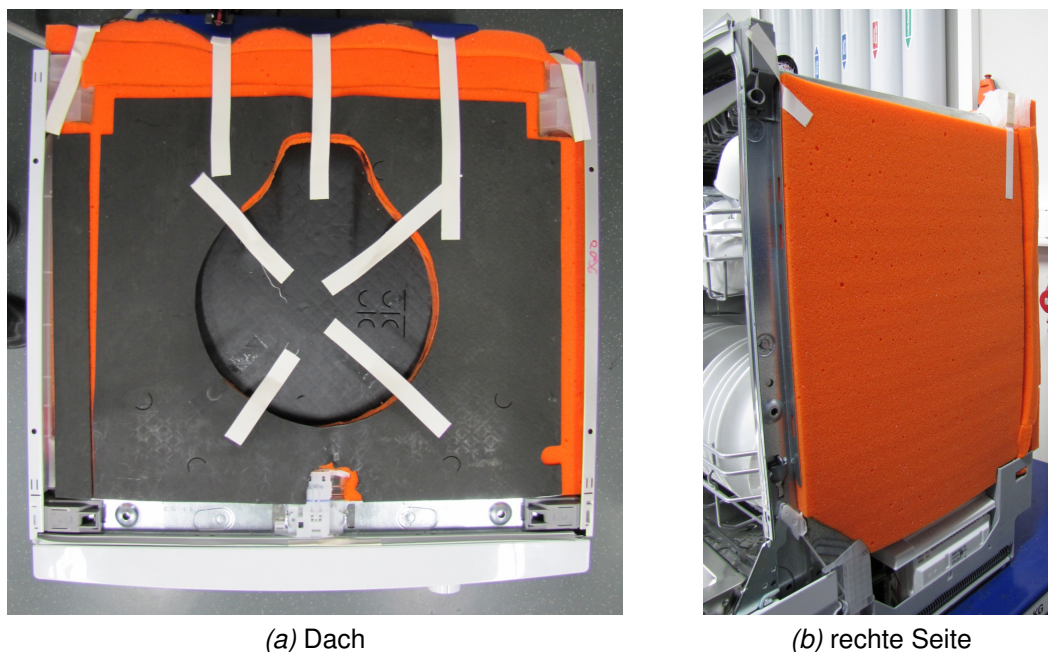


Abbildung 8.15: Aufbau des GV mit PUR-Schaum, hoher viskoser Anteil

Tabelle 8.5 zeigt die Unterschiede der Varianten im Vergleich zum Serienzustand. Die Dichte der Schäume und die Wärmeleitfähigkeit ist nahezu identisch. Dies schlägt sich auch auf das Ergebnis der thermodynamischen Simulation bezüglich Energieverbrauch nieder. Auch bei der Messung zeigen sich ähnliche Einsparpotentiale. Ein großer Unterschied ergibt sich jedoch bei der Schallemission. Der Einsatz des eher elastischen Schaums (Variante H) führt zu einer um 1,4 dB(A) erhöhten Schallemission. Die Variante G (viskoser Schaum) liegt hingegen auf dem gleichen Niveau, wie der Serienzustand.

Die starke Veränderung der mechanischen Eigenschaften des eingesetzten Schaums zeigt, dass durch gezielte Anpassung dieser, das akustische Verhalten des Schichtsystems beeinflusst werden kann.

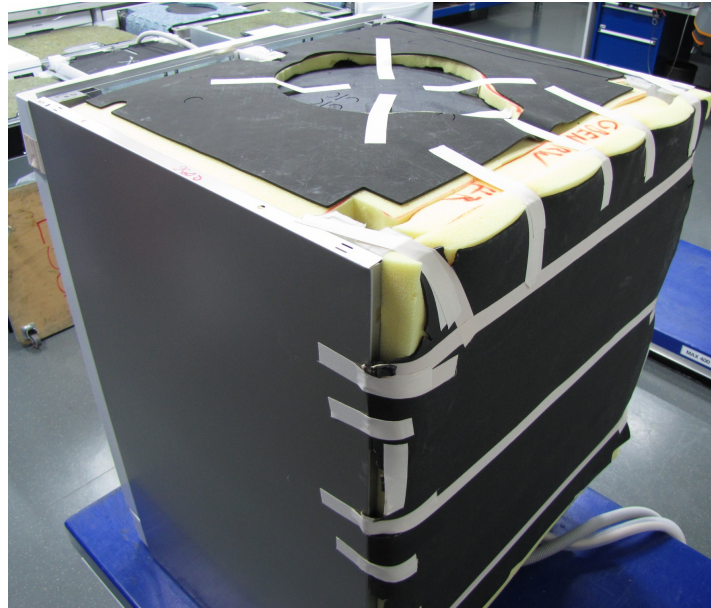


Abbildung 8.16: Aufbau des GV mit PUR-Schaum, hoher elastischer Anteil

Variante	Schaumdichte kg m^{-3}	λ bei 40°C (HFM) $\text{mW m}^{-1} \text{K}^{-1}$	ΔL_w (Messung) dB(A) rel. 1 pW	ΔE (Simulation) Wh
G (viskos)	45 ± 10	42 ± 1	$+0,0 \pm 0,3$	-134
H (elastisch)	50 ± 10	43 ± 1	$+1,4 \pm 0,3$	-132

Tabelle 8.5: Vergleich von viskosem und elastischem Schaum im gesamten GV, Unterschiede zum Serienzustand

8.3 Interpretation der Ergebnisse

In den vorherigen Abschnitten konnte gezeigt werden, dass der alternative Wandaufbau, durch gezielten Einsatz von PUR-Schaum, ähnlich niedrige Werte der Schallemission erreichen kann, wie der Serienzustand. Bei korrekter Einbringung und Anbindung an die umliegenden Schichten, kann selbst mit PUR-Hartschaum annähernd das Niveau des Serienzustands erreicht werden. Auch konnten die aus dem thermodynamischen Simulationsmodell vorhergesagten Einsparpotentiale messtechnisch nachgewiesen werden. Durch den Einsatz von verschiedenen PUR-Schaumtypen im alternativen Aufbau, wurde bestätigt, dass die Schallemission dadurch gezielt beeinflusst werden kann. Ebenso zeigten sich durch diese Modifikationen, sowohl im Simulationsmodell, als auch in der Messung, Auswirkungen auf den Energieverbrauch. Da der Spülzyklus nach wie vor ein instationärer Vorgang ist, muss auch bei der thermischen Isolation direkt auf der Behälterwand darauf geachtet werden, dass die absolute Wärmekapazität dieser Schicht nicht allzu groß wird.

8 Diskussion und Entwicklung alternativer Schichtsysteme

Durch Messungen am GV wurde bestätigt, dass durch Reduktion der Flächenmasse des alternativen Wandaufbaus, die Schallemission deutlich ansteigt. Dadurch ist auch für diesen Aufbau die Anwendbarkeit der Luftschalldämmung ebener Wände gegeben. Wie zu erwarten hat das Entfernen der Bitumenmatte im alternativen Wandaufbau keinen Einfluss auf die Energieaufnahme des GV während Spülzyklus. So konnte die Wirksamkeit der thermischen Isolation und die geringe Energieaufnahme der außenliegenden Bitumenmatte nachgewiesen werden.

Abschließend kann festgehalten werden, dass durch Anwendung von viskoelastischem PUR-Schaum und der damit bestehenden Möglichkeit den Verlustfaktor gezielt zu beeinflussen, die größten Potentiale für Weiterentwicklungen gegeben sind. Der Verlauf und Höhe des hier gemessenen Verlustfaktors, der für diese Arbeit vorliegenden Proben, kann auf den Anwendungsfall im GV weiter angepasst werden. Auch ergeben sich bei diesem Schaumtyp Vorteile in der einfachen Anfertigung von Geräten, durch Anbringung vorgefertigter Formschaumteile.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Steigende Anforderungen der Europäischen Union an die Energieeffizienz elektrisch betriebener Haushaltsgeräte führen zu einem starken Wettbewerb der Hersteller. Neben der Forderungen nach stetig sinkendem Energieverbrauch der Geräte, stellen die Kunden verstärkt Anforderungen an deren Komfortmerkmale, die jenen Vorgaben entgegen stehen. Auch der Geschirrspülvollautomat (GV) ist von dieser Entwicklung betroffen. Einer der Zielkonflikte, die es bei diesem Haushaltsgroßgerät zu lösen gilt, ist die gegenseitige, negative Beeinflussung von Energieverbrauch und Schallemission. Im konventionellen Aufbau eines GV werden schwere Schalldämmmatten auf die dünne Stahlwand des Spülbehälters aufgeklebt, um die Emission von Schall aus dem Innenraum zu reduzieren. Nach außen hin werden, zur thermischen Isolation und Absorption von Luftschall, Vliese aus Baumwollfasern eingesetzt. Außenliegende, für Kunden sichtbare Oberflächen, werden weitestgehend mit verzinktem oder lackiertem Blech verkleidet und Spalte zu umliegenden Möbelstücken mit Gummidichtlippen verschlossen. All diese Maßnahmen führen in der maximalen Ausbaustufe zu einer kaum wahrnehmbaren Schallemission des GV im Spülbetrieb. Zum Erreichen einer zufriedenstellenden Reinigung des verschmutzten Geschirrs, muss während des Spülprozesses die Temperatur im Innenraum erhöht werden. Die direkt auf der Wand des Behälters angebrachten Schalldämmmatten führen jedoch zu einer hohen Wärmekapazität des gesamten Behälters. Während des Spülprozesses ist dieser in direktem thermischen Kontakt mit dem Wasser im Innenraum. Zum Erreichen der nötigen Temperatur, muss deshalb zusätzliche Energie aufgewandt werden, um die Materialien des Wandaufbaus auf das entsprechende Temperaturniveau anzuheben. Diese dazu aufgebrauchte Energie ist für die Reinigung des Geschirrs nicht notwendig und könnte eingespart werden. Wird lediglich ein Teil des Behälters mit Schalldämmmatten belegt, um dadurch die Wärmekapazität zu reduzieren, erhöht sich jedoch die Schallemission.

Der Zielkonflikt zwischen geringem Energieverbrauch und geringer Schallemission wurde in der vorliegenden Arbeit betrachtet. Dieser konnte durch eine alternative Anordnung der Wandschichten nahezu beseitigt werden. Zunächst erfolgten Untersuchungen

9 Zusammenfassung und Ausblick

am konventionellen Aufbau. Die relevanten Materialparameter der einzelnen Schichten im Wandaufbau wurden mit den passenden Messmethoden ermittelt. Auf Grundlage jener, wurde ein thermodynamisches Simulationsmodell erstellt. Der Fokus lag dabei auf der präzisen Abbildung der Wandschichten und des instationären Verlaufs des Spülzyklus. Aus dieser Simulation konnte ein tieferes Verständnis über die thermodynamischen Vorgänge innerhalb des Wandaufbaus gewonnen werden. Anhand der erzielten Erkenntnisse wurden alternative Konzepte abgeleitet und deren Funktionsweise durch die Simulation bestätigt. Durch Verlagerung der schweren Schalldämmmatte weg von der Behälterwand in Richtung weiter außen liegender Schichten, wird der Transport von Wärmeenergie in diese verringert. Eine effektive thermische Isolation direkt auf der Behälterwand führt zu einem Temperaturgefälle unmittelbar an der Wärmequelle. Die Temperatur der äußeren Schichten bleibt dadurch nahe dem Niveau der Umgebungstemperatur. Die Wärmekapazität dieser spielt somit eine untergeordnete Rolle. Auf Grundlage theoretischer Betrachtungen zur Schalldämmung und -dämpfung, wurden passende Materialien und Anordnungen für die thermische Isolationsschicht ausgewählt. Um ein ausreichendes Schalldämmmaß sicherzustellen, sind die schweren Schalldämmplatten weiterhin Bestandteil des Wandaufbaus, werden jedoch zur Außenseite hin angeordnet. Als Material für die thermische Isolationsschicht lag der Fokus auf PUR-Schäume. Bei diesen sind die mechanischen und thermischen Eigenschaften in weiten Bereichen beliebig modifizierbar. Ihre industrielle Anwendung, auch in der Haushaltsgerätebranche, ist erprobt und akzeptiert. Zur Überprüfung der akustischen Funktionalität des alternativen Aufbaus am Gesamtgerät, war es nötig Prototypen anzufertigen. Die komplexen Zusammenhänge innerhalb des Wandaufbaus und die mechanischen und akustischen Anregungen der Behälterinnenwand durch Wassertropfen und Luftschall sind nicht ohne weiteres in einem Simulationsmodell abbildbar. Durch Aufbau verschiedener Varianten mit unterschiedlichen Schaumtypen und Anordnungen, konnten die von der Theorie her abgeleiteten Tendenzen hinsichtlich Schallemission bestätigt werden. Die energetische Auswertung der Messungen bestätigte außerdem, die durch das thermodynamische Simulationsmodell vorhergesagten Einsparpotentiale. Die besten Varianten mit viskoelastischem PUR-Schaum zeigten, bei der momentan maximal möglichen Ausbaustufe im Versuchsgerät, die gleiche Schallemission, wie der konventionelle Wandaufbau. Der Energieeintrag in die Schalldämmplatten konnte bei

diesen um fast 70% reduziert und der Gesamtenergieverbrauch um über 130 Wh gesenkt werden.

Ausblick

Die in dieser Arbeit entworfenen Konzepte und erzielten Erkenntnisse sollen als Grundlage zur Weiterentwicklung des Wandaufbaus von Geschirrspülvollautomaten dienen. Durch den neuartigen Aufbau können Fortschritte beim Bau leiser und gleichzeitig energieeffizienter Geräte erzielt werden. Um eine zusätzliche Reduktion der Schallemission zu erreichen, kann die Rezeptur des verwendeten PUR-Schaums weiterentwickelt und noch spezieller an den Anwendungsfall im GV angepasst werden. Grundlage dafür bilden die hier durchgeführten Untersuchungen zu den Anregungsmechanismen durch den Wasserstrahl. Hier bietet sich noch großer Spielraum und Potential für Verbesserung der Gebrauchseigenschaften. Auch das Fertigungsverfahren kann weiter verbessert und hinsichtlich industrieller Anforderungen entwickelt werden. Die Versuche mit PUR-Hartschaum und direktem Schäumen der Kavität zeigten, dass dieses Verfahren prinzipiell angewandt werden kann. Die Anfertigung von Prototypen mit zugeschnittenen und anschließend eingeklemmten Teilen aus PUR-Weichschaum erleichterten den Aufbau. Diese Variante hat für eine einfache Integration in den Fertigungsprozess das größte Potential. Durch Anfertigung von Formschaumteilen mit integrierter Schalldämmmatte auf der Außenseite, können passgenaue Werkstücke direkt auf den Spülbehälter montiert werden. Des Weiteren können die konstruktionsbedingten Einschränkungen bei der Anfertigung von Prototypen in dieser Arbeit, durch Umgestaltung der relevanten Bauteile, gelöst werden. Die behälternahe, filigrane Integration des Wärmetauschers in die Schaumschicht wäre eine Möglichkeit, um hier Bauraum zu gewinnen. Dadurch kann dieser auch an mehreren Seiten angebracht werden, ohne das Konzept des alternativen Aufbaus zu beeinträchtigen. Dafür könnten Röhrenwärmetauscher aus Kapillarrohrmatten oder ähnliche Bauarten zum Einsatz kommen.

Symbolverzeichnis

Griechische Buchstaben

α	Absorptionsgrad, Wärmeübergangskoeffizient
β	Biegewinkel, isobarer Wärmeausdehnungskoeffizient
ε	Dehnung, Emissionskoeffizient
η	Verlustfaktor
η_B	Verlustfaktor für Biegewellen
η_d	Verlustfaktor dämpfender Belag
γ	Gleitwinkel
κ	thermische Diffusivität
λ	Wellenlänge, Wärmeleitfähigkeit
λ_B	Biegewellenlänge
μ	Querkontraktionszahl
ν	kinematische Viskosität
ω_1, ω_2	Kreisfrequenzen bei halber Signalenergie
ω_d	gedämpfte Eigenkreisfrequenz

Symbolverzeichnis

ω	Kreisfrequenz
ρ	Dichte
σ	Spannung, Stefan-Boltzmann-Konstante
τ	Transmissionsgrad
ϑ	Einfallswinkel, Temperatur
ϑ_{cr}	kritischer Einfallswinkel
ξ_M	Auslenkung des dämpfenden Belags
ξ	Auslenkung

Lateinische Buchstaben

A	Fläche
A	Admittanz
a	Abstand von der neutralen Faser, Temperaturleitfähigkeit, Rohrradius
B'	Platten-Biegesteife je Breitereinheit
B	Biegesteife
c	Ausbreitungsgeschwindigkeit
c_0	Wellengeschwindigkeit des umgebenden Mediums, meist Luft
c_B	BiegeWellengeschwindigkeit
c_L	Longitudinalwellengeschwindigkeit
c_p	spezifische Wärmekapazität
d_2	Dicke dämpfender Belag
ΔE	Energieänderung System

E''	Verlustmodul
E'_2	Realteil E-Modul Belag
E'	Speichermodul
E^*	komplexer E-Modul
E	Strahlungsaustauschgrad
E_d	Elastizitätsmodul dämpfender Belag
E_M	über Masse transportierte Energie
F	Kraft
$\hat{\mathbf{F}}$	Kraftvektor Scheitelwert
f	Frequenz
f_1	tiefste cut-on-Frequenz
F'_a	äußere Kraft pro Längeneinheit
f_{cr}	Koinzidenzfrequenz
F_y	Querkraft in y-Richtung
G	Schubmodul
g	Erdbeschleunigung
G'	Speicheranteil Schubmodul
G''	Verlustanteil Schubmodul
h	Plattendicke
I	Schallintensität
\mathbf{I}	Intensitätsvektor

Symbolverzeichnis

k	Wellenzahl
L	charakteristische Länge
l	Länge, Wandstärke
L_E	Luftschallpegel Empfangsraum
L_p	Schalldruckpegel
$\overline{L_p}$	Mittlerer Schalldruckpegel
L_S	Luftschallpegel Senderraum
L_W	Schallleistungspegel
m	Masse
m'	Masse pro Längeneinheit
m''	Flächenmasse
M_z	Moment um z-Achse
Nu	Nusselt-Zahl
P_0	Bezugsschallleistung gleich 1 pW
P	Leistung
p_0	Bezugsschalldruck gleich 20 μPa
p	Druck, Schalldruck
p_2'	Luftschallfeld durch Kraftanregung, Außen
p_2	Schalldurchgang
P_α	Verlustanteil der Schallleistung durch Absorption
p_a	Schalleinfall

P_E	Luftschalleistung Empfangsraum
p_F	Luftschallfeld durch Kraftanregung, Innen
P_+	einfallende Schalleistung
Pr	Prandtl-Zahl
p_r	reflektiertes Schallfeld
P_S	Luftschalleistung Senderaum
P_τ	Transmittierte Schalleistung
\dot{Q}	Wärmefluss, Wärmestrom
Q	Wärme
\dot{q}	Wärmestromdichte
R	Luftschalldämmmaß, Abstand zu einer schallabstrahlenden Fläche im Fernfeld
r	Reflexionsfaktor
Ra	Rayleigh-Zahl
S	Hüllfläche
s	Federsteife
ΔT	Temperaturdifferenz
T	Periodendauer, absolute Temperatur
t	Zeit, Transmissionsfaktor
U	innere Energie
\dot{V}	Volumenstrom

Symbolverzeichnis

\hat{v}	Geschwindigkeitsvektor Scheitelwert
v	Schallschnellevektor
v	Schnelle
V_B	Differenz der Thermospannung bei DSC Messung leerem Tiegel
V_{cal}	Differenz der Thermospannung bei DSC Messung mit Referenz
V_{sam}	Differenz der Thermospannung bei DSC Messung mit Probe
v_y	transversale Schnelle
W	Arbeit
W_R	reversible Energie
W_v	Verlustenergie
w_z	Winkelgeschwindigkeit um z-Achse
xyz	kartesische Koordinaten
Δx_M	Mikrofonabstand
Z	Impedanz
z	Wandimpedanz

Abkürzungsverzeichnis

BSH	BSH Hausgeräte GmbH
CT	Computertomographie
DK	Dachkreisel
DSC	Differential Scanning Calorimetry
EU	Europäische Union
FPS	Fensterprüfstand
GG	Getrennt-Getrennt
GV	Geschirrspülvollautomat
HFM	Heat Flow Meter
MG	Maßgedeck
OK	Oberkorb
PTB	Physikalisch-Technischen Bundesanstalt
PUR	Polyurethan
THB	Transient Hot Bridge
THS	Transient Hot Strip

Abkürzungsverzeichnis

TTS	Time-Temperatur Superposition
UK	Unterkorb
V&V	Validierung und Verifikation
ZG	Zusammen-Getrennt
ZZ	Zusammen-Zusammen

Literaturverzeichnis

[ANTON PAAR 2015]

Anton Paar: MCR: Temperiereinheiten, 2015, <http://www.anton-paar.com/?eID=documentsDownload&document=54162&L=1>.

[ANTON PAAR 2016]

Anton Paar: MCR: The Modular Compact Rheometer Series, 2016, <http://www.anton-paar.com/de-de/produkte/details/?eID=documentsDownload&document=18378&cHash=bdf7a1d394e7a2c90e0d99daeed78e73&L=8>.

[ASTM E756-05 2010]

ASTM E756-05: Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials, 2010.

[BLUMM & KAISERSBERGER 2001]

Blumm, J.; Kaisersberger, E.: ACCURATE MEASUREMENT OF TRANSFORMATION ENERGETICS AND SPECIFIC HEAT BY DSC IN THE HIGH-TEMPERATURE REGION. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 64 (2001), S. 385–391.

[BMUB 2015]

BMUB: Ökodesign-Richtlinie, 2015, <http://www.bmub.bund.de/P417/>.

[BÖCKH & WETZEL 2014]

Böckh, P.; Wetzel, T.: *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*. 5. Auflage. Berlin and Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2014.

[BOLTON ET AL. 1996]

Bolton, J. S.; Shiau, N.-M.; Kang, Y. J.: SOUND TRANSMISSION THROUGH MULTI-PANEL STRUCTURES LINED WITH ELASTIC POROUS MATERIALS. *Journal of Sound and Vibration* 191 (1996), S. 317–347.

Literaturverzeichnis

[BSH HAUSGERÄTE GMBH 2015]

BSH Hausgeräte GmbH: Beladungsplan 14 Maßgedecke: 9000 551 719 (9310), 2015.

[BSH HAUSGERÄTE GMBH 2016]

BSH Hausgeräte GmbH: Freistehende Geschirrspüler, 2016, http://www.bosch-home.com/Files/Bosch2/SharedContents/products/dishwashers/Free_standing_dishwashers/_stage/486x380_MCIM00502559_Bosch_ActiveWater_Eco2_Freestanding_TFT_Display.jpg.

[BUNDESREGIERUNG 2015]

Bundesregierung: Auf einen Blick: Energiehelden und Energieräuber, 2015, http://www.bundesregierung.de/Webs/Breg/DE/Themen/Energiewende/Energiesparen/Energiehelden_Energierauber/_node.html.

[BUNGARTZ ET AL. 2013]

Bungartz, H.-J.; Zimmer, S.; Buchholz, M.; Pflüger, D.: Modellbildung und Simulation: Eine anwendungsorientierte Einführung. 2. Auflage. Berlin and Heidelberg: Imprint: Springer Spektrum 2013.

[CREMER & HECKL 1996]

Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen. 2. Auflage. Berlin: Springer-Verlag 1996.

[CRTE 2016]

CRTE: Verzinktes Stahlblech, 2016, <http://www.crtib.lu/Leitfaden/content/DE/116/C532/>.

[DEALY & PLAZEK 2009]

Dealy, J.; Plazek, D.: Time-Temperature Superposition: A Users Guide. Rheology Bulletin (2009) 78, S. 16–31, <http://www.chem.mtu.edu/~fmorriso/cm4655/DealyPlazekTimeTempSuper2009.pdf>.

[DEW 2015]

DEW: Acidur 4301: Werkstoffdatenblatt X5CrNi18-10 1.4301, 2015, http://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/RSH/1.4301_de.pdf.

[DIN EN 12667 2001]

DIN EN 12667: Bestimmung des Wärmedurchlasswiderstandes nach dem Verfahren mit dem Plattengerät und dem Wärmestrommessplatten-Gerät, 2001 Mai.

[DIN EN 50242 2013]

DIN EN 50242: Elektrische Geschirrspüler für den Hausgebrauch - Messverfahren für Gebrauchseigenschaften, 2013 August.

[DIN EN 60704-1 2010]

DIN EN 60704-1: Elektrische Geräte für den Hausgebrauch und ähnliche Zwecke - Prüfvorschrift für die Bestimmung der Luftschallemission - Teil 1: Allgemeine Anforderungen, 2010 Dezember.

[DIN EN 60704-2-3 2006]

DIN EN 60704-2-3: Elektrische Geräte für den Hausgebrauch und ähnliche Zwecke - Prüfvorschrift für die Bestimmung der Luftschallemission - Teil 2-3: Besondere Anforderungen für Geschirrspülmaschinen, 2006 Februar.

[DIN EN 60704-3 1996]

DIN EN 60704-3: Prüfvorschrift für die Bestimmung der Luftschallemission von elektrischen Geräten für den Hausgebrauch und ähnliche Zwecke - Teil 3: Verfahren zur Bestimmung und Nachprüfung angegebener Geräuschemissionswerte, 1996 Januar.

[DIN EN ISO 3743-2 2009]

DIN EN ISO 3743-2: Akustik - Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen - Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 für kleine, transportable Quellen in Hallfeldern - Teil 2: Verfahren für Sonder-Hallräume, 2009 November.

[DIN EN ISO 3744 2011]

DIN EN ISO 3744: Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen - Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene, 2011 Februar.

[DIN EN ISO 6721-1 2011]

DIN EN ISO 6721-1: Kunststoffe – Bestimmung dynamisch-mechanischer Eigenschaften – Teil 1: Allgemeine Grundlagen, 2011 August.

Literaturverzeichnis

[DIN EN ISO 6721-3 1996]

DIN EN ISO 6721-3: Kunststoffe - Bestimmung dynamisch-mechanischer Eigenschaften - Teil 3: Biegeschwingung Resonanzkurven-Verfahren, 1996 Dezember.

[DOERING ET AL. 2012]

Doering, E.; Dehli, M.; Schedwill, H.: Grundlagen der Technischen Thermodynamik: Lehrbuch für Studierende der Ingenieurwissenschaften. 7. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag 2012.

[EHRENSTEIN 2004]

Ehrenstein, G. W.: Handbuch Kunststoff-Verbindungstechnik. München: Hanser 2004.

[EUROPEAN COMMISSION 2015]

European Commission: Industrial Sustainability, 2015, <http://ec.europa.eu/growth/industry/sustainability/>.

[FRITZSON ET AL. 2014]

Fritzson, P.; Pop, A.; Asghar, A.; ...: OpenModelica Users Guide: Version 2014-03-08 for OpenModelica 1.9.1 Beta2, 2014, <https://www.openmodelica.org/images/docs/OpenModelicaUserGuide.htm>.

[GREENTEG AG 2016a]

greenTEG AG: gSKIN: Heat Flux Sensors for R&D, 2016a, http://shop.greenteg.com/wp-content/uploads/gSKIN_Heat-Flux-Sensors-RD_Datasheet_v3.14.pdf.

[GREENTEG AG 2016b]

greenTEG AG: A Heat Flux Sensor is a Seebeck Sensor, 2016b, <http://www.greenteg.com/heat-flux-sensor/seebeck-sensor/>.

[HAHNE & ELGETI 2013]

Hahne, E.; Elgeti, K.: E1 Stationäre Wärmeleitung. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin and Heidelberg: Springer 2013, S. 709–726.

[HAMMERSCHMIDT & MEIER 2006]

Hammerschmidt, U.; Meier, V.: New Transient Hot-Bridge Sensor to Measure Thermal Conductivity, Thermal Diffusivity, and Volumetric Specific Heat. International Journal of Thermophysics 27 (2006) 3, S. 840–865.

[HÄUPL 2013]

Häupl, P.: Lehrbuch der Bauphysik: Schall - Wärme - Feuchte - Licht - Brand - Klima. 7. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg 2013.

[HECKL 1995]

Heckl, M.: Taschenbuch der technischen Akustik. 2. Auflage. Berlin and Heidelberg and New York and London and Paris and Tokyo and Hong Kong and Barcelona and Budapest: Springer 1995.

[HERWIG & MOSCHALLSKI 2009]

Herwig, H.; Moschallski, A.: Wärmeübertragung: Physikalische Grundlagen - Illustrierende Beispiele - Übungsaufgaben mit Musterlösungen ; mit 41 Tabellen. 2. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2009.

[HOLGER 2013]

Holger, M.: E2 Instationäre Wärmeleitung in ruhenden Körpern. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin and Heidelberg: Springer 2013, S. 727–750.

[INCROPERA & DEWITT 1996]

Incropera, F. P.; DeWitt, D. P.: Fundamentals of heat and mass transfer. 4. Auflage. New York: Wiley 1996.

[KABELAC & VORTMEYER 2013]

Kabelac, S.; Vortmeyer, D.: K1 Strahlung technischer Oberflächen. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin and Heidelberg: Springer 2013, S. 1081–1096.

[KAISER 2016]

Kaiser, W.: Kunststoffchemie für Ingenieure: Von der Synthese bis zur Anwendung. 4. Auflage. München: Hanser 2016.

[KLAN 2013]

Klan, H.: F2 Wärmeübertragung durch freie Konvektion: Außenströmung. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin and Heidelberg: Springer 2013, S. 757–764.

Literaturverzeichnis

[KOLLMANN 2000]

Kollmann, F. G.: Maschinenakustik: Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung. 2. Auflage. Berlin [u.a.]: Springer 2000.

[KURTZE ET AL. 1975]

Kurtze, G.; Schmidt, H.; Westphal, W.: Physik und Technik der Lärmbekämpfung: Mit 58 Taf. 2. Auflage. Karlsruhe: Braun 1975.

[LAURIKS ET AL. 1992]

Lauriks, W.; Mees, P.; Allard, J. F.: THE ACOUSTIC TRANSMISSION THROUGH LAYERED SYSTEMS. Journal of Sound and Vibration 155 (1992), S. 125–132.

[LINSEIS 2015a]

Linseis: HFM - Heat Flow Meter, 2015a, http://www.linseis.com/fileadmin/user_upload/Brochures/Diffusivity/LINSEIS_HFM_Heat_Flow_Meter.pdf.

[LINSEIS 2015b]

Linseis: THB-1 Transient Hot Bridge, 2015b, http://www.linseis.com/fileadmin/_migrated/content_uploads/Transient_Hot_Bridge_THB_1_ENG_01.pdf.

[LIU 2014]

Liu, Y.: Sound transmission through triple-panel structures lined with poroelastic materials. Journal of Sound and Vibration 339 (2014), S. 376–395.

[MAIA & SILVA 1997]

Maia, N. M. M.; Silva, J. M. M. e.: Theoretical and experimental modal analysis, Band 9. Taunton and Somerset and England and New York: Research Studies Press and Wiley 1997.

[MEIER 2011]

Meier, V.: Bericht über den aktuellen Stand der Transient-Hot-Bridge-Technik, 2011.

[MODELICA ASSOCIATION 2014]

Modelica Association: Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling: Language Specification: Version 3.3 Revision 1, 2014, <https://www.modelica.org/documents/ModelicaSpec33Revision1.pdf>.

[MÖSER 2007]

Möser, M.: Technische Akustik. VDI, 7. Auflage. Berlin and Heidelberg and New York: Springer 2007.

[NETZSCH-GERÄTEBAU GMBH 2012]

NETZSCH-Gerätebau GmbH: Dynamische Differenz-Kalorimetrie: Methode, Technik, Applikationen, 2012, <https://www.netzsch-thermal-analysis.com/de/produkte-loesungen/dynamische-differenzkalorimetrie-differenz-thermoanalyse/dsc-204-f1-phoenix/>.

[NETZSCH-GERÄTEBAU GMBH 2015]

NETZSCH-Gerätebau GmbH: Technische Daten - DSC 204 F1 Phoenix, 2015, <https://www.netzsch-thermal-analysis.com/de/produkte-loesungen/dynamische-differenzkalorimetrie-differenz-thermoanalyse/dsc-204-f1-phoenix/>.

[NEUMANN 1995]

Neumann, H.-J.: Was ist Bitumen? Bitumen (1995) 4, S. 146–151.

[NOLLAU 2009]

Nollau, R.: Modellierung und Simulation technischer Systeme: Eine praxisnahe Einführung. Berlin and Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2009.

[OBLINGER 2015]

Oblinger, M.: Entwicklung und Qualifikation eines Prüfsystems zur Bestimmung der Materialdämpfung von Polymeren. Hochschulschrift, Hochschule Kempten, Kempten, 2015.

[PELSTER ET AL. 2005]

Pelster, R.; Pieper, R.; Hüttl, I.: Thermospannungen: Viel genutzt und fast immer falsch erklärt. Physik und Didaktik in Schule und Hochschule (2005), S. 10–22, https://www.tu-chemnitz.de/physik/FPRAK/F-Praktikum/Versuche_alt/v23lit.pdf.

[PLÜMECKE 1932]

Plümecke, K.: Die Verwendung von Bitumen zu Dämmstoffen gegen Schall und Erschütterung. Bitumen (1932) 9, S. 174–179.

Literaturverzeichnis

[RABE 2008]

Rabe, M.: Verifikation und Validierung für die Simulation in Produktion und Logistik: Vorgehensmodelle und Techniken. Berlin and Heidelberg: Springer 2008.

[SCHIELE 2015]

Schiele, A.: Validierung und Verifikation einer instationären thermischen Systemsimulation von Geschirrspülvollautomaten. Hochschulschrift, Duale Hochschule Heidenheim, Heidenheim, 2015.

[SENNHEISER 1974]

Sennheiser, J.: Über den Einfluss endlicher Dimensionen auf die Schallabstrahlung dünner Platten unterhalb der Grenzfrequenz. Hochschulschrift, Eidgenössische Technische Hochschule, Zürich, 1974, <http://e-collection.library.ethz.ch/eserv/eth:31286/eth-31286-02.pdf>.

[SIGLOCH 2014]

Sigloch, H.: Technische Fluidmechanik. 9. Auflage. Berlin and Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2014.

[SINNER 1960]

Sinner, H.: Über das Waschen mit Haushaltwaschmaschinen. 2. Auflage. Haus+Heim VERLAG 1960.

[STEPHAN 2013]

Stephan, P.: B1 Wärme und verschiedene Arten der Wärmeübertragung. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin and Heidelberg: Springer 2013, S. 17–22.

[THESS 2013]

Thess, A.: F Wärmeübertragung durch freie Konvektion. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin and Heidelberg: Springer 2013, S. 751–755.

[TREVATHAN 2005]

Trevathan, J.: Sound transmission through walls: A coupled BEM/FEM approach. Hochschulschrift, University of Canterbury, 2005, <http://hdl.handle.net/10092/5922>.

[ULLRICH & BODMER 2013]

Ullrich, C.; Bodmer, T.: D6 Stoffwerte von Feststoffen. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin and Heidelberg: Springer 2013, S. 629–706.

[UMWELTBUNDESAMT 2015]

Umweltbundesamt: EU-Energielabel Geschirrspüler, 2015, http://www.bundesregierung.de/Content/DE/_Bilder/Uebersichtsseiten/Energiekonzept/3-Energie-sparen/grafik-eu_energielabel_geschirrspueler.jpg?__blob=bpaDownload&v=2.

[VAN GURP & PALMEN 1998]

van Gulp, M.; Palmen, J.: Time-Temperature Superposition for Polymeric Blends. Rheology Bulletin (1998) 67, S. 5–8, http://www.rheology.org/sor/publications/rheology_b/jan98/van_gulp&palmen.pdf.

[VEIT 2005]

Veit, I.: Technische Akustik: Grundlagen der physikalischen, physiologischen und Elektroakustik. 6. Auflage. Würzburg: Vogel 2005.

[WAGNER & KRETZSCHMAR 2013]

Wagner, W.; Kretzschmar, H.-J.: D2 Stoffwerte von bedeutenden reinen Fluiden. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin and Heidelberg: Springer 2013, S. 175–356.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen einer Kooperation zwischen der BSH Hausgeräte GmbH und dem Lehrstuhl für Experimentalphysik II der Universität Augsburg. Mein ganz besonderer Dank gilt hierbei Prof. Dr. Siegfried Horn für die wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit, die vielseitigen Anregungen in den persönlichen Gesprächen und das stetige Interesse am Fortgang der Arbeiten. Herrn Prof. Dr. Ferdinand Haider danke ich hier für die Erstellung des Zweitgutachtens. In diesem Zusammenhang sei auch dem ehemaligen Leiter der Entwicklung des Produktbereichs Geschirrspülen, Herrn Dr. José Ramón García gedankt. Als Initiator für eine solche Zusammenarbeit brachte er dieses und viele weitere Projekte auf den Weg.

Dr. Matthias Klemm und Dr. Günter Obermeier möchte ich für die inspirierenden Gespräche und stete Unterstützung, nicht nur bei Messaufgaben, sondern auch für die kritische inhaltliche Durchsicht der Arbeit und vielem Weiteren danken.

Bei allen meinen Kollegen der BSH möchte ich mich für die Hilfsbereitschaft und das angenehme Arbeitsklima bedanken. Ich danke Herrn Heiko Fritz für seinen Einsatz und das Vertrauen. Erst dadurch wurde die Arbeit in dieser Form und Aufarbeitung möglich. Andreas Hitzler möchte ich besonders für die konstruktiven Diskussionen und zahllosen Anregungen danken. Michael Oblinger und Alexander Schiele danke ich recht herzlich für die Beiträge zur Messtechnik und Simulation durch ihre Studienarbeiten.

Heiko Wendland und seinem Team des Schäumtechnikums der BSH in Giengen danke ich besonders für die Unterstützung in der frühen Phase der Arbeiten mit PUR-Schaum. Neben der schnellen und unkomplizierten Anfertigung von Prototypen waren die Gespräche über die Eigenschaften und Verarbeitung von Schäumen entscheidend für die Erreichung der gesetzten Ziele.

Ich danke meiner Familie, insbesondere meinen Eltern, die mir diese Ausbildung ermöglichten. Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Frau Nicole für die immerwährende Unterstützung und Ermunterung während der zeitintensiven Phase der Arbeit danken.