

Methodische Erarbeitung von Konstruktionsregeln für die Gestaltung von direkt additiv gefertigten Partikeldämpfern aus dem Laser-Strahlschmelzen

zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)
der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Paderborn

genehmigte
DISSERTATION

von
Thomas Künneke, M.Sc.
aus Paderborn

Tag des Kolloquiums: 30.09.2024

Referent: Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Roland Lachmayer

Zusammenfassung

Additive Fertigungsverfahren generieren Bauteile durch das schrittweise Hinzufügen von Material ohne formgebende Werkzeuge. Dabei bilden CAD-Daten die Grundlage für zu meist schichtweise ablaufenden Fertigungsprozesse. Neben großen Freiheiten in der Bau teilgestaltung bieten verfahrensspezifische Eigenschaften die Möglichkeit zur Funktionsintegration. So ermöglicht das Laser-Strahlschmelzen (LBM) als pulverbettbasiertes, additiv es Fertigungsverfahren die direkte Integration von Partikeldämpfern im Fertigungspro zess. Der Einsatz in der Praxis ist aufgrund fehlender Konstruktionsregeln jedoch stark ein geschränkt.

In der vorliegenden Arbeit werden Konstruktionsregeln für die Gestaltung von direkt additiv gefertigten Partikeldämpfern aus dem LBM erarbeitet. Die Analyse von Einflussfaktoren und die Auswahl geeigneter experimenteller Untersuchungsmethoden bilden dabei die Grundlage. Hierauf basierende experimentelle Untersuchungen erlauben die Beurteilung der Dämpfungswirkung durch die direkte Integration des Partikeldämpfers im LBM-Pro zess. Die hierbei entstehenden Kennfelder erlauben schließlich das Ableiten von allgemeinen Trends. Diese können wiederum in Konstruktionsregeln konsolidiert werden. Abschlie ßend zeigt die Validierung an einem Anwendungsbeispiel die praktische Nutzbarkeit der Konstruktionsregeln auf.

Summary

Additive manufacturing processes generate parts by gradually adding material without the need for shaping tools. CAD data forms the basis for manufacturing processes that usually take place layer by layer. In addition to great freedom in the design, process-specific properties offer the possibility for function integration. For example, laser beam melting (LBM) as a powder-bed-based additive manufacturing process enables the direct integration of particle dampers in the manufacturing process. However, its practical use is severely limited due to a lack of design rules.

In the present work, design rules for the design of directly additive manufactured particle dampers from LBM are developed. The analysis of influencing factors and the selection of suitable experimental investigation methods form the basis for this. Experimental investigations based on these allow the assessment of the damping effect through the direct integration of the particle damper in the LBM process. The resulting characteristic maps ultimately allow the derivation of general trends. These in turn can be consolidated in design rules. Finally, the validation demonstrates the practical usability of the design rules using an application example.

Liste der Vorveröffentlichungen

KÜNNEKE, T.; ZIMMER, D.: Funktionsintegration additiv gefertigter Dämpfungsstrukturen bei BiegeschwingungenAdditiv gefertigte Bauteile und Strukturen. 1. Tagung des DVM-Arbeitskreises „Additiv gefertigte Bauteile und Strukturen“, Berlin, 2016, S. 151–160

KÜNNEKE, T.; ZIMMER, D.: Funktionsintegration additiv gefertigter Dämpfungsstrukturen bei Biegeschwingungen. In: Richard, H. A.; Schramm, B.; Zipsner, T. (Ed.): Additive Fertigung von Bauteilen und Strukturen, 2017, S. 61–74

KÜNNEKE, T.; BÜCKER, S.; LIENEKE, T.; LAMMERS, S.; ZIMMER, D.: Ein Beitrag zur Anpassung bestehender Konstruktionsmethodiken an die additiven Fertigungsverfahren. In: Kynast, M.; Eichmann, M.; Witt, G. (Ed.): Rapid.Tech + FabCon 3.D - International Trade Show & Conference for Additive Manufacturing - Proceedings of the 15th Rapid.Tech Conference, Erfurt, Germany, 5-7 June 2018, 2018, S. 128–143

KÜNNEKE, T.; ZIMMER, D.: Schall mittels Pulver dämpfen. In: Konstruktionspraxis, Ausg. 06/2019, S. 24–26

KÜNNEKE, T.; ZIMMER, D.: Konstruktionsregeln für additiv gefertigte Partikeldämpfer/Design rules for additive manufactured particle dampers. Konstruktion, Bd. 73, Ausg. 11-12, 2021, S. 72–78

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik (KAt) und am Direct Manufacturing Research Center (DMRC) der Universität Paderborn.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer danke ich für die Überlassung des Forschungsthemas sowie die Unterstützung und die kritischen, aber sehr förderlichen Diskussionen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Roland Lachmayer danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats. Ebenso gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Balázs Magyar sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Gunter Kullmer für die Mitarbeit in der Promotionskommision.

Meinen Kolleginnen und Kollegen des Lehrstuhls für Konstruktions- und Antriebstechnik und des Direct Manufacturing Research Centers danke ich für das stets hervorragende Arbeitsklima sowie die vielfältige Unterstützung während der Erstellung dieser Dissertation. Mein Dank gilt ebenfalls allen Studentinnen und Studenten, die durch ihre Mitarbeit sowie durch ihre Studien- und Abschlussarbeiten einen Teil zu dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein besonderer Dank gilt meiner Frau Nadine Künneke für ihre Rücksichtnahme, den Rückhalt, ihre Unterstützung und nicht zuletzt für ihre aufmunternden Worte. Ebenfalls gilt mein besonderer Dank meiner Familie für die Aufmunterungen sowie für ihre fortwährende Unterstützung und ihr Interesse an meiner Arbeit.

Harsewinkel, im November 2024

Thomas Künneke

Inhaltsverzeichnis	Seite
1 Einleitung und Motivation.....	1
1.1 Aufbau der Arbeit	2
2 Stand der Forschung und Technik	4
2.1 Additive Fertigungsverfahren	4
2.1.1 Laser-Strahlschmelzen	5
2.1.2 Fertigungsrestriktionen beim LBM	7
2.2 Schwingungen und Maßnahmen zur Schwingungsreduktion	9
2.2.1 Schwingungsdämpfung.....	9
2.2.2 Schwingungstilgung	10
2.2.3 Schwingungsisolierung	10
2.3 Partikeldämpfer.....	11
2.4 Leistungsansatz nach Yang	15
2.5 Beeinflussung von Schwingungen durch AM	19
3 Zielstellung	22
4 Vorgehen zur Ableitung von Konstruktionsregeln von direkt additiv gefertigten Partikeldämpfern.....	23
5 Analyse der Ausgangssituation und Definition des Untersuchungsgegenstandes	24
5.1 Der direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer.....	24
5.2 Einflussfaktoren auf die Dämpfungswirkung.....	24
5.3 Pulvercharakterisierung.....	28
5.3.1 Partikelgrößenverteilung	29
5.3.2 Partikelform.....	30
5.3.3 Fließfähigkeit	32
5.4 Definition des Untersuchungsgegenstands	33
6 Experimentelle Untersuchungen.....	35
6.1 Prüftechnik	35
6.1.1 Versuchsaufbau	35
6.1.2 Durchführung von Messungen	38
6.1.3 Resonanzfrequenz.....	40
6.1.4 Korrektur des Phasenfehlers	41
6.1.5 Korrektur der effektiven Masse	43

6.1.6 Validierung der Prüftechnik	43
6.2 Versuchsplanung	47
6.3 Ergebnisse und Beobachtungen	49
6.3.1 Vertikale Anregung	50
6.3.2 Horizontale Anregung	85
7 Interpretation der Ergebnisse und Ableiten von Konstruktionsregeln	124
7.1 Konstruktionsregeln für vertikale Schwingungen	127
7.1.1 Steigerung der globalen Dämpfung	127
7.1.2 Steigerung der maximalen Dämpfung	129
7.1.3 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f	130
7.1.4 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ	132
7.2 Konstruktionsregeln für horizontale Schwingungen	133
7.2.1 Steigerung der globalen Dämpfung	133
7.2.2 Steigerung der maximalen Dämpfung	136
7.2.3 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f	137
7.2.4 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ	140
7.3 Konstruktionsregeln für Hohlräume mit Gitterstrukturen	141
7.4 Fazit Konstruktionsregeln	142
8 Validierung an Anwendungsbeispiel	143
8.1 Grundlagen und Randbedingungen	143
8.2 Auswahl des Partikeldämpfers	147
8.3 Experimentelle Untersuchungen	149
9 Zusammenfassung und Ausblick	151
10 Literaturverzeichnis	154

Verzeichnis der Abkürzungen

AM	Additive manufacturing
CAD	Computer-aided design
FEM	Minite Element Methode
FFT	Fast Fourier Transform (dt. Schnelle Fourier-Transformation)
K	Kraftmesselement
LBM	Laser beam melting (dt. Laser-Strahlschmelzen)
LDV	Laserdopplervibrometer
LV	Leistungsverstärker
MDE/S	Messdatenerfassung und Steuerung
MMDS	Multi motor drive system (dt. Mehrmotorenantriebssystem)
MQA	Mittlere quadratische Abweichung
NOPD	Non-obstructive particle damper
NVH	Noise vibration harshness
PC	Prüfstandscomputer
PK	Prüfkörper
REM	Rasterelektronenmikroskop
SE	Schwingerreger

Verzeichnis der Formelzeichen

Allgemeine Notation und Indizes

\hat{x}, \hat{X}	Amplituden
$\underline{x}, \underline{X}$	Komplexe Größen
\dot{x}	1. Ableitung nach der Zeit
\ddot{x}	2. Ableitung nach der Zeit
$\Delta(\cdot)$	Differenz
$(\cdot)_{\text{eff}}$	Effektivwert
$(\cdot)_{H(\cdot)}$	Hohlraumparameter
$(\cdot)_{\max}$	Maximalwert
$(\cdot)_{\min}$	Minimalwert
$(\cdot)_{\text{mittel}}$	Mittelwert
$(\cdot)_{(\cdot), \text{oPD}}$	Ohne Partikeldämpfer
$(\cdot)_{(\cdot), \text{mPD}}$	Mit Partikeldämpfer

Formelzeichen und Symbole

a	[mm/s ²]	Beschleunigung
A	[]	Bruchdehnung
a_G	[mm]	Achsabstand
A_E	[mm ²]	Anregungsfläche
a_{Gitter}	[mm]	Kantenlänge der Gittereinheitszelle
b_a	[mm]	Wandstärke
$b_{G(\cdot)}$	[mm]	Zahnbreite
b_H	[mm]	Hohlraumbreite
b_i	[mm]	Spaltbreite
B_W	[mm]	Wandbreite
c	[N/mm]	Federkonstante
d_H	[mm]	Hohlraumdurchmesser
d_i	[mm]	Innendurchmesser
d_{Strebe}	[mm]	Strebendurchmesser
$d_{W(\cdot)}$	[mm]	Wälzkreisdurchmesser
E	[MPa]	Elastizitätsmodul
E_{kin}	[J]	Kinetische Energie
f	[Hz]	Frequenz
F	[N]	Kraft
f_0	[Hz]	Eigenfrequenz
F_{Ps}	[]	Formparameter Sphärität
f_{Resonanz}	[Hz]	Resonanzfrequenz
f_z	[Hz]	Zahnreingriffs frequenz
g	[m/s ²]	Fallbeschleunigung

h_F	[mm]	Freiraum
h_H	[mm]	Hohlraumhöhe
h_{HE}	[mm]	Hohlraumhöhe Einzelhohlraum
H_V	[HV]	Vickershärte
H_W	[mm]	Wandhöhe
l_H	[mm]	Hohlraumlänge
$l_{\bar{u}}$	[mm]	Überhanglänge
j	[]	Schlupf
m	[g]	Masse
m_{eff}	[g]	Effektive Masse
$m_{G,(.)}$	[mm]	Modul
m_{PK}	[g]	Prüfkörpermasse
$m_{primär}$	[g]	Primärmasse
MQA	[]	Mittlere quadratische Abweichung
m_{Ref}	[g]	Referenzmasse
n	[1/min]	Drehzahl
$n_{(.)}$	[]	Anzahl der Hohlraumunterteilungen
P	[W]	Blindleistung
P_{el}	[W]	Elektrische Leistung
P_M	[W]	Mechanische Leistung
Q	[W]	Wirkleistung
q_3	[]	Verteilungsdichte
R_a	[μ m]	Mittenrauheit
R_m	[MPa]	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	[MPa]	Elastizitätsgrenze
R_z	[μ m]	Gemittelte Rautiefe
s	[mm]	Schwingweg
S	[W]	Komplexe Leistung
t	[s]	Zeit
t_H	[mm]	Hohlraumtiefe
t_{HE}	[mm]	Hohlraumtiefe Einzelhohlraum
T_W	[mm]	Wanddicke
t_w	[mm]	Wandstärke
U	[V]	Spannung
u, v, w	[]	Raumkoordinaten
v	[mm/s]	Geschwindigkeit
V_H	[mm ³]	Hohlraumvolumen
V_P	[mm ³]	Primärvolumen
$V_{PW,(.)}$	[mm ³]	Primärvolumen Wand
x	[μ m]	Partikelgröße
Z	[]	Bruch einschnürung
$Z_{G,(.)}$	[]	Zähnezahl
$\alpha_{G,(.)}$	[$^{\circ}$]	Eingriffswinkel
β_{AE}	[]	Seitenverhältnis der Anregungsfläche
β_V	[]	Volumenverhältnis
β_Z	[]	Zylinderverhältnis liegender Zylinder

β_{zs}	[]	Zylinderverhältnis stehender Zylinder
Γ	[]	Dimensionslose Beschleunigung
δ	[°]	Überhangwinkel
η	[]	Verlustfaktor
η_{\max}	[]	Maximaler Verlustfaktor
η_{\min}	[]	Minimaler Verlustfaktor
η_{mittel}	[]	Mittlerer Verlustfaktor
$\rho_{\text{Füll}}$	[]	Füllrate
ϕ	[°]	Phasenwinkel zwischen Kraft und Geschwindigkeit
ϕ_E	[°]	Phasenfehler
ϕ_F	[°]	Phasenwinkel der Kraft
ϕ_V	[°]	Phasenwinkel der Geschwindigkeit
ω	[1/s]	Kreisfrequenz
ω_0	[1/s]	Kennkreisfrequenz

1 Einleitung und Motivation

Die Erzeugung von Bauteilen und Strukturen erfolgt bei additiven Fertigungsverfahren ohne formgebende Werkzeuge durch das inkrementelle Hinzufügen von Bauteilvolumen. Viele der additiven Fertigungsverfahren arbeiten nach dem Schichtbauprinzip. Die dreidimensionalen Bauteile werden hierbei in einem iterativen Prozess aus zweidimensionalen Schichten hergestellt. Dies ermöglicht ein Umdenken in der Gestaltung von Bauteilen. Diese Gestaltungsfreiheit umfasst aber nicht nur die reine geometrische Gestalt der Bauteile, sondern kann auch die Integration von Funktionen über die verfahrensspezifischen Eigenschaften der additiven Fertigungsverfahren erlauben [Geb16].

Die additiven Fertigungsverfahren haben in den letzten Jahrzehnten ein enormes Wachstum erfahren, welches jedoch vornehmlich durch den Fertigungsprozess selbst geprägt ist. Die sich durch die Gestaltungsfreiheit ergebenden Möglichkeiten wurden dabei weniger betrachtet [TMV+16]. Mittlerweile steigert sich das Interesse aus der Industrie stark. Begründet ist dies durch die große gestalterische Freiheit in der Produktkonstruktion und die große Flexibilität der Fertigung durch den Verzicht auf formgebende Werkzeuge. Diese Gründe ermöglichen bisher nicht umsetzbare Produkte zu erzeugen oder bestehende Produkte zu verbessern. Die Bauteile aus konventionellen Prozessen mit ihrer spezifischen Gestaltung direkt auf die additive Fertigung zu übertragen, ist meist nicht sinnvoll, sondern erfordert ein Umdenken im Konstruktionsprozess. Erreicht wird die gestalterische Freiheit durch die schichtweise Fertigung der Bauteile, die im Gegenzug jedoch zu vergleichsweise langen Fertigungszeiten und damit hohen Kosten führt. Um diese Kostensteigerung zu rechtfertigen, sind eine Erhöhung der Performance der Bauteile oder eine Funktionsintegration notwendig.

Hierzu können verfahrensspezifische Eigenschaften der Fertigungsverfahren eingebracht werden. Auf diese Weise können beispielsweise Funktionen zur Dämpfung oder Wärmeleitung durch das jeweilige Fertigungsverfahren in die Bauteile integriert werden. Bei den pulverbettbasierten Verfahren, wie beispielsweise dem Laser-Strahlschmelzen (engl.: Laser Beam Melting, LBM), kann das pulvörmige Ausgangsmaterial in Hohlräumen im Bauteil belassen werden. Das hieraus resultierende System, bestehend aus einem Bauteil mit eingeschlossenem Pulver, entspricht einem direkt gefertigten Partikeldämpfer. Bei einer mechanischen Schwingung des Bauteils wird ein Teil der Schwingungsenergie durch die Kollisionen der Partikel untereinander und mit der Hohlraumwand sowie durch Reibung dissipiert.

Die Verbesserung der Dämpfung im Bauteil konnte in Vorversuchen bereits qualitativ nachgewiesen werden [KZ16]. Genauere Kenntnisse über die Abhängigkeit der Dämpfungswirkung von verschiedenen Einflussfaktoren sind aktuell jedoch nur unzulänglich bekannt. Dies gilt sowohl für die Einflussfaktoren aus der Gestaltung des Partikeldämpfers als auch

für die Einflüsse durch die additive Fertigung. Ebenso fehlen bisher Hinweise zur Gestaltung durch additive Fertigungsverfahren integrierter Partikeldämpfer.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen daher Konstruktionsregeln zur Gestaltung von direkt additiv gefertigten Partikeldämpfern erarbeitet werden. Hierzu ist eine Methode zur Charakterisierung von direkt additiv gefertigten Partikeldämpfern zu erarbeiten, mit der Verbindungen zwischen den Einflussfaktoren und der Dämpfungswirkung hergestellt werden sollen. So lassen sich für die untersuchten Randbedingungen allgemeingültige Rückschlüsse ziehen und in Konstruktionsregeln konsolidieren.

1.1 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 wird der Stand der Forschung und Technik der additiven Fertigung und des Partikeldämpfers erläutert. Nach einer allgemeinen Betrachtung der additiven Fertigungsverfahren wird speziell das verwendete Laser-Strahlschmelzen thematisiert. Eine Klassifizierung der Mechanismen zur Schwingungsreduktion bildet anschließend den Einstieg in die Dämpfung. Hier wird allgemein der Partikeldämpfer vorgestellt und der Stand der Technik des additiv gefertigten Partikeldämpfers wiedergegeben.

In Kapitel 3 wird die Zielstellung der Arbeit angegeben. In Kapitel 4 wird das Vorgehen zur Bewertung der Dämpfungswirkung des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers vorgestellt.

Kapitel 5 definiert den Untersuchungsgegenstand. Hierzu zählen Analyse der Einflussfaktoren auf den direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer analysiert. Ebenso erfolgt die Werkstoffauswahl und die Auswahl der zu untersuchenden Fertigungsrandbedingungen. Hierzu zählt insbesondere auch eine Betrachtung des verwendeten Pulvers, welches die Partikelmasse im Partikeldämpfer bildet.

Kapitel 6 widmet sich den experimentellen Untersuchungen des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers. Zunächst wird der Versuchsplan entwickelt und der Versuchsaufbau erläutert. Anschließend werden die Versuchsdurchführung und -ergebnisse beschrieben.

In Kapitel 7 werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen interpretiert und Konstruktionsregeln abgeleitet.

Die ermittelten Zusammenhänge werden anschließend in Kapitel 8 an einem Anwendungsbeispiel validiert. Dazu wird ein geeignetes Anwendungsbeispiel ausgewählt und die experimentell ermittelten Konstruktionsregeln werden an diesem überprüft.

Den Abschluss der vorliegenden Arbeit bildet Kapitel 10. Die erarbeiteten Ergebnisse werden zusammenfassend dargestellt und die Übertragbarkeit diskutiert. Darüber hinaus wird ein Ausblick auf anschließende Forschungen zur Erarbeitung von Konstruktionshinweisen für weitere additive Fertigungsverfahren gegeben.

Methodische Erarbeitung von Konstruktionsregeln für die Gestaltung von direkt additiv gefertigten Partikeldämpfern aus dem Laser-Strahlschmelzen

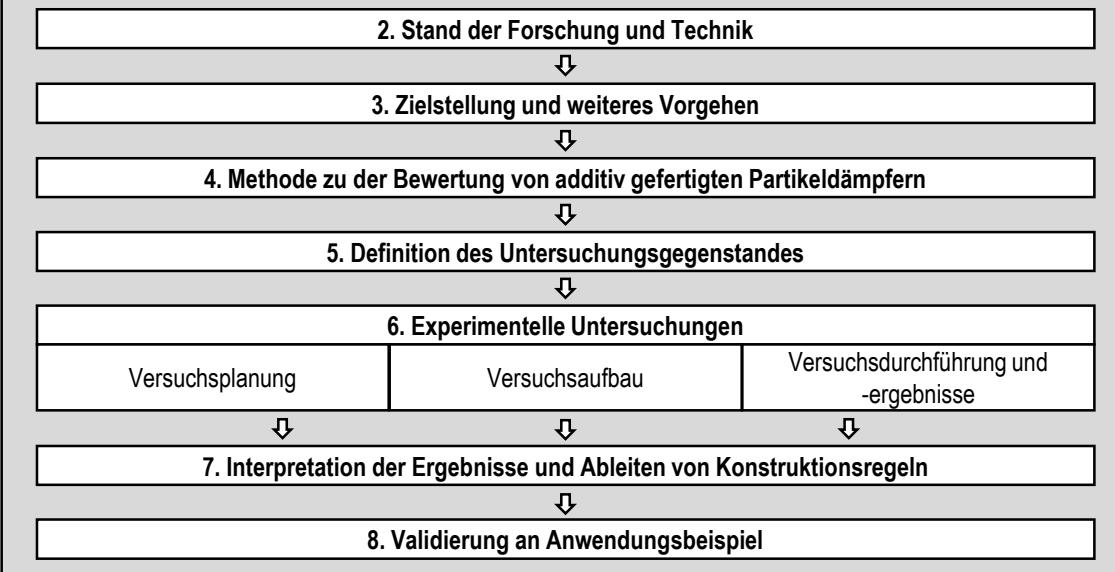


Abbildung 1-1: Struktur der Arbeit

2 Stand der Forschung und Technik

Der Stand der Forschung und Technik gibt zunächst eine Einführung in die additiven Fertigungsverfahren. Besonders hervorgehoben werden das Laser-Strahlschmelzen (LBM) und seine Einflüsse auf den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer. Anschließend wird der aktuelle Forschungsstand der Partikeldämpfer aufgezeigt. Dabei wird sowohl der Aufbau der Partikeldämpfer als auch deren Systematik beschrieben sowie auf relevante Forschungsarbeiten eingegangen. Die Beeinflussung von Schwingungen durch additive Fertigungsverfahren und speziell der Stand der Technik zum additiv gefertigten Partikeldämpfer bildet den Abschluss dieses Kapitels.

2.1 Additive Fertigungsverfahren

Die additiven Fertigungsverfahren bezeichnen eine Gruppe von Fertigungsprozessen, welche die Bauteilgestalt durch das Hinzufügen von Volumenelementen erzeugen. Nach DIN 8580 zählen sie zu den urformenden Fertigungsverfahren, welche die Bauteile durch Schaffen des Stoffzusammenhalts herstellen. Die Erzeugung des dreidimensionalen Bauteils erfolgt bei den additiven Fertigungsverfahren iterativ direkt aus CAD-Daten und geschieht meist schichtweise. Die dreidimensionale Bauteilgestalt wird dazu in einzelne, zweidimensionale Schichten zerlegt, die im Fertigungsprozess iterativ aufeinander erstellt werden.

Da die Fertigung direkt auf CAD-Daten basiert und keine formgebenden Werkzeuge notwendig sind, wird eine große Freiheit in der Bauteilgestaltung erreicht. Beispielsweise können Überhänge und Hohlräume direkt in der Gestalterzeugung ohne zusätzliche Fertigungsschritte hergestellt werden. Zudem ermöglicht die werkzeuglose Fertigung ein großes Maß an individuellen und hochgradig angepassten Bauteilen mit einem hohen Maß an Funktionsintegration [Geb16; VDI 3405].

Die Prozesskette der additiven Fertigungsverfahren lässt sich nach VDI 3405 in drei wesentliche Schritte einteilen (vgl. Abbildung 2-1).

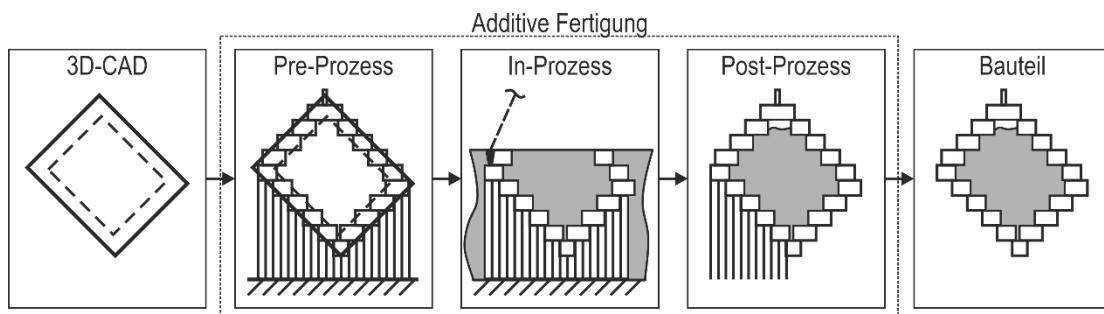


Abbildung 2-1: Prozesskette der additiven Fertigungsverfahren

Im Pre-Prozess werden die 3D-CAD-Daten für die Fertigung aufbereitet. Es erfolgt die Orientierung im Bauraum und das Zerlegen in die Einzelschichten. Ebenfalls werden die Maschinenparameter vorgegeben und Verfahrwege berechnet. Zusätzlich werden eventuell benötigte solide Stützstrukturen erzeugt, die das Bauteil während der Fertigung tragen. Weiterhin werden unter dem Pre-Prozess notwendige hardwareseitige Vorbereitungen, wie beispielsweise das Befüllen des Vorratsbehälters der Fertigungsanlage mit dem Ausgangswerkstoff, verstanden.

Im In-Prozess erfolgt die Bauteilgenerierung auf der additiven Fertigungsanlage anhand der Daten aus dem Pre-Prozess. In diesem Schritt wird die physische Bauteilgestalt durch das Hinzufügen von Volumenelementen erzeugt. Vielfach handelt es sich hierbei um einen schichtweisen, iterativ ablaufenden Prozess.

Im Post-Prozess werden Folgeschritte nach der Entnahme der Bauteile aus der Fertigungsanlage zusammengefasst. Hierzu zählen z.B. das Entfernen von Pulverresten oder solider Stützstrukturen vom Bauteil. Weitere Fertigungsschritte, die sich größtenteils nicht von anderen Fertigungsverfahren unterscheiden, können sich an den Post-Prozess anschließen [VDI 3405].

2.1.1 Laser-Strahlschmelzen

Für die direkte Herstellung von Partikeldämpfern sind die pulverbettbasierten Verfahren von besonderer Bedeutung. Diese erzeugen die Bauteile durch das schichtweise Auftragen von Pulver mit anschließendem Aufschmelzen mittels Laser, sodass die Bauteile am Ende des Fertigungsprozesses von nicht aufgeschmolzenem Pulver umgeben sind. Aber auch Hohlräume sind im Anschluss an den Fertigungsprozess mit dem pulverförmigen Ausgangswerkstoff gefüllt, was die direkte Herstellung eines Partikeldämpfers im Fertigungsprozess ermöglicht. Innerhalb dieser Arbeit wird das Laser-Strahlschmelzen betrachtet, da es zur Herstellung von Metallbauteilen Anwendung findet. Dieses Verfahren wird im folgenden Abschnitt näher erläutert und vorgestellt.

Das Laser-Strahlschmelzen (LBM) ist ein additives Fertigungsverfahren, welches pulverförmigen Ausgangswerkstoff zur Herstellung von Metallbauteilen verwendet; typische Werkstoffe für den LBM-Prozess sind Werkzeug- und Edelstähle, Titan- und Aluminiumlegierungen sowie Nickelbasislegierungen. Das Pulvermaterial wird dabei durch einen Laser vollständig aufgeschmolzen. Das LBM verwendet Schichtdicken zwischen 30 und 100 µm [BHS17]. Die übliche Partikelgrößenverteilung der verwendeten Ausgangsmaterialien liegt zwischen 10 und 45 µm [BHS17; Geb16].

Im Pre-Processing werden die im CAD-Programm erzeugten Bauteile orientiert und mit soliden Stützstrukturen versehen. Diese sind notwendig, um das Bauteil auf der Bauplattform

zu fixieren, Überhänge abzustützen und im Prozess eingebrachte Wärme abzuleiten. Darüber hinaus können mehrere Bauteile zu einem kompletten Baujob zusammengefasst werden. Schließlich erfolgt die Zerlegung in Schichten und die Zuordnung von Maschinenparametern durch einen Parametersatz. Die erzeugte Baujobdatei kann von der Maschine gelesen werden und wird dort in die Steuerbefehle umgesetzt [Geb16; VDI 3405].

Die Gestalterzeugung im In-Prozess verläuft beim LBM schichtweise. Der Prozessablauf wiederholt sich dabei iterativ für jede Schicht (vgl. Abbildung 2-2).

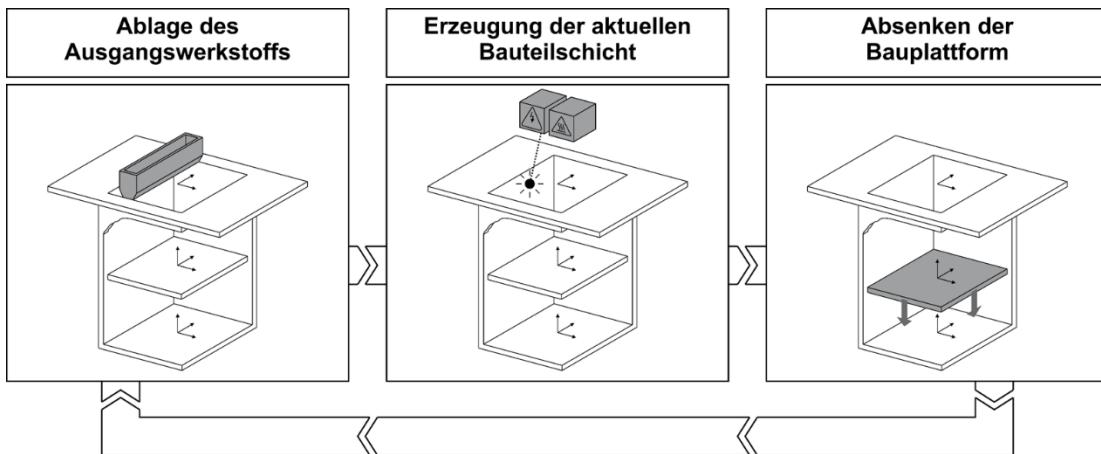


Abbildung 2-2: Prozessablauf LBM [Ada15]

Zunächst wird durch ein Beschichtersystem eine Schicht des pulverförmigen Ausgangswerkstoffs entsprechend der im Parametersatz definierten Schichtdicke aufgetragen. Über eine Scannereinheit wird ein Laserstrahl in der Bauebene verfahren und das Pulvermaterial entsprechend der Schichtdaten aufgeschmolzen. Das lokal durch den Laserstrahl erzeugte Schmelzbad dringt dabei tiefer als eine Schichtdicke ein und verschmilzt die aktuelle Bauteilschicht mit der darunterliegenden. Anschließend wird die Bauplattform um eine Schichtdicke abgesenkt und der Schichtbauprozess beginnt erneut. Nicht aufgeschmolzenes Pulvermaterial verbleibt dabei als disperses Stützmaterial im Bauraum. Dabei umgibt es das entstehende Bauteil und wird in Hohlräumen im Bauteil eingeschlossen. Streng genommen handelt es sich beim LBM-Verfahren um einen Laserschweißprozess, bei dem der pulverförmige Ausgangswerkstoff flächig aufgetragen und lokal verschweißt wird [Ada15; Geb16].

Im Post-Prozess wird das disperse Stützmaterial entfernt und der komplette Baujob aus der Maschine entnommen. Anschließend werden die Bauteile mittels mechanischen Trennverfahren, wie z.B. Sägen oder Meißeln, von der Bauplattform getrennt. Danach erfolgt die Entfernung des soliden Stützmaterials und häufig eine spanende Nachbearbeitung, wodurch die Maßhaltigkeit und die Oberflächenrauheit verbessert werden [VDI 3405].

Pulverwerkstoff für das LBM

Der LBM-Prozess weist hohe Anforderungen an die Qualität des verwendeten Pulverausgangswerkstoffs auf, um Bauteile mit hoher Dichte und guten mechanischen Eigenschaften zu erzeugen [SHE17]. Für den Partikeldämpfer ist dieses Pulver ebenfalls von großer Bedeutung, da es nach der Fertigung im Partikeldämpfer verbleibt und dort als Partikelmasse die Dämpfung generiert. An dieser Stelle soll daher auf die Eigenschaften von Pulverwerkstoffen für den LBM-Prozess eingegangen werden. Hierbei werden sowohl die wichtigen Eigenschaften als auch die wichtigsten Verfahren zur Herstellung dieser Pulver vorgestellt.

Ein wichtiges Dokument für die Charakterisierung von Pulverwerkstoffen für das LBM stellt die VDI-Richtlinie 3405 Blatt 2.3 dar. Für den additiv gefertigten Partikeldämpfer sind die chemischen Eigenschaften dabei weniger relevant. Diese können dem zugrundeliegenden Grundwerkstoff entnommen werden. Besonders wichtig sind hingegen die Kenngrößen, die das Bewegungsverhalten der Partikelmasse im Dämpfer beeinflussen, welches primär über die Fließfähigkeit bestimmt werden kann. Diese ist sowohl für das Bewegungsverhalten des Pulvers im Partikeldämpfer als auch für die Verwendung in LBM-Maschinen von großer Bedeutung. An dieser Stelle nimmt die Fließfähigkeit Einfluss auf die wiederholbare Erzeugung homogener Pulverschichten und die Förderung des Pulvers in den Maschinen. Großen Einfluss auf die Fließfähigkeit eines Pulvers haben die Partikelgrößenverteilung, die Partikelform, die Materialdichte und der Feuchtigkeitsgehalt. Die Partikelgrößenverteilung und die Partikelform werden durch den Herstellungsprozess beeinflusst, wohingegen die Materialdichte eine chemische Eigenschaft des Ausgangswerkstoffs und der Feuchtigkeitsgehalt eine Folge der Lagerung ist. Kugelförmige Partikel sind aktuell am besten zur Verwendung in LBM-Maschinen geeignet. Sie besitzen eine gute Fließfähigkeit und können somit gleichmäßige Pulverschichten in den Fertigungsmaschinen erzeugen. Typische Partikelgrößenverteilungen liegen für das LBM zwischen 10 und 60 μm [VDI 3405-2.3].

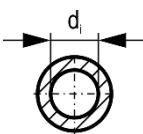
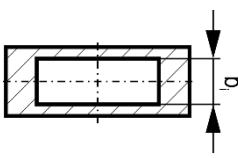
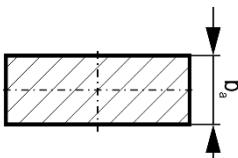
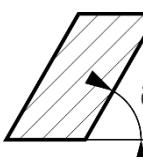
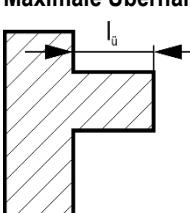
Nach VDI 3405 Blatt 2.3 werden die pulvermetallurgischen Verdüsungsverfahren zur Herstellung von Metallpulvern für das LBM grundlegend basierend auf dem Verdüsungmedium eingeteilt. Hierbei wird zwischen Wasser- und Gasverdüsung unterschieden. Das meist eingesetzte Pulvermaterial wird durch Gasverdüsung hergestellt, wodurch hauptsächlich sphärische Partikel und nur wenige asymmetrische Partikel entstehen [VDI 3405-2.3].

2.1.2 Fertigungsrestriktionen beim LBM

Die den Partikeldämpfer bildenden Hohlräume stellen aufgrund von Bauteilüberhängen und möglicherweise geringen Spaltmaßen eine Herausforderung für die additive Fertigung dar. Daher müssen in der Gestaltung von Bauteilen mit direkt integrierten Partikeldämpfern für die additive Fertigung gewisse Einschränkungen beachtet werden.

Wie auch bei anderen Herstellungsverfahren üblich sind im Bereich der additiven Fertigung solche Fertigungsrestriktionen in Form von Konstruktionsregeln abgebildet. ADAM hat eine Methode zum Ableiten von Konstruktionsregeln erarbeitet. Diese Methode liefert unter anderem allgemeingültige Konstruktionsregeln für die additive Fertigung mittels LBM. Da in dieser Arbeit ebenfalls eine wenngleich ältere SLM-Anlage zum Einsatz kommt, ist hier die Übertragbarkeit am ehesten gegeben. EHLERS hat konkrete Fertigungsrestriktionen für die Gestaltung von additiv gefertigten Partikeldämpfern aufgestellt. Die jeweiligen Konstruktionsregeln lassen sich im Allgemeinen übertragen. Dagegen lassen sich die konkret angegebenen Zahlenwerte aufgrund der Abhängigkeit von der Fertigungsmaschine und den jeweiligen Parametersätzen nicht übertragen. Hier sollen die in Tabelle 2-1 angegebenen Werte allerdings einen Anhaltspunkt geben [Ada15; EL20].

Tabelle 2-1: Zahlenwerte für relevante Konstruktionsregeln hinsichtlich des additiv gefertigten Partikeldämpfers nach [EL20]

Minimaler Innendurchmesser d_i	$d_i \geq 0,6 \text{ mm}$
	
Minimale Spaltbreite b_i	$b_i \geq 0,5 \text{ mm}$
	
Minimale Wandstärke b_a	$b_a \geq 0,5 \text{ mm}$
	
Minimaler Überhangwinkel δ	$\delta \geq 45^\circ$
	
Maximale Überhanglänge l_u	$l_u (\delta=0^\circ) \leq 3 \text{ mm}$
	

Angegeben sind minimale Werte für Innendurchmesser d_i , Spaltbreite b_i , Wandstärke b_a und Überhangwinkel δ . Zudem ist die maximale Überhanglänge l_u für Überhänge mit einem

Überhangwinkel von $\delta = 0^\circ$ angegeben. Der minimale Überhangwinkel δ und die maximale Überhanglänge l_u gelten dabei für eine Fertigung ohne solides Stützmaterial.

Besonders ist bei der Gestaltung von Partikeldämpfern für AM auf die überhängenden Bau- teilbereiche zu achten, welche sich im oberen Bereich des Hohlraums ergeben. Sind in diesem Bereich der Überhangwinkel δ zu spitz oder die Überhanglänge l_u bei einem Über- hangwinkel von $\delta = 0^\circ$ zu gering, so ist der Einsatz von soliden Stützstrukturen notwendig. Diese sind im additiv gefertigten Partikeldämpfer jedoch unerwünscht, da durch die voll- ständige Schließung des Hohlraums eine nachträgliche Entfernung nicht mehr möglich ist. Die Hohlräume sollen daher so gestaltet werden, dass keine soliden Stützstrukturen not- wendig sind. Weitere Konstruktionsregeln, wie z.B. minimale Wandstärken oder Bohrungs- durchmesser, schränken dahingegen die Gestalt des Partikeldämpfers in seinen Dimensi- onen ein, sollen an dieser Stelle aber nicht ausführlicher thematisiert werden [Ada15; EL20].

2.2 Schwingungen und Maßnahmen zur Schwingungsreduktion

Allgemein werden Schwingungen als die zeitliche Änderung einer Zustandsgröße eines Systems beschrieben. Die Zustandsgröße nimmt dabei abwechselnd zu und ab. In dieser Arbeit von Interesse sind die mechanischen Schwingungen. Hierbei sind die Zustandsgrö- ßen die mechanischen Kenngrößen (z.B. Weg, Geschwindigkeit oder Beschleunigung) [DIN 1311-1].

Die Schwingungen von Bauteilen und Systemen können nach VDI3833 Blatt 1 durch Schwingungsdämpfung, -tilgung und -isolation reduziert werden [VDI 3833-1]. Diese Maß- nahmen sind anzuwenden, wenn die Schwingungserregung nicht weiter minimiert werden kann [VDI 3833-1]. Im Folgenden sollen diese drei Maßnahmen zur Schwingungsreduktion erläutert werden.

2.2.1 Schwingungsdämpfung

Schwingungsdämpfer wandeln die kinetische Energie eines schwingenden Systems in an- dere Energieformen um und führen diese über die Systemgrenzen hinweg. Schwingungs- fähige Systeme mit einer Schwingungsdämpfung sind somit nicht konservative Systeme. Der Vorgang des Wegführrens der Energie wird auch als Energiedissipation bezeichnet [VDI 3833-1].

Energiedissipation im Sinne der Dämpfung kann durch unterschiedliche Widerstandskräfte hervorgerufen werden. Ihnen ist gemeinsam, dass sie der Bewegungsrichtung des schwin- genden Systems entgegengerichtet sind. Die verrichtete Arbeit wird Dämpfungsarbeit ge- nannt und ist die Differenz der kinetischen Energie des Schwingungssystems mit und ohne

die dämpfenden Widerstandskräfte. Eine Unterteilung der Dämpfung kann anhand der Widerstandskräfte vorgenommen werden. Hierbei wird zwischen äußerer Dämpfung durch Bewegungswiderstände und innerer Dämpfung im Werkstoff unterschieden. Eine andere Möglichkeit der Unterteilung der Dämpfung besteht anhand des dämpfenden Elements in Werkstoff-, Bauteil- und Systemdämpfung [DH12; Sel09; VDI 3833-1].

In der Realität ist die Dämpfung von einer Vielzahl von Einflüssen abhängig. Bei der analytischen Beschreibung der Dämpfung muss zwischen linearem und nichtlinearem Verhalten unterschieden werden, wobei vielfach starke Nichtlinearitäten auftreten. In der Maschinen-dynamik wird daher zur Vereinfachung häufig von kleinen Dämpfungen ausgegangen, um annähernd lineares Verhalten voraussetzen zu können. Die Dämpfungskennwerte können nicht ohne weiteres zwischen verschiedenen Systemen übertragen werden. Auch ist die Reproduzierbarkeit von Kennwerten in experimentellen Untersuchungen selten gegeben. Daher wird Dämpfung häufig stark vereinfacht betrachtet [DH12; Sel09; VDI 3833-1].

Auf ein schwingendes System bezogen zeigen sich die Auswirkungen von der Dämpfung unterschiedlich. Durch die Dämpfung klingen die Amplituden bei freien Schwingungen mit der Zeit ab. Ein Kennwert hierfür ist beispielsweise das logarithmische Dekrement. Bei erzwungenen Schwingungen mit kontinuierlicher Energiezufuhr werden Resonanzüberhö-hungen reduziert. Zudem fallen die Schwingungsamplituden unterhalb der ersten Eigenfre-quenz geringer aus. Zwischen weiteren Resonanzen können die Amplituden jedoch auch erhöht werden [DH12; Sel09; VDI 3833-1].

2.2.2 Schwingungstilgung

Im Gegensatz zur Schwingungsdämpfung wird die Reduzierung von Schwingungen bei der Schwingungstilgung nicht durch Energiedissipation, sondern durch die Kompensation der Schwingungserregung durch Massenkräfte oder -momente erzielt. Auf diese Weise schwin-gen einzelne Punkte oder Teile einer Struktur für bestimmte Frequenzen oder Frequenzbe-reiche weniger oder verbleiben in Ruhe. Schwingungstilger bestehen aus einer zusätzli-chen Masse und einer Feder und werden am schwingungsfähigen System angebracht. Der Tilgereffekt kann aber auch durch unterschiedliche elastisch gekoppelte Elemente eines Systems erzielt werden. Hinsichtlich der Energie kann die Schwingungstilgung auch als Weiterleitung der Erregerenergie auf Teilstrukturen des Systems verstanden werden. Die Kopplung zum schwingungsfähigen System ermöglicht dabei einen Energietransport in beide Richtungen. Der Schwingungstilger fungiert somit als Energiespeicher [VDI 3833-2].

2.2.3 Schwingungsisolierung

Die Maßnahmen zur Schwingungs- oder auch Körperschallisolierung reduzieren die Über-tragung mechanischer Schwingungen zwischen Bauteilen. Unterschieden werden die

Quellenisolierung im Sinne des Emissionsschutzes und die Empfängerisolierung im Sinne des Immissionsschutzes. Bei der Quellenisolierung wird die Übertragung der Kräfte ausgehend von einem System reduziert. Die Empfängerisolierung bezeichnet die reduzierte Übertragung der an einem Aufstellort vorhandenen Schwingungen auf ein zu schützendes Objekt. Die Elemente der Schwingungsisolierung weisen neben elastischen Eigenschaften auch dämpfende Eigenschaften auf. Der Effekt der Schwingungsisolierung beruht wie die Schwingungstilgung auf der Kompensation von Erregungskräften durch Massenkräfte. Letztere werden hervorgerufen durch die Schwingbewegung des Systems. Die rein passiven Elemente der Schwingungsisolierung weisen neben elastischen Eigenschaften auch dämpfende Eigenschaften auf [VDI 2062-1].

2.3 Partikeldämpfer

Die Partikeldämpfer sind aktuell verstärkt Gegenstand der Forschung. Sie bilden eine nächste Stufe in der Forschung und sind abgeleitet aus den Aufpralldämpfern. Diese sind gekennzeichnet durch eine einzelne zusammenhängende Masse im Hohlraum. Eine Vielzahl unterschiedlicher Studien beschäftigt sich mit den diversen Varianten des Partikeldämpfers, jedoch sind viele grundlegende Effekte bisher lediglich als Vermutungen geäußert und wissenschaftlich nicht hinreichend belegt. Dies gilt in besonderem Maße für den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer.

Partikeldämpfer sind passive Elemente zur Erhöhung der strukturellen Dämpfung in Bauteilen und Systemen. Ein Partikeldämpfer besteht aus einem oder mehreren Hohlräumen, die teilweise oder ganz mit Partikeln gefüllt sind [MS21]. Diese Hohlräume können direkt in die Bauteile integriert sein oder in zusätzlichen Strukturen an den schwingenden Bauteilen montiert werden [Ehl23; GMG19].

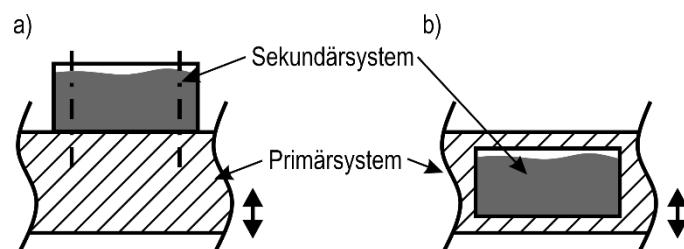


Abbildung 2-3: Aufbau des Partikeldämpfers a) am Bauteil montiert b) in das Bauteil integriert

Generell kann der Partikeldämpfer in ein Primär- und ein Sekundärsystem unterteilt werden (vgl. Abbildung 2-3). Das Primärsystem umfasst das Bauteil und den Partikelbehälter. Im Falle der direkten Integration des Partikeldämpfers in das Bauteil umfasst das Bauteil auch den Partikelbehälter. Dieser umschließt dabei den Hohlraum. Der Hohlraum und die Füllung bilden das Sekundärsystem. Dabei begrenzt der Hohlraum das Volumen, in dem sich die

Füllung befindet. Die Füllung untergliedert sich weiterhin in die Partikel und den Freiraum. Während Partikel dabei die Hilfsmasse bilden, kennzeichnet der Freiraum den Bereich des Hohlraums, der nicht mit Partikeln gefüllt ist. Für eine ausreichende Beweglichkeit der Partikel ist dieser immens wichtig [LWM+17].

Bedingt durch die Massenträgheit der Partikel entsteht bei einer Schwingbewegung des Hohlraums eine Relativbewegung zwischen Hohlraum und Partikeln. Durch die Kollision der Partikel miteinander und mit dem Hohlraum entstehen Verluste durch Reibung und Verformungen. Zusätzlich führt der Impulsaustausch zu einer Reduzierung der resultierenden Schwingung.

Historisch gesehen erfolgte die Entwicklung vom Einkammer-Aufpralldämpfer über den Mehrkammer-Aufpralldämpfer und den Einkammer-Partikeldämpfer bis zum Mehrkammer-Partikeldämpfer (vgl. Abbildung 2-4). Im Unterschied zu den klassischen Aufpralldämpfern mit einem einzelnen Körper als Hilfsmasse im Sekundärsystem zeichnen sich Partikeldämpfer durch die Unterteilung der Hilfsmasse in mehrere Einzelkörper aus. Dadurch kommt die Partikelanzahl als Parameter hinzu, wobei die Größe der Partikel dabei unterschiedlich sein kann [Yan03].

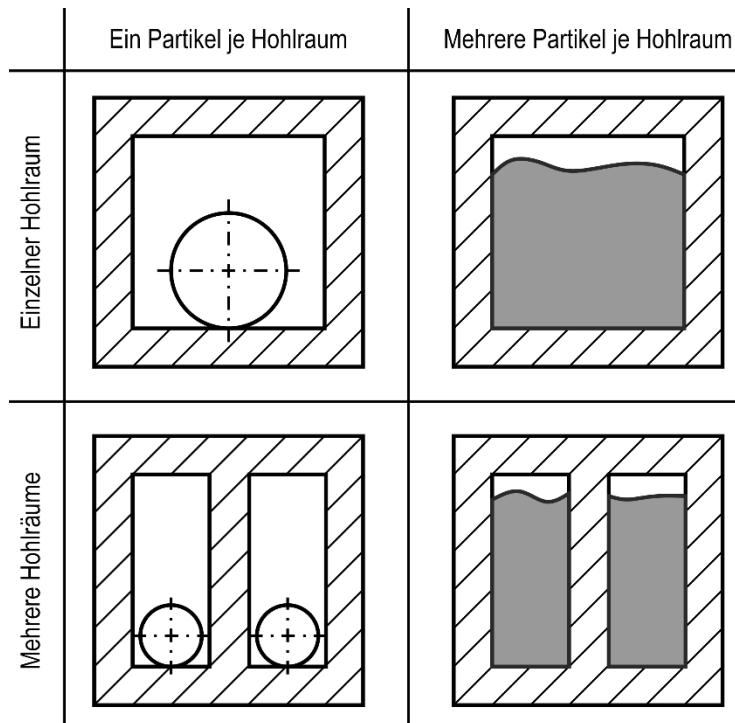


Abbildung 2-4: Einteilung von Aufpralldämpfern anhand der Partikel- und Hohlräumanzahl

Im Rahmen dieser Arbeit wird verallgemeinernd der Begriff Partikeldämpfer verwendet. Die Anzahl der Hohlräume wird als Einflussparameter aufgenommen, sodass beide im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Formen des Partikeldämpfers betrachtet werden.

Tabelle 2-2: Nomenklatur von Aufprall- und Partikeldämpfern

	Ein Partikel pro Hohlraum	Mehrere Partikel pro Hohlraum
Einzelner Hohlraum	Einkammer-Aufpralldämpfer (engl.: single-unit impact damper)	Einkammer-Partikeldämpfer (engl.: single-unit particle damper)
Mehrere Hohlräume	Mehrkammer-Aufpralldämpfer (engl.: multi-unit impact damper)	Mehrkammer-Partikeldämpfer (engl.: multi-unit particle damper)

Das Einbringen von Partikeldämpfern in ein System kann durch Montage des Dämpfers als Zusatzelement oder durch die Fertigung von Hohlräumen direkt in das Primärsystem erfolgen (vgl. Abbildung 2-3). Im ersten Fall wird ein separater, mit Partikeln gefüllter Hohlraum an das Primärsystem angebracht. Im zweiten Fall werden Hohlräume im Primärsystem beispielsweise durch Bohren erzeugt. Diese werden nachträglich mit Partikeln gefüllt und verschlossen. Das direkte Einbringen der Partikeldämpfer in das Primärsystem wird auch als „Non-Obstructive Particle Damper“ (NOPD) bezeichnet [BBT+13; Pan08]. Verglichen mit der Montage eines zusätzlichen Partikeldämpfers wird auf diese Weise das System nur geringfügig in seiner äußereren Gestalt verändert.

Im Gegensatz zum Aufpralldämpfer mit einer einzigen Sekundärmasse ist das Bewegungsverhalten der Sekundärmasse beim Partikeldämpfer mit einer hohen Anzahl an Partikeln sehr komplex. Verglichen mit klassischen viskosen Dämpfern wird die kinetische Energie hauptsächlich durch unelastische Stöße und Reibung direkt dissipiert. Dies geschieht sowohl im Kontakt zwischen den Partikeln und der Primärstruktur als auch zwischen den Partikeln selbst [BBT+13; CWC+11].

Aufprall- und Partikeldämpfer ähneln dem Schwingungstilger. Dieser reduziert auftretende Schwingungen durch den mittels Phasenversatz hervorgerufenen Momentaustausch zwischen der schwingenden Struktur und einer elastisch angebundenen Hilfsmasse. Durch die Stöße zwischen den Partikeln und der Primärstruktur erfolgt ebenfalls ein Momentaustausch, der zu einer weiteren Reduzierung der Schwingung führt. Ebenso wird die kinetische Energie des Bauteils oder Systems durch Reibung der Partikel an der Wand und durch Reibung in der Partikelmasse reduziert [CWC+11]. Im Gegensatz zum Schwingungstilger ist die Sekundärmasse beim Aufprall- und Partikeldämpfer jedoch nicht mit der Primärmasse verbunden, sondern in den Hohlräumen frei beweglich. All dies führt zu einem stark nichtlinearen Verhalten der Partikeldämpfer. Da Partikeldämpfer rein passive Dämpfer sind, können sie nicht im Sinne einer aktiven Regelung an die Randbedingungen angepasst werden [BDB15].

Bewegungsverhalten der Partikel im Dämpfer

Ein Ansatz zur Interpretation des Dämpfungsverhaltens von Partikeldämpfern in der Literatur basiert auf dem Bewegungsverhalten der Partikel im Hohlraum. Dies kann aufgrund der verschiedenen Schwingungsbedingungen unterschiedliche Bewegungszustände annehmen, die in Abbildung 2-5 dargestellt werden.

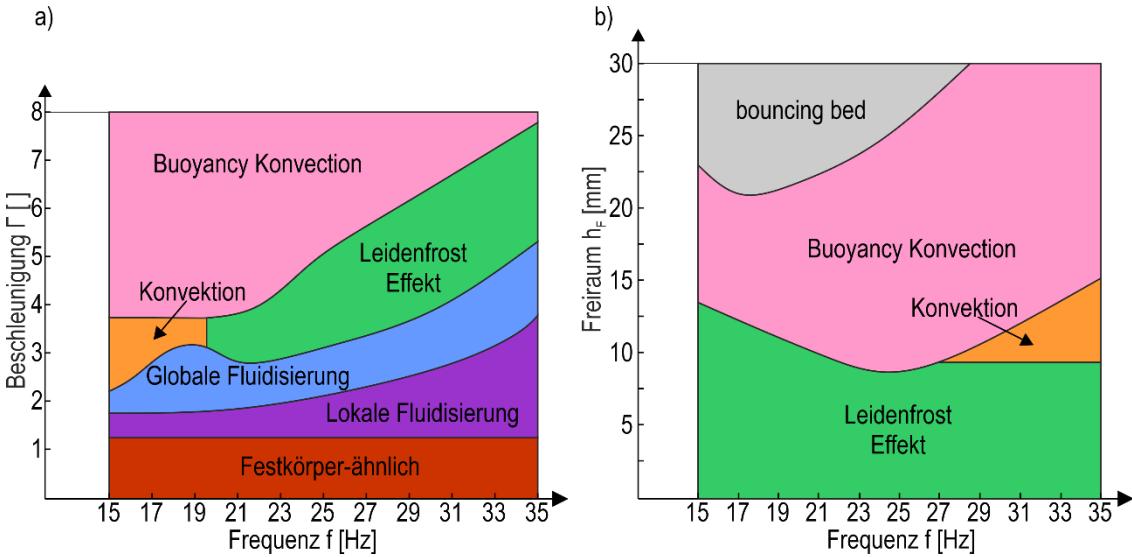


Abbildung 2-5: Phasendiagramme a) in Abhängigkeit von Frequenz f und Beschleunigung Γ , b) in Abhängigkeit von Frequenz f und Freiraum h_F über den Partikeln [ZCW+16]

In Abbildung 2-5 a) ist die Phase der Partikel in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz f und der dimensionslosen Beschleunigung Γ dargestellt. Abbildung 2-5 b) zeigt die Phase der Partikel abhängig von der Anregungsfrequenz f und der Freiraumhöhe h_F . Die Freiraumhöhe h_F kennzeichnet dabei die vertikale Abmessung des Freiraums über den Partikeln.

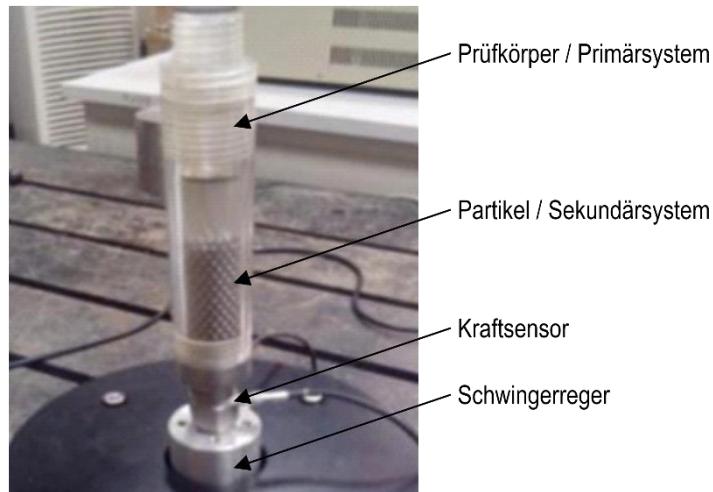


Abbildung 2-6: Versuchsstand und Prüfkörper [ZCW+16]

Bei zu geringen Beschleunigungsamplituden des Primärsystems liegen die Partikel im unteren Bereich des Hohlraums. In diesem Zustand bewegen sie sich ähnlich einer festen Masse mit dem Primärsystem mit. Dies ist typischerweise der Fall bei vertikaler Anregung mit Beschleunigungsamplituden $\Gamma < 1$. Die Schwingung ist nicht ausreichend, um die Erdbeschleunigung zu überwinden. Die Dämpfung ist in diesem Bereich sehr gering. Mit steigender Beschleunigungsamplitude werden die Partikel zunächst lokal fluidisiert. Durch den

steigenden Druck der Partikelschichten infolge der Erdbeschleunigung geschieht dies schichtweise von oben nach unten. In den fluidisierten Schichten wird die Packungsdichte der Partikel geringer und die Partikel können sich relativ zueinander und relativ zum Primärsystem bewegen. Die hieraus entstehende Reibung und die Stöße führen zu der Partikeldämpfung. Mit steigender Zahl fluidisierter Partikelschichten steigt auch die Dämpfung an. Bei weiterer Steigerung der Beschleunigungsamplitude wird ein Zustand erreicht, in dem alle Partikelschichten fluidisiert sind. Hier wird von globaler Fluidisierung gesprochen. Ein Austausch der Position der Partikel findet noch nicht statt. An diesen Zustand schließt sich der granulare Leidenfrost-Effekt an. Dabei bewegt sich der Großteil der Partikel nur mit relativ geringer Geschwindigkeit und in geringem Maße um ihre ursprüngliche Position. Unterstützt wird diese Partikelansammlung durch sich schnell bewegende, quasi gasähnliche Partikel unterhalb. Dieser Zustand resultiert nach ZHANG et al. in der größtmöglichen Dämpfung des Partikeldämpfers [ZCW+16].

Ein weiterer Zustand ist die Konvektion, bei der zusätzlich zu einer Relativbewegung der Partikel ein Austausch der Position der Partikel auftritt. Die Superposition des granularen Leidenfrost-Effekts mit der Konvektion bildet die Auftriebskonvektion (engl. „buoyancy convection“). Hierbei tritt Konvektion in suspendierten Partikelschichten auf, die sich im Leidenfrost-Zustand befinden. Für große Freiräume über den Partikeln wurde ein weiterer Zustand beobachtet. Dieser wird im Englischen als „bouncing bed“ bezeichnet. Hierbei verhalten sich die Partikel wie ein unelastisch springender Ball und zeigen dabei verschieden ausgeprägte subharmonische Bewegungen. All diese Effekte sind nicht rein von der Beschleunigungsamplitude, sondern unter anderem auch von der Frequenz und einer Vielzahl weiterer Faktoren abhängig [ZCW+16].

2.4 Leistungsansatz nach Yang

Voruntersuchungen mit freien Biegeschwingungen konnten die Leistungsfähigkeit des additiv gefertigten Partikeldämpfers aufzeigen [KZ16]. Als nachteilig bei diesem Untersuchungskonzept zeigt sich die Abhängigkeit der Dämpfungskennwerte von dem betrachteten schwingungsfähigen System. YANG gibt diese Nachteile auch für andere Untersuchungsmethoden an, wie die häufig eingesetzte Methode der Ermittlung der Halbwertsbreite. Besonders starken Einfluss hat die Federsteifigkeit des Systems. Diese spiegelt sich sehr stark in den Eigenfrequenzen des Systems wider. Um diesen Nachteil zu umgehen, hat YANG einen Ansatz basierend auf der komplexen mechanischen Leistung entwickelt und erfolgreich validiert. Er reduziert das Primärsystem auf seine Masse und ist daher nicht durch steifigkeitsbedingte Eigenfrequenzen beeinflusst [Yan03]. Dieser Ansatz wird im Folgenden hergeleitet und erläutert.

Wird eine Masse durch eine harmonische Kraft $F(t)$ zu einer Schwingung angeregt, so führt die Masse eine Schwingbewegung durch. Die Schwingung wird durch den Weg $s(t)$, die Geschwindigkeit $v(t)$ und die Beschleunigung $a(t)$ sowie die Kreisfrequenz ω charakterisiert.

In dieser Arbeit wird für die Herleitung der Weg $s(t)$ als Sinusfunktion angenommen, alle anderen Größen ergeben sich durch den jeweiligen Phasenversatz daraus.

$$s(t) = \hat{s} \cdot \sin(\omega t) \quad (2-1)$$

Nach den Gesetzen der Kinematik ergibt sich die Geschwindigkeit $v(t)$ als zeitliche Ableitung des Weges:

$$v(t) = \dot{s}(t) = \hat{s} \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \quad (2-2)$$

Analog ist die Beschleunigung $a(t)$ die zeitliche Ableitung der Geschwindigkeit:

$$a(t) = \dot{v}(t) = \ddot{s}(t) = -\omega^2 \cdot \hat{s} \cdot \sin(\omega t) \quad (2-3)$$

Die mechanische Leistung P_M einer transversalen Bewegung ist definiert als:

$$P_M = \frac{1}{2} \cdot F \cdot v \quad (2-4)$$

Werden nun die betrachteten Größen als rotierende, komplexe Vektoren aufgefasst, so kann die komplexe mechanische Leistung S berechnet werden.

$$\underline{F} = \hat{F} \cdot e^{i \cdot \varphi_F} \quad (2-5)$$

$$\underline{v} = \hat{v} \cdot e^{i \cdot \varphi_v} \quad (2-6)$$

$$\underline{S} = \frac{1}{2} \cdot \underline{F} \cdot \underline{v}^* = \frac{1}{2} \cdot \hat{F} \cdot \hat{v} \cdot e^{i \cdot (\varphi_F - \varphi_v)} \quad (2-7)$$

mit $\underline{F}_{eff} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \underline{F}$ und $\underline{v}_{eff} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \underline{v}$ für die harmonische Schwingung folgt:

$$\underline{S} = \underline{F}_{eff} \cdot \underline{v}_{eff}^* = F_{eff} \cdot v_{eff} \cdot e^{i \cdot (\varphi_F - \varphi_v)} \quad (2-8)$$

Die Zerlegung in Real- und Imaginärteil liefert die Wirkleistung Q als dissipierte Leistung, da sie das System verlässt und die Blindleistung P als gespeicherte Leistung, die im System verbleibt.

$$Q = \operatorname{Re}\{\underline{S}\} = \frac{1}{2} \cdot \hat{F} \cdot \hat{v} \cdot \cos(\varphi_F - \varphi_v) = F_{eff} \cdot v_{eff} \cdot \cos(\varphi_F - \varphi_v) \quad (2-9)$$

$$P = \operatorname{Im}\{\underline{S}\} = \frac{1}{2} \cdot \hat{F} \cdot \hat{v} \cdot \sin(\varphi_F - \varphi_v) = F_{eff} \cdot v_{eff} \cdot \sin(\varphi_F - \varphi_v) \quad (2-10)$$

Hieraus kann der Verlustfaktor η folgendermaßen definiert werden:

$$\eta = \frac{Re\{\underline{S}\}}{Im\{\underline{S}\}} = \frac{Q}{P} = \cot(\varphi_F - \varphi_v) \quad (2-11)$$

Aus der komplexen Leistung \underline{S} kann über die kinetische Energie E_{kin} eine rein theoretische, effektive Masse m_{eff} des Prüfkörpers ermittelt werden:

$$E_{kin} = \frac{Im\{\underline{S}\}}{\omega} = \frac{1}{2} \cdot m_{eff} \cdot \hat{v}^2 \quad (2-12)$$

$$\Rightarrow m_{eff} = \frac{2 \cdot Im\{\underline{S}\}}{\omega \cdot \hat{v}^2} \quad (2-13)$$

Dies ist allerdings nur eine rein theoretische Größe, da Stöße der Pulvermasse mit der Primärstruktur die gespeicherte Leistung beeinflussen.

Durch die komplexe Leistung und daraus abgeleitete Größen kann eine Bewertung des Partikeldämpfers ohne den Einfluss der Steifigkeit des Primärsystems und damit verbundener Resonanzen vorgenommen werden. Ebenso wird so eine Übertragbarkeit auf andere Systeme ermöglicht, da die Dämpfung in Abhängigkeit von der Anregung und der Frequenz charakterisiert wird.

Die theoretische Richtigkeit dieses Ansatzes kann über den ungedämpften Fall nachgewiesen werden. Im quasistatischen Grenzfall ($\omega \ll \omega_0$) ist die anregende Kraft $F(t)$ der Geschwindigkeit um 90° voraus. Im hochfrequenten Grenzfall ($\omega \gg \omega_0$) ist die Geschwindigkeit $v(t)$ der Erregerkraft $F(t)$ um 90° voraus. Hieraus ergeben sich eine dissipierte Leistung Q und ein Verlustfaktor η von Null:

$$\varphi_F - \varphi_v = \pm 90^\circ \Rightarrow Q = Re\{\underline{S}\} = 0; \eta = \frac{Re\{\underline{S}\}}{Im\{\underline{S}\}} = 0 \quad (2-14)$$

In diesem Fall entspricht die komplexe Leistung \underline{S} der Blindleistung P im System, da keine Energie durch Dämpfung das System verlässt.

Phasenfehler

Bedingt durch die Messung mit den Aufnehmern für die Kraft $F(t)$ und die Geschwindigkeit $v(t)$, treten aufgrund der Durchlaufzeiten durch die Elektronik Phasenfehler in den Signalen auf. Durch die Verwendung der komplexen Größen und die Zerlegung in Real- und Imaginärteil ist die komplexe Leistungsmessung empfindlich gegenüber Fehlern in der Phase zwischen Kraft F und Geschwindigkeit v . Dieser Phasenfehler kann ebenfalls über den Ansatz zur Messung der komplexen Leistung eliminiert werden. Der relative Phasenfehler kann dabei mit einer Masse ohne Partikeldämpfer erfasst werden und für die Messungen an den Partikeldämpfern als Korrektur berücksichtigt werden.

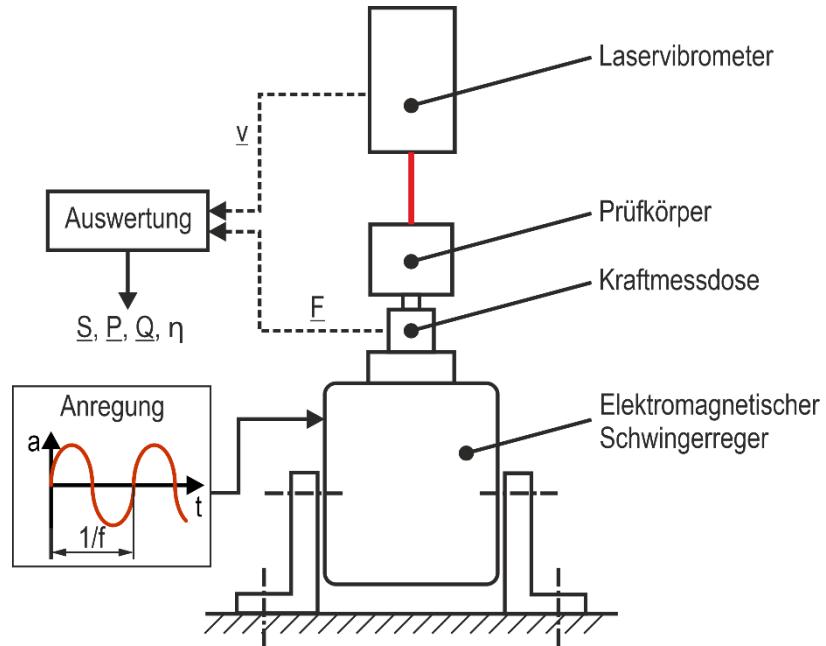


Abbildung 2-7: Schematischer Versuchsaufbau [KZ21]

Für die ungedämpfte Masse ohne Dämpfung soll die Phase zwischen Erregerkraft $F(t)$ und Geschwindigkeit $v(t)$ 90° betragen:

$$\Delta\varphi = \varphi_F - \varphi_v = 90^\circ \quad (2-15)$$

Für die gemessene Phase $\Delta\varphi_{\text{gemessen}}$ zwischen Erregerkraft F und Geschwindigkeit v trifft dies aufgrund des Phasenfehlers nicht zu:

$$\Delta\varphi_{\text{gemessen}} = \varphi_{F,\text{gemessen}} - \varphi_{v,\text{gemessen}} \neq 90^\circ \quad (2-16)$$

Durch Umstellen von Formel (2-15) kann der Phasenfehler $\Delta\varphi_E$ mit einer Masse ohne Partikeldämpfer bestimmt werden:

$$\Delta\varphi_E = \varphi_F - \varphi_v - 90^\circ \quad (2-17)$$

Daraus folgt für die korrigierte Phase $\Delta\varphi$:

$$\Delta\varphi = \varphi_F - \varphi_v - \varphi_E \quad (2-18)$$

In der komplexen Leistung S eingesetzt ergibt sich:

$$\underline{S} = \frac{1}{2} \cdot \hat{F} \cdot \hat{v} \cdot e^{i \cdot (\varphi_F - \varphi_v - \varphi_E)} = F_{\text{eff}} \cdot v_{\text{eff}} \cdot e^{i \cdot (\varphi_F - \varphi_v - \varphi_E)} \quad (2-19)$$

Für den Real- und Imaginärteil (Q und P) folgt daraus:

$$Q = \text{Re}\{\underline{S}\} = \frac{1}{2} \cdot \hat{F} \cdot \hat{v} \cdot \cos(\varphi_F - \varphi_v - \varphi_E) \quad (2-20)$$

$$P = \text{Im}\{\underline{S}\} = \frac{1}{2} \cdot \hat{F} \cdot \hat{v} \cdot \sin(\varphi_F - \varphi_v - \varphi_E) \quad (2-21)$$

Für den Verlustfaktor folgt:

$$\eta = \frac{\text{Re}\{\underline{S}\}}{\text{Im}\{\underline{S}\}} = \frac{Q}{P} = \cot(\varphi_F - \varphi_v - \varphi_E) \quad (2-22)$$

YANG hat diesen Ansatz hergeleitet und zur Charakterisierung klassischer Partikeldämpfer angewendet. Dabei konnte die Methode erfolgreich validiert werden und wird daher in der vorliegenden Arbeit ebenfalls verwendet [Yan03].

2.5 Beeinflussung von Schwingungen durch AM

Die Beeinflussung von Schwingungen durch additive Fertigungsverfahren ist ein bisher wenig betrachteter Bereich. Jedoch lassen sich einige Beispiele in der Literatur finden, welche die Möglichkeiten der additiven Fertigung zur Schwingungsreduktion darstellen. REIHER implementiert eine Methode zur rechnergestützten Topologieoptimierung von Strukturauteilen [RK15; RK16]. Dabei wird Material durch einen automatischen, FEM-basierten Algorithmus nur dort positioniert, wo es für die Bauteilfestigkeit erforderlich ist. Innerhalb der Studie wurde die Topologieoptimierung unter Vorgabe einer maximal erlaubten Verformung auf ein Befestigungselement eines Satelliten angewendet. Verglichen mit einer bisher für subtraktive Fertigung ausgelegten Gestaltung ist auf diese Weise ein um 60% leichteres Bauteil entstanden. Die Erhöhung der Steifigkeit des Bauteils führt zu einer Verringerung der Verformung und einer Verschiebung der ersten Eigenfrequenz von 180 Hz auf 216 Hz. Dies verringert beim Start der Rakete die Bauteilbelastung und führt somit zu einer erhöhten Lebensdauer.

Im Gegensatz zu dieser Optimierung in einem Makrosystem führt ANDREASSEN eine Optimierung auf der Mikrosystemebene durch [AJ16; AJS+15]. Ziel ist es, aus Einheitszellen bestehende Mikrostruktur mit hoher Dämpfung und Steifigkeit zu erzeugen. Hier liefert die additive Fertigung durch die große Gestaltungsfreiheit die Möglichkeit zur Herstellung solch komplexer Geometrien. Dabei wird durch Anpassung der Prozessparameter der LBM-Maschine gezielt eine poröse Struktur erzeugt, die auftretende Schwingung dämpft [AJS+15].

Neben diesen strukturellen Ansätzen, die auf der Gestaltungsfreiheit der additiven Fertigungsverfahren basieren, können Prozesseigenschaften der Verfahren gezielt zur Schwingungsdämpfung eingesetzt werden. In Voruntersuchungen konnte die Funktion von direkt durch additive Fertigungsverfahren integrierte Partikeldämpfer gezeigt werden [KZ16; KZ17]. Hierbei wird das disperse Stützmaterial gezielt in Hohlräumen im Bauteil belassen und trägt zur Dissipation der Schwingungsenergie bei. Am Parameter des Hohlraumvolumens wird die Einstellbarkeit der Dämpfung demonstriert [KZ16; KZ17].

SCHMITT et al. betrachten die Verbesserung des NVH-Verhaltens (engl.: noise vibration harshness) von Getrieben durch die Integration von Partikeldämpfern in Zahnräder mittels additiver Fertigung. Sie konnten besonders die Einsparung von Fertigungsschritten durch den Einsatz der additiven Fertigung herausstellen. Ebenfalls konnten verschiedene Einflussfaktoren und ihre Einflüsse auf das Dämpfungsverhalten untersucht werden.

So führt eine höhere Werkstoffdichte des Partikelmaterials zu einer höheren Energiedissipation durch Stöße. Dies resultiert in der Forderung nach Multimaterial-Beschichtern, die unterschiedliche Werkstoffe in einem Fertigungsprozess des LBM einsetzen können.

Weiteren Einfluss hat die Partikelform. Hier wird für sphärische Partikel, wie sie bei Gasverdüsung erreicht werden, eine höhere Energiedissipation erreicht als bei unregelmäßigen Partikeln (Wasserverdüsung). Besonders starken Einfluss auf die Charakteristik von Partikeldämpfern hat die Partikelgröße. Klassische Partikeldämpfer mit Partikelgrößen im Millimeterbereich weisen einen Bereich optimaler Dämpfung auf. Sehr feine Pulver, wie beim direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer im Sinne dieser Arbeit, zeigen dieses Verhalten nicht in diesem Ausmaß. Mit sinkender Partikelgröße erhöht sich allerdings die Anzahl an Stößen und somit die Dämpfung.

Die Füllrate des Partikeldämpfers $\rho_{Füll}$ (Formel (2-23)) zeigt ebenfalls einen Einfluss auf die Dämpfung.

$$\rho_{Füll} = \frac{V_{Partikel}}{V_{Hohlraum}} \quad (2-23)$$

Hohe Füllraten sorgen dafür, dass weniger Energiedissipation durch Stöße, sondern mehr Energiedissipation durch Reibung erfolgt. Im Umkehrschluss erfolgt die Energiedissipation bei geringen Füllraten hauptsächlich durch Stöße. Ein Vergleich der Füllrate im direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer von 40-55% mit dem optimalen Literaturwert von 40-80% zeigt, dass das LBM im Fertigungsprozess zu einer guten Füllrate des direkt additiv gefertigte Partikeldämpfers führt [SKS+17].

Wurden alle bisher vorgestellten Untersuchungen meist an Bauteilen durchgeführt, so nehmen EHLERS et al. grundlegendere Untersuchungen an Balken aus dem Werkstoffen AlSi10Mg und 1.2709 vor. Hierbei werden die Balken mit einem automatisierten Impulshammer angeregt und die Systemantwort betrachtet. Die Bewertung erfolgt anhand von kraft- und frequenzabhängigen Performance-Kurven, die als Hilfsmittel zur Auslegung dienen sollen. Durch die Integration von einem Partikeldämpfer konnte im Vergleich zum massiven Balken ohne Dämpfer eine um den Faktor 20 höhere Dämpfung erzielt werden. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass die Eigenfrequenz von Balken mit Hohlraum sich durch die Partikelmasse kaum verändert, im Vergleich zum massiven Balken aber sehr wohl. Darüber hinaus konnte eine Beeinflussung des Dämpfungsverhaltens durch die Biegemoden beobachtet werden. Im Bereich niedriger Frequenzen wird eine geringere Bewegung der

Partikel erzielt, sodass die Dämpfung vornehmlich durch Reibung erzielt wird. In diesem Bereich steigt die Dämpfung mit steigender Kraft. Im Bereich höherer Frequenzen sinkt die Dämpfung mit steigender Kraft. Dieses Verhalten wird durch die chaotische Bewegung der Partikel bei kleinen Kräften begründet [Ehl23; ETW+21].

3 Zielstellung

Auf die Vorstellung des Stands der Forschung und Technik in Kapitel 2 folgt in diesem Kapitel die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit. Mechanische Schwingungen treten nahezu überall in Natur und Technik auf. Vielfach sind sie unerwünscht und müssen daher mittels Dämpfung reduziert werden [MPS13]. Partikeldämpfer bieten hier eine adäquate Möglichkeit. Sie sind durch ein breites Einsatzgebiet und ihren einfachen Aufbau gut geeignet. Im Zusammenspiel mit additiven Fertigungsverfahren eröffnet sich das Potential für die direkte Herstellung von Partikeldämpfern. Besonders das Laser-Strahlschmelzen (LBM) als pulverbettbasiertes, additives Fertigungsverfahren mit metallischen Werkstoffen eignet sich aufgrund seiner industriellen Relevanz. Bisher existieren an dieser Stelle jedoch nur wenige und vor allem explorative Untersuchungen zu den Eigenschaften und Möglichkeiten, welche die Kombination aus der additiven Fertigung und der Schwingungsreduzierung durch Partikeldämpfer bietet.

Das Ziel dieser Arbeit besteht daher in der methodischen Erarbeitung von Konstruktionsregeln zur Gestaltung von Partikeldämpfern für das Laserstrahlschmelzen.

Hierzu soll geklärt werden,

- für welchen Anregungsbereich der additiv gefertigte Partikeldämpfer geeignet ist,
- wie die Dämpfungswirkung geometrisch beeinflusst werden kann und
- wie direkt gefertigte Partikeldämpfer konstruktiv gestaltet werden sollten.

Im ersten Schritt sollen der Untersuchungsgegenstand definiert und experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden, deren Ziel das Ableiten von Kennfeldern für unterschiedliche geometrische Ausprägungen des Hohlraums direkt additiv gefertigter Partikeldämpfer in Abhängigkeit unterschiedlicher Schwingungsparameter sind. Voruntersuchungen haben an dieser Stelle gezeigt, dass Simulationen aufgrund der sehr hohen Anzahl an Partikeln und damit verbundenen exzessiven Rechenzeiten keine Alternative zu experimentellen Untersuchungen darstellen. Grundlage für die experimentellen Untersuchungen bildet der Leistungsansatz nach YANG. Dieser ermöglicht die Betrachtung der Dämpfung bei unterschiedlichen Anregungsbedingungen.

Im zweiten Schritt sollen basierend auf den zuvor ermittelten Kennfeldern Konstruktionsregeln abgeleitet werden. Hierdurch sollen verallgemeinerte Aussagen getroffen werden können, die in der Konstruktion als Hilfestellung für die Gestaltung von direkt additiv zu fertigenden Partikeldämpfern dienen. Diese sollen zum Abschluss dieser Arbeit an einem industriell relevanten Anwendungsbeispiel validiert werden.

4 Methodische Erarbeitung von Konstruktionsregeln für direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer

Der Leistungsansatz nach YANG (vgl. Kapitel 2.4) ermöglicht die Untersuchung von Partikeldämpfern mit reduzierten Prüfkörpern. Diese Reduktion betrifft nahezu vollständig das schwingende System des Bauteils. Somit kann das Dämpfungsverhalten basierend auf den Anregungsparametern des Partikeldämpfers ermittelt werden.

Im Rahmen der Versuchsdurchführung werden die Verläufe der Kraft F und der Geschwindigkeit v aufgezeichnet. Durch Auswertung der Verläufe dieser Größen wird für jeden Anregungspunkt bestehend aus Frequenz f und dimensionsloser Beschleunigung Γ (vgl. Formel (4-1)) der Verlustfaktor η gebildet.

$$\Gamma = \frac{\hat{a}}{9,81 \frac{m}{s}} \quad \text{mit } \hat{a}: \text{Amplitude der Beschleunigung} \quad (4-1)$$

Diese werden anschließend in Kennfelder über der Fläche der Anregungsparameter überführt. Ergänzend werden zu den Kennfeldern die statistischen Kennwerte mittlerer Verlustfaktor η_{mittel} und maximaler Verlustfaktor η_{max} gebildet. Anhand der Kennfelder des Verlustfaktors und der statistischen Kennwerte werden globale Trends abgeleitet. Diese spiegeln das Dämpfungsverhalten des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers hinsichtlich der in Kapitel 5 abzuleitenden Einflussfaktoren wieder. Abschließend werden aus diesen globalen Trends Konstruktionsregeln abgeleitet.

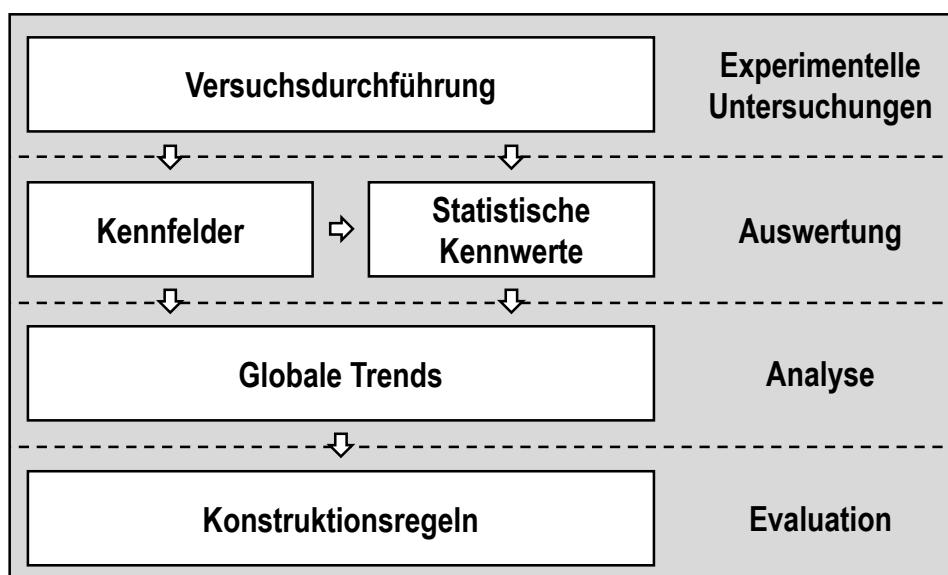


Abbildung 4-1: Vorgehen zum Ableiten von Konstruktionsregeln für den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer

5 Analyse der Ausgangssituation und Definition des Untersuchungsgegenstandes

Nachdem in Kapitel 2 der Stand der Technik und in Kapitel 3 das Ziel dieser Arbeit beschrieben wurden, legt dieses Kapitel den Untersuchungsgegenstand dar. Dazu wird zunächst der direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer näher beschrieben. Anschließend werden die Einflussfaktoren auf die Dämpfungswirkung hergeleitet. Es folgt eine Analyse der Einschränkungen durch den LBM-Prozess für den betrachteten Partikeldämpfer. Anschließend werden die relevanten Aspekte des Ausgangsmaterials für den LBM-Prozess charakterisiert. Abschließend erfolgt die Definition der Randbedingungen, welche für die Untersuchungen in dieser Arbeit gesetzt werden.

5.1 Der direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer

Der Untersuchungsgegenstand dieser Arbeit ist der direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer. Dieser kann sowohl direkt in das Bauteil integriert werden als auch durch Montage an einem Bauteil angebracht werden (siehe Abbildung 2-3). Hierbei werden durch die additive Fertigung zwei Aufgaben übernommen:

- 1) Erzeugung des Hohlraums im Bauteil selbst oder in der Hilfsstruktur,
- 2) Füllung des Hohlraums mit der Hilfsmasse aus dem gleichen Ausgangsmaterial und -werkstoff, aus dem auch das Bauteil hergestellt wird.

Auf diese Weise wird durch das Fertigungsverfahren der gesamte Partikeldämpfer direkt hergestellt. Anforderung an das additive Fertigungsverfahren ist somit das Arbeiten mit pulvelförmigem Ausgangsmaterial. Dieses muss im Anschluss an den Fertigungsprozess in Hohlräumen in den Bauteilen verbleiben und weiterhin fließfähig sein. Die pulverbettbasierten Fertigungsverfahren eignen sich hier besonders gut. Für diese Arbeit wurde aufgrund seiner Relevanz daher das LBM ausgewählt.

5.2 Einflussfaktoren auf die Dämpfungswirkung

Der additiv gefertigte Partikeldämpfer weist eine Vielzahl an Einflussfaktoren auf. Diese sollen im Folgenden gesammelt und strukturiert werden. Hierzu werden im ersten Schritt alle Einflussfaktoren eines Partikeldämpfers in Tabelle 5-1 und Tabelle 5-2 zusammengetragen.

Tabelle 5-1: Einflussfaktoren auf die Dämpfungswirkung des Partikeldämpfers (Teil 1)

Einflussfaktor	Teilsystem					
	Partikelsystem	Hohlräum	Freiraum	Primärsystem	Anregung	Umgebung
Packrate	x	x	x			
Oberflächenrauheit	x	x				
Oberflächenbeschichtung	x	x				
Reibungskoeffizient	x	x				
Stoßzahl	x	x				
Elastizität	x	x				
Gasphase	x		x			
Füllstand	x		x			
Härte	x			x		
Dichte	x			x		
Festigkeit	x			x		
E-Modul	x			x		
Massenverhältnis	x			x		
Wärmebehandlung	x			x		
Pulverhöhe	x					
Partikelanzahl	x					
Partikelmasse	x					
Partikelvolumen	x					
Partikelform	x					
Partikelgröße	x					
Partikelgrößenverteilung	x					
Schüttdichte	x					
Fließfähigkeit	x					
Position		x		x		
Volumenverhältnis		x		x		
Anregungsfläche		x				
Reibfläche		x				
Hohlräumvolumen		x				
Hohlräumform		x				
Hohlräumabmessungen		x				
Oberflächenstruktur		x				
Innere Struktur		x				
Anzahl Hohlräume		x				

Tabelle 5-2: Einflussfaktoren auf die Dämpfungswirkung des Partikeldämpfers (Teil 2)

Einflussfaktor	Teilsystem					
	Partikelsystem	Hohlraum	Freiraum	Primärsystem	Anregung	Umgebung
Orientierung		x				
Proportionen		x				
Freiraumvolumen			x			
Primärmasse				x		
Eigenfrequenzen				x		
Primärvolumen				x		
Anregungsart					x	
Anregungsform					x	
Anregungsfrequenz					x	
Anregungsamplitude					x	
Anregungsrichtung					x	
Anregungsdauer					x	
Anzahl der Anregungen					x	
Erdbeschleunigung						x
Temperatur						x

Die Einflussfaktoren können sechs Hauptgruppen zugeordnet werden. Diese umfassen das Partikelsystem, den Hohlraum, den Freiraum, das Primärsystem, die Anregung und die Umgebungsbedingungen.

Der Hohlraum ist durch die Hohlraumwände und das umschlossene Volumen gekennzeichnet. Er ist dabei vornehmlich durch geometrische Einflussfaktoren beschrieben und seine Wände bilden dabei die Kontaktstelle zwischen Partikelsystem und dem Primärsystem. Das Hohlraumvolumen schließt das Partikelsystem und den Freiraum ein. Die Einflussfaktoren des Hohlraums sind vornehmlich geometrischer Natur. Hierzu zählen die Form, das Volumen, die Abmessungen, die Position oder die Orientierung.

Das Partikelsystem bildet die Füllung des Partikeldämpfers ab und ist vor allem durch die Partikel- und die Werkstoffeigenschaften wie die Größenverteilung, die Fließfähigkeit, die Partikelform sowie durch ihre Anzahl und ihr Volumen charakterisiert. Der Freiraum ist der Bereich des Hohlraums, welcher nicht mit Partikeln gefüllt ist.

Das Primärsystem bildet das Bauteil ab (siehe Abbildung 2-3). Dies ist gekennzeichnet durch schwingungstechnische Eigenschaften, wobei besonders die Steifigkeit und das Vo-

lumen relevant sind. Die extern wirkenden Einflussgrößen geben zum einen die Schwingung in ihrer Form, Frequenz, Amplitude und Richtung wieder, zum anderen bilden sie umgebungsbedingte Einflüsse wie die Temperatur oder die Gravitation durch das Schwerefeld der Erde ab.

Die bisher beschriebenen Einflussfaktoren auf die Dämpfungswirkung unterliegen Einschränkungen durch die additive Fertigung des Partikeldämpfers. Diese Randbedingungen sollen im Folgenden beschrieben werden und zur Eingrenzung des Untersuchungsgegenstandes dienen. Die Auswahl des Ausgangsmaterials ist limitiert auf Standardpulver, die im LBM-Prozess verarbeitet werden können.

Folgende Randbedingungen werden für die Untersuchungen in dieser Arbeit festgelegt:

- Werkstoff: 1.4404 (316L)
- Fertigungsmaschine: SLM Solutions 280 HL
- Parametersatz: 316L_SLM_MB3.0_50_CE2_400W_Stripes_V2.0

Der Werkstoff 1.4404 ist ein weitläufig eingesetzter, austenitischer Edelstahl mit sehr guter Korrosionsbeständigkeit. Seine Anwendungen liegen in der Medizintechnik, in der Automobil- oder in der Luftfahrtindustrie. Als Parametersatz wird ein Standardparametersatz des Anlagenherstellers SLM Solutions gewählt. Dieser arbeitet mit einer Schichtdicke von 50 µm. Die Bauteildichte liegt mit dem verwendeten Parametersatz über 99,5%. Basierend auf dieser Auswahl sind sowohl die werkstoff- als auch die fertigungsbedingten Einflussgrößen eingeschränkt. Die aus dem Parametersatz resultierenden mechanischen Bauteileigenschaften sind in Tabelle 5-3 aufgelistet [SLM21-ol] .

Tabelle 5-3: Mechanische Bauteileigenschaften resultierend aus dem verwendeten Parametersatz [SLM21-ol]

	horizontal	vertikal
Zugfestigkeit R_m	651 ± 5 MPa	640 ± 8 MPa
Elastizitätsgrenze $R_{p0.2}$	546 ± 8 MPa	529 ± 14 MPa
Bruchdehnung A	41 ± 1 %	43 ± 1 %
Brucheinschnürung Z	70 ± 2 %	69 ± 2 %
Elastizitätsmodul E	181 ± 29 MPa	178 ± 22 MPa

Die aus dem verwendeten Parametersatz resultierende Härte nach Vickers liegt bei $HV = 211 \pm 4$ HV10. Es werden eine Mittenrauheit von $R_a = 9 \pm 3$ µm und eine gemittelte Rautiefe von $R_z = 71 \pm 13$ µm erzielt.

Die Festlegung der Fertigungsrandbedingungen betrifft auch zusammenhängende Einflussgrößen. So ist die Primärmasse über die Werkstoffdichte vom Primärvolumen abhängig. Bei einer Variation eines dieser Einflussfaktoren wird so auch der andere mit variiert.

Auch die Partikelfüllmenge wird durch die Auswahl der Fertigungsanlage, des Ausgangspulvers und des Parametersatzes festgelegt. Hierdurch kann die Anzahl an relevanten Einflussfaktoren reduziert werden. Die reduzierten Einflussfaktoren sind in einem Ishikawa-Diagramm in Abbildung 5-1 dargestellt.

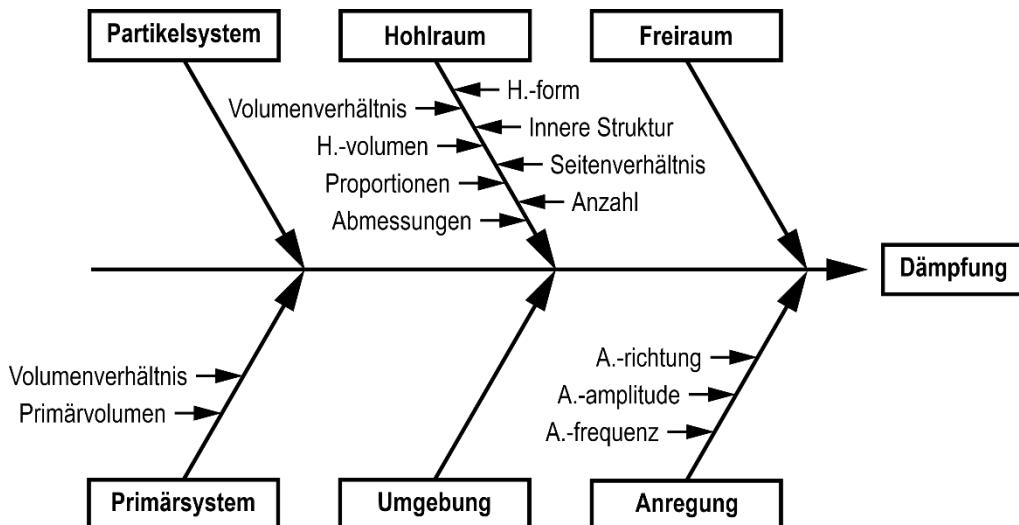


Abbildung 5-1: Ishikawa-Diagramm mit den reduzierten Einflussfaktoren auf die Dämpfungswirkung

Generell kann eine Unterscheidung in interne und externe Einflussfaktoren des additiv gefertigten Partikeldämpfers vorgenommen werden. Die internen Einflussfaktoren bilden die Einflüsse direkt auf das Dämpfungssystem ab. Die externen Einflussfaktoren hingegen wirken von außen auf das Dämpfungssystem ein. Zu den internen Einflussfaktoren zählen die Hauptgruppen des Partikelsystems, des Hohlraums und des Freiraums. Das Primärsystem die Anregung und die Umgebungseinflüsse bilden die Hauptgruppen der externen Einflussfaktoren.

5.3 Pulvercharakterisierung

Zur Fertigung wird im LBM-Prozess pulverförmiger Ausgangswerkstoff verwendet. Im Fall des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers dient dies später auch als Partikelfüllung im Sekundärsystem des Dämpfers und hat somit einen großen Einfluss auf das Dämpfungsverhalten.

Aus Gründen der Vergleichbarkeit werden drei unterschiedliche Pulverproben aus unterschiedlichen Stellen des LBM-Prozesses untersucht. Um das Pulver im direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer zu charakterisieren, wird eine Probe direkt aus der Baukammer der LBM-Maschine entnommen. Dies entspricht den Partikeln im Inneren des Partikeldämpfers. Als Referenz dient je eine Probe aus Neupulver und eine weitere Probe aus Kreislaufpulver. Dieses Kreislaufpulver ist das durch Sieben recycelte Pulver aus der Baukammer.

5.3.1 Partikelgrößenverteilung

Die Partikelgrößenverteilung bietet die Möglichkeit, die Partikel in den Kontext klassischer Partikeldämpfer einzuordnen. Im Bereich der additiven Fertigung ist die Messung der Partikelgrößenverteilung gängige Praxis bei der Eingangskontrolle von Pulverlieferungen.

Die Messung der Partikelgrößenverteilung erfolgt mit einem modularen Messsystem QICPIC der Firma Sympatec. Dieses ermittelt die Partikelgrößenverteilung mittels dynamischer Bildanalyse. Dabei wird das Pulver durch den Messraum einer Kamera dispergiert, was der Vereinzelung der Partikel dient. Durch die freie Bewegung wird eine zufällige Ausrichtung der Partikel zwischen den Einzelbildern erzielt. Dadurch kann die Größenverteilung besser erfasst werden. Die Partikelgröße wird hierbei über einen äquivalenten Kreis mit gleicher Fläche wie die Projektionsfläche des Partikels im Bild ermittelt. Durch die Auswertungssoftware werden die Größenparameter der Partikel aus den Einzelbildern ermittelt und über der Gesamtheit der Probe analysiert. Der für diese Arbeit verwendete Messbereich M5 ermöglicht die Messung der Partikelgröße im Bereich von $1,8 \mu\text{m}$ bis $3755 \mu\text{m}$. Die Partikelgrößenverteilung wird hier als Massen- oder Volumenverteilungsdichte dargestellt (vgl. Abbildung 5-2).

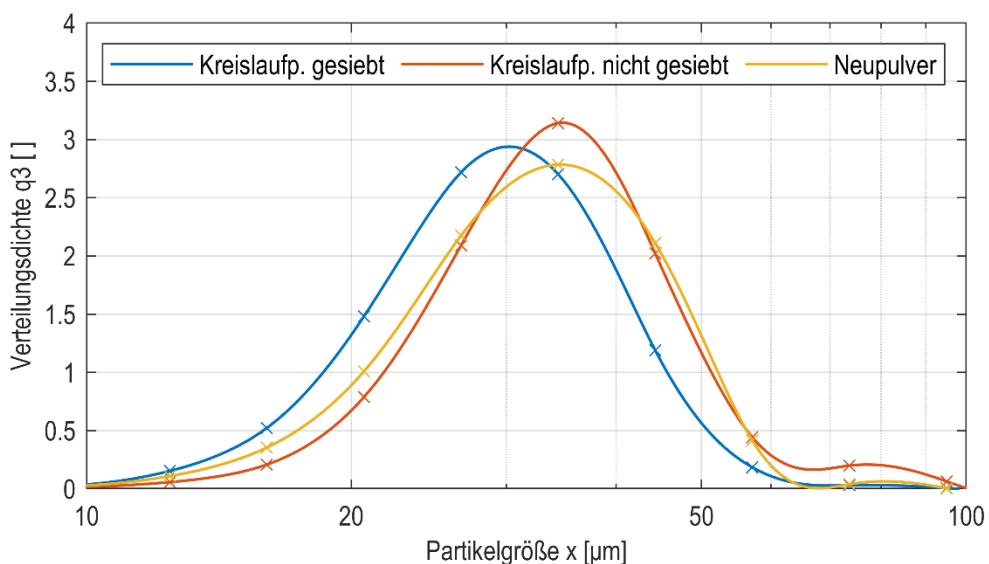


Abbildung 5-2: Dichteverteilungsfunktion der Partikelgröße von neuem Pulver, sowie gesiebten und nicht gesiebten Kreislaufpulver

Für den additiv gefertigten Partikeldämpfer ist besonders das nicht gesiebte Kreislaufpulver relevant. Es umgibt die Bauteile im Fertigungsprozess und liegt somit auch in den Hohlräumen des Partikeldämpfers vor. Verglichen mit dem Neupulver liegt das Maximum der Partikelgrößenverteilung bei der gleichen Partikelgröße, jedoch vom Wert her niedriger (vgl. Abbildung 5-2). Dafür ist der Grobanteil beim nicht gesiebten Kreislaufpulver höher, was für Schweißspritzer im Pulverbett spricht. Durch Sieben wird die Partikelgrößenverteilung hin

zu niedrigeren Partikelgrößen verschoben. Ebenso wird der Grobanteil durch die Siebung entfernt. Die Veränderungen sind aber marginal.

Tabelle 5-4: Kenngrößen der Partikelgrößenverteilungen von neuem Pulver, sowie gesiebten und nicht gesiebten Kreislaufpulver

	$x_{10,3}$ [μm]	$x_{50,3}$ [μm]	$x_{90,3}$ [μm]
Nicht gesiebtes Kreislaufpulver	22,04	33,74	48,82
Gesiebtes Kreislaufpulver	18,64	29,00	43,50
Neupulver	20,06	32,59	47,54

Das Pulver soll weiterhin über die statistischen Kenngrößen charakterisiert werden (vgl. Tabelle 5-4). Hierzu werden die Dezile $x_{10,3}$, $x_{50,3}$ und $x_{90,3}$ verwendet. Das erste Dezil ($x_{10,3}$) kennzeichnet den Äquivalentdurchmesser, unter dem 10% der gemessenen Probe hinsichtlich des Volumens liegen. Die anderen beiden Dezile sind dabei äquivalent. Das fünfte Dezil gibt den Medianwert an. Für den additiv gefertigten Partikeldämpfer bedeutet dies: Nur 10% der Sekundärmasse sind kleiner als 22,04 μm , nur 10% der Sekundärmasse sind größer als 48,82 μm . Die mittlere Größe der Partikel im Partikeldämpfer liegt bei 33,74 μm . Auch die statistischen Parameter bestätigen die Beobachtung aus der Dichteverteilung, dass durch Schweißspritzer die Verteilung leicht zu höheren Partikelgrößen verschoben wird. Verglichen mit klassischen Partikeldämpfern ist die Partikelgröße beim direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer deutlich geringer [LWM+17].

5.3.2 Partikelform

Zur weiteren Charakterisierung des Pulvers im additiv gefertigten Partikeldämpfer soll die Partikelform verwendet werden. In klassischen Partikeldämpfern werden hauptsächlich sehr runde und kugelförmige Partikel eingesetzt. Dies ist unter anderem auch eine Anforderung an Pulver für die additive Fertigung [SLB+15]. Eine visuelle Bewertung der Partikelform erfolgt über Aufnahmen mittels Rasterelektronenmikroskop (REM). Dieses bildet die Oberfläche eines Objekts mit einem hohen Auflösungsvermögen und großer Schärfentiefe bildhaft ab. Die Aufnahmen wurden mit einem REM vom Typ Phenom SEM angefertigt. Dies besitzt eine Vergrößerung von 24- bis 24000-fach und eine maximale Auflösung von 30 nm. Die Pulverpartikel werden zur Vorbereitung der Aufnahme mittels Silberleitlack auf dem Objektträger fixiert.

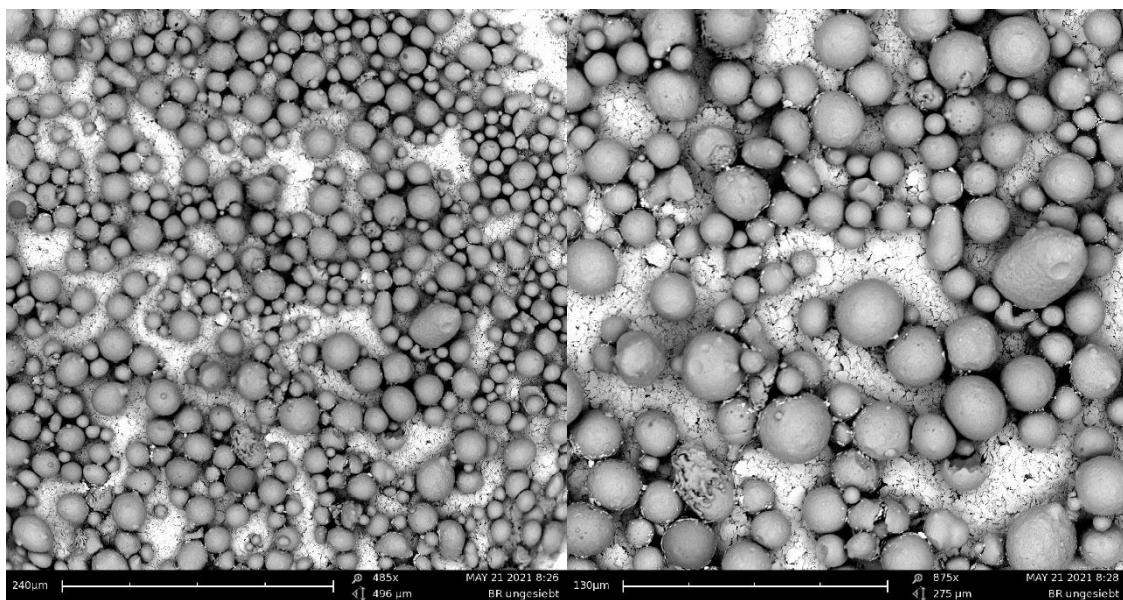


Abbildung 5-3: REM-Aufnahmen von nicht gesiebten Kreislaufpulver (links: Vergrößerung 485x; rechts: Vergrößerung 875x)

Beide Aufnahmen zeigen sehr kugelförmige Pulverpartikel mit wenigen Anhaftungen und Defekten (vgl. Abbildung 5-3). Lediglich vereinzelt weisen Pulverpartikel eine leicht elliptische oder unregelmäßige Form auf. Die Aufnahmen zeigen nur ein Partikel, der gebrochen ist. Insgesamt sprechen die Aufnahmen für eine hohe Qualität des verwendeten Pulvers mit in den unterschiedlichen Partikelgrößen gleichmäßig runden Partikeln.

Die dynamische Bildanalyse des QICPIC-Messsystems ermöglicht ebenfalls das Ableiten von Formparametern. Hier wird die Sphärizität aus dem Äquivalentkreis der Partikelgrößenverteilung abgeleitet. Sie wird berechnet als Verhältnis aus dem Umfang des flächengleichen Äquivalentkreises zum durch die Projektion des Partikels gebildeten tatsächlichen Umfang. Die auf diese Weise ermittelte Sphärizität kann Werte zwischen null und eins annehmen. Je näher der Wert an eins liegt, umso mehr entspricht die Projektionsfläche einem idealen Kreis. Die absolute Betrachtung dieser Werte ist jedoch schwierig. Vielmehr soll durch diese zusätzliche Auswertung der optische Eindruck aus dem REM-Aufnahmen unterstützt werden. Die Sphärizität wird über der äquivalenten Partikelgröße dargestellt.

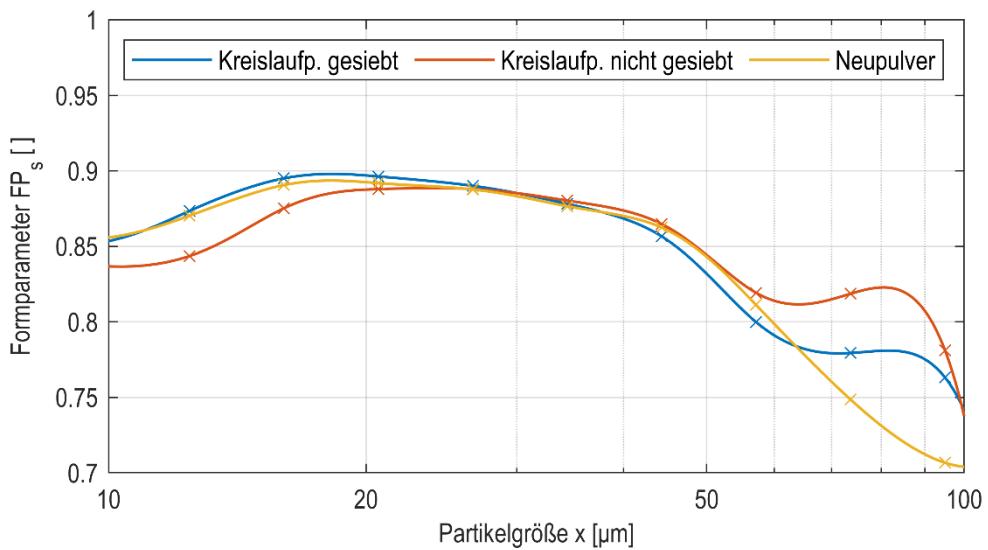


Abbildung 5-4: Bewertung der Sphärität FP_s über der äquivalenten Partikelgröße x

Entsprechend der Partikelgrößenverteilung besitzt der Bereich zwischen 20 μm und 50 μm das größte Volumen der Partikel. In diesem Bereich liegen die Kurven der Sphärität FP_s nahe aneinander bei einem Wert zwischen 0,85 und 0,9. Dies spricht für eine gleichmäßige Partikelform in diesem Bereich und untermauert so den optischen Eindruck der REM-Aufnahmen.

5.3.3 Fließfähigkeit

Als letzter Parameter der Pulvermasse im additiv gefertigten Dämpfer soll abschließend die Fließfähigkeit betrachtet werden. Diese ist ein Maß für die Beweglichkeit der Partikel. Das dynamische Fließverhalten wird mit einem PS Prozesstechnik Revolution Powder Analyzer ermittelt. Dabei wird eine Trommel mit einem definierten Volumen (100 ml) des zu untersuchenden Pulvermaterials gefüllt. Die Deckel der Trommel sind aus Glas. Während der Messung wird die Trommel mit 0,3 U/Min um ihre Zylinderachse rotiert und mittels einer Kamera werden kontinuierlich Bilder des Pulvers bei Gegenlicht aufgenommen. Die Software ermittelt aus den Lawinen, die sich an der aufwärtslaufenden Flanke der Trommel bilden, unterschiedliche Kennwerte. Hier soll der Lawinenwinkel zur Bewertung der Fließfähigkeit verwendet werden. Er gibt den Winkel des Pulvers an, bei dem sich die Lawinen bilden. Der Lawinenwinkel wird als Summenverteilung angegeben.

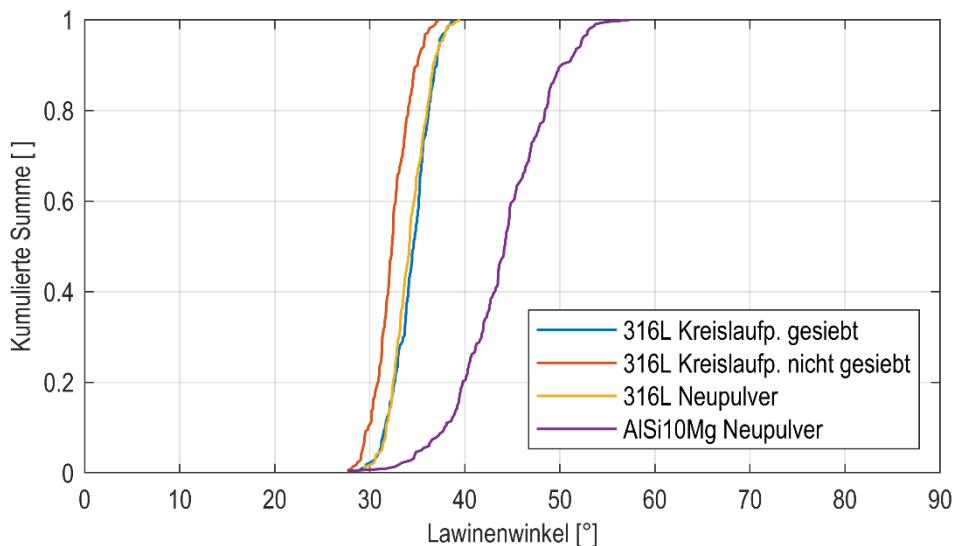


Abbildung 5-5: Summenverteilung des Lawinenwinkels für verschiedene Pulver

An dieser Stelle soll ebenfalls lediglich ein relativer Vergleich der bereits betrachteten Pulver aus 316L erfolgen (vgl. Abbildung 5-5). Um dies in Bezug zu setzen, wurde zusätzlich eine Probe Neupulver aus dem Werkstoff AISi10Mg untersucht. Die Summenverteilungen für die drei Proben des 316L-Stahls sind sehr schmal und liegen näherungsweise übereinander in einem Bereich zwischen 30° und 40° . Verglichen dazu ist die Summenverteilung für den Aluminiumwerkstoff deutlich breiter und flacher ausgeprägt. Dies spricht für eine gleichmäßigere und bessere dynamische Fließfähigkeit des verwendeten Stahlwerkstoffs 316L und ist Grund für die Auswahl dieses Werkstoffs als Ausgangsmaterial für den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer im Rahmen dieser Arbeit.

5.4 Definition des Untersuchungsgegenstands

Der Untersuchungsgegenstand der vorliegenden Arbeit ist ein direkt mit dem LBM-Prozess hergestellter Partikeldämpfer. Dabei wird ein Hohlraum in einem Bauteil erzeugt. Das pulverförmige Ausgangsmaterial wird im Anschluss an die Fertigung nicht aus diesem Hohlraum entfernt, sondern verbleibt dort. Es bildet dort das Partikelsystem des Partikeldämpfers. Eine nachträgliche Änderung der Hohlraumfüllung wird nicht vorgenommen. Die systematische Erarbeitung von Konstruktionsregeln für den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer wird auf die in Abbildung 5-1 definierten, reduzierten Einflussfaktoren beschränkt. Dies resultiert sowohl aus den fertigungsbedingten Randbedingungen als auch aus der Werkstoffauswahl und dem in Kapitel 2.4 vorgestellten Leistungsansatz nach YANG. Die ausgewählten Einflussfaktoren sind dabei vornehmlich geometrischer oder schwingungstechnischer Natur. Die Hauptgruppen des Partikelsystems und der Umgebung werden dabei nicht betrachtet.

Um den Gültigkeitsbereich der Arbeitsschritte und Ergebnisse dieser Arbeit festzulegen, sind Randbedingungen und Annahmen zu definieren. Auf gegebenenfalls notwendige Anpassungen der Randbedingungen und Annahmen wird an entsprechender Stelle hingewiesen.

Für die weiteren Kapitel wird von folgenden Randbedingungen und Annahmen ausgegangen:

- Die Prüfkörper werden mit einer SLM 280 HL Single Laser hergestellt.
- Als Ausgangsmaterial wird Kreislaufpulver genutzt, welches mehrfach in der Anlage verwendet wurde und anschließend mittels Siebung aufbereitet wurde.
- Die Fertigung erfolgt mit dem herstellerseitigen Maschinenparametersatz 316L_SLM_MB3.0_50_CE2_400W_Stripes_V2.0.
- Fertigungsbedingte Abweichungen im Hohlraum werden vernachlässigt. Die Geometrie des Hohlraums wird als ideal angenommen.
- Die Bauteileigenschaften werden aus dem Datenblatt des Anlagenherstellers [SLM21-01] übernommen, dabei wird der verwendete Parametersatz zugrunde gelegt.

6 Experimentelle Untersuchungen

Die Vielzahl an feinen Partikeln im additiv gefertigten Partikeldämpfer macht eine physikalisch korrekte Simulation in einem sinnvollen Zeitrahmen unmöglich. In Vorversuchen mit einem vereinfachenden Diskrete-Element-Modell konnte dies nachgewiesen werden. Daher sind experimentelle Untersuchungen des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers unabdingbar.

Hierfür wurde basierend auf dem Leistungsansatz nach YANG (Kapitel 2.4) ein Versuchsaufbau aufgebaut, der die experimentelle Untersuchung des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers mit reduziertem Einfluss des Primärsystems widerspiegelt. Zunächst wird der Versuchsaufbau beschrieben. Darauffolgend wird der Messablauf dargestellt. Anschließend erfolgt auch die Beschreibung der benötigten Softwareprogramme, welche die Auswertung der vom Prüfstand aufgezeichneten Messdaten ermöglicht.

6.1 Prüftechnik

In Kapitel 2.4 wurde der Leistungsansatz nach YANG zur Bewertung der additiv gefertigten Partikeldämpfer mittels experimenteller Untersuchungen hergeleitet und vorgestellt. Dieser erfordert eine stationäre, harmonische Anregung des zu untersuchenden Prüfkörpers und eine synchrone Messung des Kraft- und Geschwindigkeitsverlaufes, um die Dämpfungseigenschaften für unterschiedliche Einflussfaktoren erfassen zu können.

6.1.1 Versuchsaufbau

Am Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik der Universität Paderborn wurde ein Schwingungsprüfstand für die experimentelle Untersuchung additiv gefertigter Partikeldämpfer entwickelt und aufgebaut. Abbildung 6-1 stellt seine Struktur schematisch dar; die Abbildung 6-2 zeigt ein Foto des Schwingungsprüfstands.

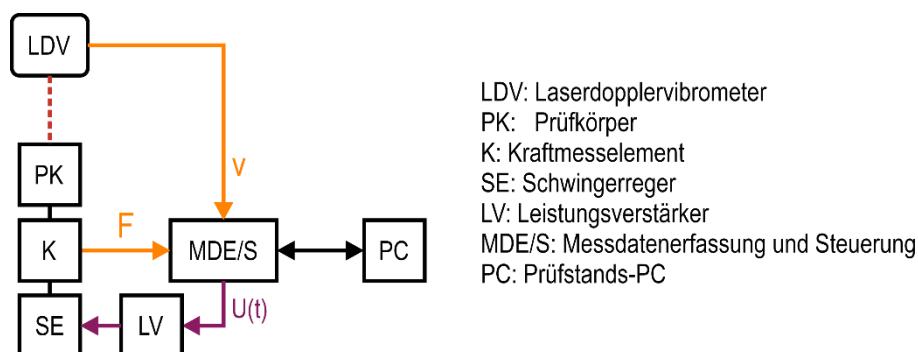


Abbildung 6-1: Schematische Darstellung des Schwingungsprüfstandes

Zentrale Einheit ist das System zur Messdatenerfassung und Steuerung (MDE/S). Hierfür wird ein NI cRIO 9074 eingesetzt, das über ein FPGA die Messdatenerfassung und Sollwertvorgabe übernimmt. Die Programmierung dieses Systems erfolgt über das grafische Programmiersystem LabVIEW®. Mittels eines analogen Spannungsausgabemoduls (NI-9263) wird eine definierte, sinusförmige Spannung (Formel (6-1)) erzeugt, die durch den Leistungsverstärker (LV) für den elektromagnetischen Schwingerreger (SE) verstärkt wird.

$$U(t) = \hat{U} \cdot \sin(2\pi ft) \quad (6-1)$$

Der Schwingtisch des Schwingerregers ist über ein Kraftmesselement (K) starr mit dem Prüfkörper (PK) verbunden und regt diesen zum Schwingen an. Neben der Kraftmessung durch das Kraftmesselement werden die Geschwindigkeit und Position des Prüfkörpers über ein Laserdopplervibrometer (LDV) gemessen. Das MDE/S-System erfasst die analogen Messsignale von Kraft und Geschwindigkeit mit einer Abtastrate von 100 kHz und leitet die Signalverläufe an den Prüfstand-PC weiter. Dort erfolgt die Berechnung von Beschleunigung und Weg aus der Geschwindigkeit über folgende mathematische Zusammenhänge:

$$v(t) = \dot{s}(t) \Rightarrow s(t) = \int v(t) dt \quad (6-2)$$

$$a(t) = \ddot{v}(t) \quad (6-3)$$

Für die Messung stehen zwei Modi zur Verfügung. Ohne Beschleunigungsregelung wird das Spannungssignal $U(t)$ für den Leistungsverstärker direkt vorgegeben. Alternativ wird das Spannungssignal $U(t)$ auf Basis der Beschleunigungsamplitude \ddot{a} durch den Prüfstand-PC geregelt. Dies ermöglicht ein reproduzierbares und wiederholgenaues Einstellen der einzelnen Messpunkte. Durch den Prüfstand-PC werden die Messabläufe vorgegeben, die Signalverläufe in TDMS-Dateien abgespeichert und der Prüfstand überwacht.

Die Anregung eines Prüfkörpers zu einer harmonischen Schwingung wird durch einen Schwingerreger vom Typ Tira S51120 realisiert. Dieser kann in einem Frequenzbereich von $f = [2...7000]$ Hz mit einer maximalen Sinusnennkraft von $F_{max} = 200$ N anregen. Der Schwingerreger wird durch einen Leistungsverstärker vom Typ BAA 500 mit einer definierten Leistung versorgt. Die Vorgabe des Sinussignals erfolgt durch die Prüfstandsteuerung.

Die vom Schwingerreger auf den Prüfkörper übertragene Kraft wird durch ein piezoelektrisches Kraftmesselement vom Typ Kistler 9311B gemessen. Die resultierenden Ladungssignale werden durch einen Ladungsverstärker vom Typ Kistler 5015A in ein analoges Spannungssignal umgewandelt. Die Geschwindigkeit des Prüfkörpers wird durch ein LDV vom Typ Polytec PFV5000 gemessen und als analoges Spannungssignal zur Verfügung gestellt. Die Erfassung der Messsignale erfolgt durch ein simultan arbeitendes Spannungseingangsmodul (NI-9220) bei einer Abtastrate von 100 kHz pro Kanal und einer Auflösung von 16 bit.

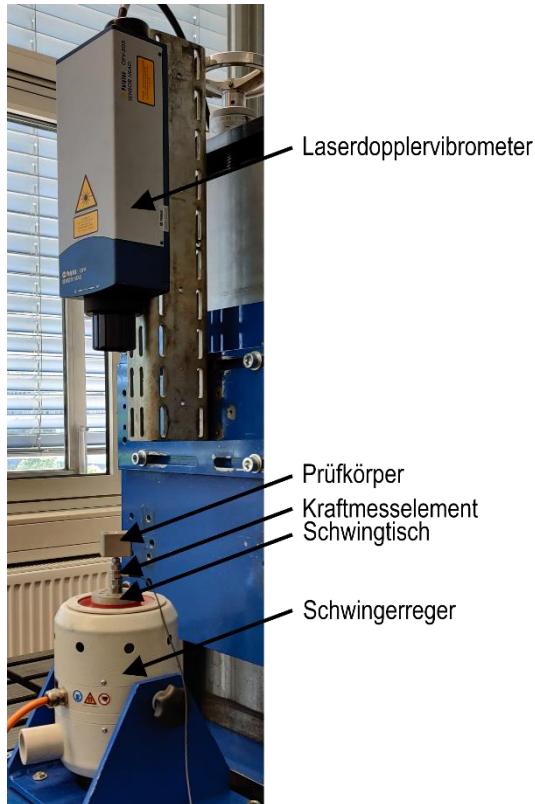


Abbildung 6-2: Aufbau des Prüfstands für Untersuchungen in vertikaler Schwingrichtung

Grenzen des Prüfstandes ergeben sich aus den Grenzen des Schwingerregers (vgl. Tabelle 6-1). Hierbei ist zum einen die elektromagnetische Spule in ihrer maximalen Leistung von $P_{el,max} = 350 \text{ W}$ begrenzt und zum anderen das Federsystem zur Aufnahme des Schwingtisches in seiner maximal zulässigen Wegamplitude von $s_{max} = 6,5 \text{ mm}$, der maximal zulässigen Geschwindigkeit des Schwingtisches von $v_{max} = 1,5 \text{ m/s}$ und der maximal zulässigen Kraft von $F_{max} = 100 \text{ N}$. Aus der maximal zulässigen Kraft des Schwingerregers ergibt sich mit der bewegten Masse aus Schwingtisch, Kraftmesselement und Prüfkörper die obere Begrenzung der Beschleunigungsamplituden des zu untersuchenden Kennfelds. Diese Grenzen wurden entsprechend in der Steuerung implementiert und verhindern so eine Überlastung des Schwingerregers.

Tabelle 6-1: Grenzen des Prüfstands resultierend aus dem Schwingerreger

Elektrische Leistung	$P_{el,max} = 350 \text{ W}$
Wegamplitude	$\hat{x}_{max} = 6,5 \text{ mm}$
Geschwindigkeit	$\hat{v}_{max} = 1,5 \text{ m/s}$
Kraft	$\hat{F}_{max} = 100 \text{ N}$

6.1.2 Durchführung von Messungen

Das Konzept der komplexen mechanischen Leistung nach YANG erfordert das Messen von Kraft und Geschwindigkeit bei einer stationären Schwingung. Somit können nur diskrete Messpunkte im Kennfeld aus Frequenz und Beschleunigungsamplitude abgebildet werden, anhand derer die Dämpfung über dem Anregungskennfeld charakterisiert wird. Ein Messpunkt bildet dabei eine Frequenz und eine Beschleunigungsamplitude ab, bei der die Messung an der stationären Schwingung durchgeführt wird. Zunächst soll die Messung eines Messpunktes näher erläutert werden.

Generell ist zwischen einer Messung ohne oder mit Beschleunigungsregelung zu unterscheiden. Ohne Beschleunigungsregelung wird der Prüfkörper für den jeweiligen Messpunkt mit der Beschleunigungsregelung eingemessen. Die Messung mit Beschleunigungsregelung im zweiten Schritt ist notwendig, um die Messung im definierten Messpunkt durchzuführen zu können. Dieses zweistufige Vorgehen folgt aus dem stark nichtlinearen Verhalten des Partikeldämpfers. Ohne zusätzliches Einmessen des Prüfkörpers als Basis für die Regelung sind die Zeiten zum Einregeln der Beschleunigungsamplitude mitunter im Minutenbereich, sodass eine effiziente Messung aller Messpunkte im später vorgestellten automatisierten Messablauf nicht möglich ist.

Randbedingungen für den Leistungsansatz resultieren aus dem Prüfkonzept und aus Anforderungen des verwendeten Schwingerregers. Der Leistungsansatz erfordert eine Messung bei stationärer Schwingung. Um impulsartige Beanspruchungen des Schwingerregers zu vermeiden, wird die Amplitude der Schwingung über Rampen hoch und heruntergefahren. Mit Beschleunigungsregelung schließt sich an die Rampe der Amplitude das Zeitintervall zum Einregeln der Beschleunigungsamplitude an. Die stationäre Schwingung im Messablauf wird über ein Zeitintervall zum Einschwingen eingeleitet. Darauf folgt die Messzeit, bei der die Messsignale erfasst und abgespeichert werden.

Um das Kennfeld aus Beschleunigungsamplituden und Frequenzen effizient zu messen, wurde ein automatisierter Prüfablauf etabliert. Hierbei werden iterativ Messpunkte in einer Messreihe abgearbeitet. Eine Messreihe setzt sich aus drei Einzelschritten zusammen: dem Einmessen des Prüfkörpers zur Ermittlung des Prüfplans, dem Messlauf entsprechend des ermittelten Prüfplans und der Auswertung dieser Messreihe mittels Matlab.

Tabelle 6-2: Prüfpläne für Einmessen und Messlauf

	Einmessen	Messlauf
Kennfeld	$f = [100; 200 \dots 5000] \text{ Hz}$	$f = [100; 200 \dots 5000] \text{ Hz}$
	$U = [5; 20; 40] \text{ mV}$	U entsprechend Einmessen
	$\Gamma = ?$	$\Gamma = [0,5; 0,75; 1; 1,5 \dots 5; 6 \dots 12] \text{ g}$
Beschleunigungsregelung	Nein	Ja

Das Kennfeld aus Frequenzen und Beschleunigungen ist in Tabelle 6-2 beschrieben. Der Frequenzbereich wurde basierend auf Voruntersuchungen auf Frequenzen von $f = [2 \dots 7000]$ Hz festgelegt. Der Frequenzbereich wird dabei äquidistant mit einem Abstand von $\Delta f = 100$ Hz unterteilt. Die Beschleunigungsamplituden basieren auf den Grenzen des Prüfstands (vgl. Tabelle 6-1). Hier wird durch eine ungleichmäßige Verteilung der Beschleunigung der untere Bereich feiner aufgelöst. Die obere Grenze des Kennfelds mit $\Gamma_{\max} = 12$ ergibt sich aus einer angenommenen maximalen Prüfkörpermasse von $m_{PK,\max} = 500$ g.

Im ersten Schritt wird der Prüfkörper für alle Frequenzen des Kennfelds eingemessen. Hier wird ohne die Beschleunigungsregelung gemessen, um das grobe Übertragungsverhalten des Systems zu ermitteln. Die Sollamplituden sind in diesem Fall drei feste Spannungsamplituden (5 mV, 20 mV und 40 mV). Dies ist notwendig, um trotz des stark nichtlinearen Verhaltens des Partikeldämpfers kurze Zeiten zum Einregeln der Beschleunigung im eigentlichen Messlauf zu erzielen. Aus den Ergebnissen der Einmessung wird mittels Matlab-Skript der Prüfplan mit Startwerten für die Beschleunigungsregelung zu jeder einzelnen Frequenz abgeleitet.

Im zweiten Schritt wird das Kennfeld entsprechend des Prüfplans gemessen. Hierzu wird die Beschleunigungsregelung über einen PID-Regler in einem weiteren iterativen und automatisierten Ablauf verwendet. In Vorversuchen konnte jedoch festgestellt werden, dass der Regler nicht direkt eingesetzt werden kann. Vielmehr wird für ein sprungfreies Einschwingen der harmonischen Schwingung eine weitere Abschätzung der Spannungsamplitude benötigt. Der Ablauf der Messung für einen Messpunkt ist dabei wie folgt: Zunächst wird eine Rampe der Spannungsamplitude basierend auf der Vorgabe aus dem Prüfplan hochgefahren. Hierbei wird die Spannungsamplitude als neuer Sollwert ermittelt, bei der die zu erzielende Beschleunigungsamplitude erreicht wird. Anschließend wird die Spannungsamplitude wieder über eine Rampe heruntergefahren. Mit diesem neuen Sollwert kann die finale Schwingung initiiert werden. Dazu wird der Sollwert der Spannungsamplitude über eine erneute Rampe angesteuert. Ist dieser erreicht, wird der Regler aktiviert. Um eine stationäre Schwingung zu erreichen, wird der Regler deaktiviert sobald die Beschleunigungsamplitude bis auf die erste Dezimalstelle eingeregelt ist. Es folgt die Speicherzeit, in der die Verläufe von Kraft und Geschwindigkeit aufgezeichnet werden. Darauf folgend wird die Spannungsamplitude wieder über eine Rampe auf null abgesenkt. Zur statistischen Absicherung der Messungen in den einzelnen Messpunkten wird der komplette Prüfplan fünffach wiederholt. Dabei wird das Kennfeld hintereinander wiederholt, sodass die Messpunkte nicht direkt hintereinander wiederholt werden. Auf diese Weise werden alle Messpunkte für eine Messreihe aufgezeichnet und abgespeichert.

Die Dateien eines Messlaufs werden im dritten Schritt über ein Matlab-Skript ausgewertet. Hier wird der Verlustfaktor aus den Messsignalen von Kraft- und Geschwindigkeit berechnet. Dazu werden die Amplituden- und Frequenzspektren der Signalverläufe mittels Fast

Fourier Transformation (FFT) ermittelt. Mit Formeln (2-18) bis (2-21) werden für jeden Messpunkt die komplexen Leistungsparameter und der Verlustfaktor kalkuliert. Ebenso wird die Korrektur des Phasenfehlers an dieser Stelle vorgenommen. Dieses Vorgehen wird iterativ wiederholt, bis alle Messpunkte einer Messreihe ausgewertet sind. Die ausgewerteten Daten werden in Tabellenform abgespeichert und stehen zur weiteren Analyse zur Verfügung.

6.1.3 Resonanzfrequenz

Resonanzen liegen vor, wenn die Anregungsfrequenz der Eigenfrequenz des schwingenden Systems entspricht [JKM13]. Dies gilt auch für das reduzierte schwingende System des Versuchsaufbaus bestehend aus Schwingtisch, Kraftsensor, Prüfkörper sowie den Verbindungselementen. Die Eigenfrequenz f_0 hängt dabei nach Formel (6-4) von der Steifigkeit c und der Masse m des betrachteten Systems ab.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (6-4)$$

Eine Erhöhung der Steifigkeit c und / oder eine Verringerung der Masse m führen somit zu einer höheren Eigenfrequenz f_0 . Diese Resonanzen haben ebenfalls einen Einfluss auf die Phasenverschiebung und sind somit im Rahmen der experimentellen Untersuchungen unerwünscht.

Im Rahmen des Versuchsaufbaus sind besonders die Verbindungselemente relevant, da sie den einzigen realisierbaren Freiheitsgrad bilden. Diese Verbindungselemente zwischen den einzelnen Komponenten des schwingenden Systems sollten zur Erzielung einer größtmöglichen Eigenfrequenz die höchstmögliche Steifigkeit und die geringste Masse besitzen. Der Schwingtisch und der Kraftsensor weisen Gewinde in der Größe M6 als Anschlussmöglichkeiten auf (vgl. Abbildung 6-2). Die Verbindung zwischen Schwingtisch und Kraftsensor wurde daher direkt mit einem Gewindestift realisiert. Zur Verbindung des Kraftsensors mit dem Prüfkörper wird ein Gewindeschweißbolzen mittels Widerstandspunktschweißen direkt an den Prüfkörper geschweißt. Dies ermöglicht ein sehr kurzes Verbindungselement, sodass in Zusammenspiel mit der stoffschlüssigen Verbindung durch das Punktschweißen eine sehr steife Verbindung entsteht.

Trotz all dieser Maßnahmen liegt die Eigenfrequenz f_0 teils im betrachteten Frequenzbereich von 100 bis 5000 Hz. Dies ist zum einen in unterschiedlichen Steifigkeiten der Prüfkörper durch ihre Geometrie begründet. Zum anderen sind unterschiedliche Prüfkörpermassen Ursache für eine Verschiebung der Eigenfrequenz f_0 in den betrachteten Frequenzbereich.

Da die Resonanzen durch die Eigenfrequenzen nicht weiter unterbunden werden können, wird der Frequenzbereich für die einzelnen Messungen nachträglich beschnitten. Hierzu wird aus den Messdaten anhand der Amplitude die Eigenfrequenz ermittelt. Betrachtung findet im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich der unterkritische Bereich $f/f_0 < 1$ [BS08]. Aus messtechnischen Gründen stellt dies zwar eine Einschränkung des Untersuchungsbereichs dar, stellt aber die Vergleichbarkeit der Ergebnisse sicher.

6.1.4 Korrektur des Phasenfehlers

Die unterschiedlichen Durchlaufzeiten der Messsignale durch die beiden Messsysteme verursachen einen relativen Phasenfehler zwischen den beiden Messgrößen Kraft und Geschwindigkeit (vgl. Kapitel 2.4). Weiterhin tragen Dämpfungen durch den Swingerreger und Pumpverluste durch die Bewegung des Prüfkörpers in der umgebenden Luft zu einer Verschiebung der Phase zwischen den Messsignalen bei. YANG hat die Korrektur dieses relativen Phasenfehlers theoretisch hergeleitet und praktisch angewendet [Yan03]. Hierzu werden Messungen mit einer soliden Einzelmasse durchgeführt. Auf diese Weise kann der Phasenfehler durch die Durchlaufzeiten und durch unerwünschte Dämpfung eliminiert werden. Dabei wird der gleiche Prüfplan hinsichtlich Frequenz und Beschleunigung verwendet, der später auch für die Messläufe Anwendung findet (vgl. Tabelle 6-2). Da besonders die Dämpfungsleistung und der hieraus abgeleitete Verlustfaktor sehr empfindlich auf Fehler in der Phase zwischen Kraft- und Geschwindigkeitssignal sind, wird zum Einmessen des Phasenfehlers eine hohe Statistik mit 40 Wiederholungen des gesamten Prüfplans verwendet. Dabei wird eine Referenzmasse ohne Partikel mit $m_{\text{Ref}} = 277$ g für alle Messungen verwendet. Ohne Dämpfung gibt die Theorie einen Phasenversatz von 90° zwischen dem Kraft- und dem Geschwindigkeitssignal vor. Mittels der Auswertung in Matlab kann auf diese Weise aus den Messdaten der Phasenfehler für jeden einzelnen Messpunkt ermittelt werden.

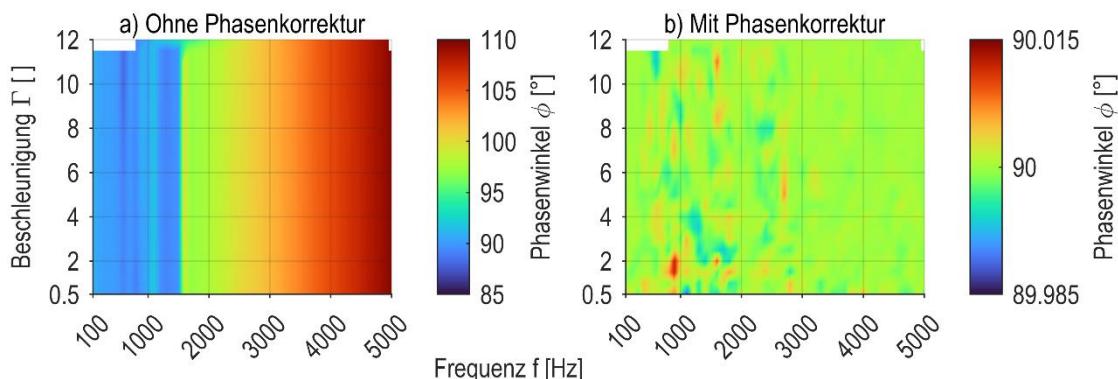


Abbildung 6-3: Phasenwinkel zwischen Kraft- und Geschwindigkeitssignal bei vertikaler Anregung a) ohne Korrektur b) mit Korrektur des Phasenfehlers

Anhand der Messungen kann gezeigt werden, dass der Phasenfehler lediglich signifikant von der Frequenz der Anregung abhängt (vgl. Abbildung 6-3). Die Beschleunigungsamplitude spielt keine signifikante Rolle für den Phasenfehler und muss daher nicht für die Korrektur berücksichtigt werden. Die Korrektur des Phasenfehlers bei der Auswertung folgender Messreihen erfolgt später automatisch in Matlab als Funktion der Anregungsfrequenz. Durch die Korrektur des Phasenfehlers kann der Phasenwinkel signifikant verbessert werden und es treten lediglich Abweichungen von maximal $\pm 0,015^\circ$ auf (Abbildung 6-3). Hierdurch resultieren maximale Fehler in dem Verlustfaktor von $\pm 2,618 \cdot 10^{-4}$.

Die Anwendung der Korrektur des Phasenfehlers auf andere Messdaten mit der gleichen Referenzmasse liefert einen minimalen Verlustfaktor $\eta_{\min} = -0,07$ (vgl. Abbildung 6-4). Der maximale Verlustfaktor beträgt $\eta_{\max} = 0,03$.

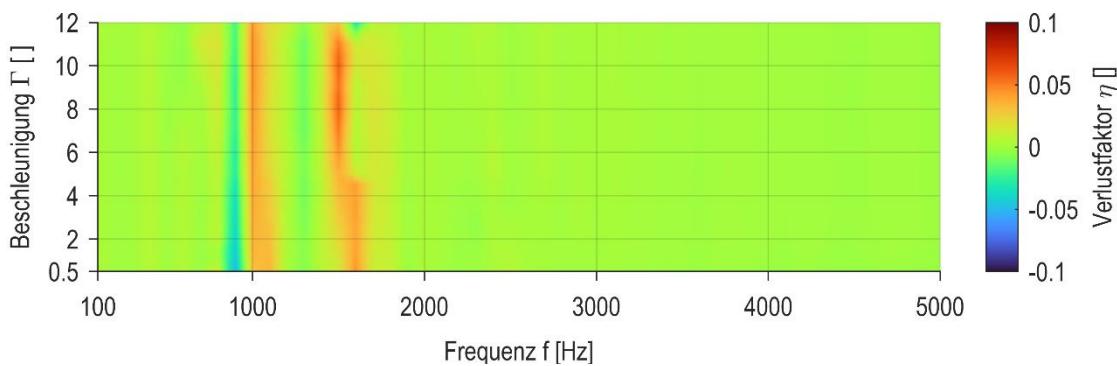


Abbildung 6-4: Verlustfaktor nach der Korrektur des Phasenfehlers bei erneuter Messung mit gleicher Referenzmasse

Die Daten zur Korrektur des Phasenfehlers in vertikaler Anregungsrichtung können ebenfalls zur Korrektur des Phasenfehlers in horizontale Richtung verwendet werden. Abbildung 6-5 zeigt den Verlustfaktor für horizontale Anregung, welcher mit den Korrekturdaten des Phasenfehlers der vertikalen Anregung bereinigt wurde.

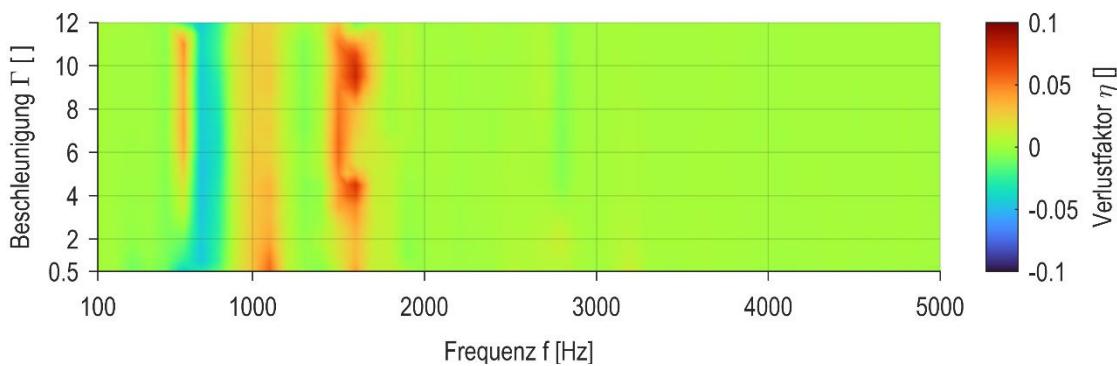


Abbildung 6-5: Verlustfaktor für horizontale Anregung mit den Korrekturdaten der vertikalen Anregung

Ebenso wie bei vertikaler Anregung wird der Phasenfehler bei horizontaler Anregung gut korrigiert. Hierdurch wird ein minimaler Verlustfaktor von $\eta_{\min} = -0,06$ und ein maximaler Verlustfaktor von $\eta_{\max} = 0,07$ erreicht. Diese Werte sind größer als bei vertikaler Anregung und liegen hinreichend genau am Verlustfaktor für den ungedämpften Fall von $\eta = 0$. Somit kann die Korrektur des Phasenfehlers als erfolgreich angesehen werden.

6.1.5 Korrektur der effektiven Masse

Die effektive Masse wird relativ erfasst und beinhaltet auch Massenanteile der Kraftmessdose. Da sie jedoch konstant bleiben, ist an dieser Stelle ebenfalls eine Korrektur möglich.

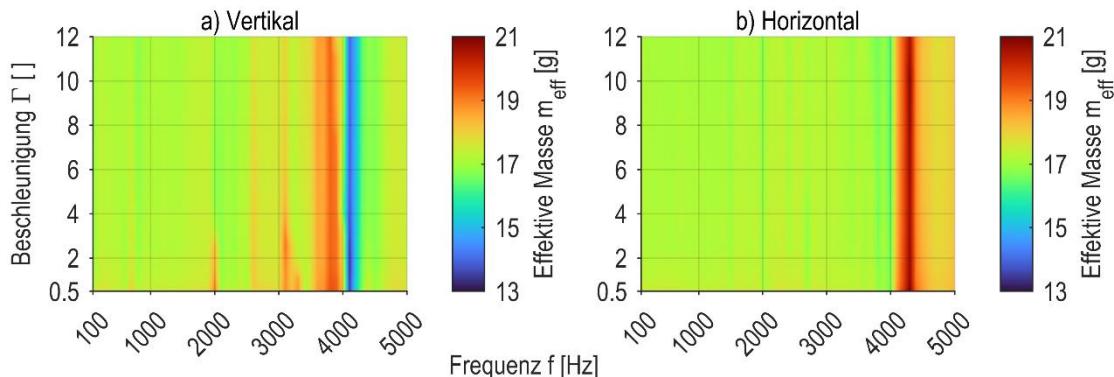


Abbildung 6-6: Leermessungen ohne Prüfkörper a) in vertikaler Ausrichtung b) in horizontaler Ausrichtung

Abbildung 6-6 zeigt die gemessene effektive Masse m_{eff} ohne Prüfkörper. Diese schwankt in beiden Fällen über dem Kennfeld leicht um den Mittelwert von $m_{\text{eff,mittel}} = 17,4$ g. Die Schwankungen liegen dabei im Bereich von ± 3 g. Da diese Kennwerte später nicht anhand ihrer absoluten Zahlenwerte zur Bewertung der Dämpfung herangezogen werden, sondern lediglich Tendenzen und relative Trends abgeleitet werden, wird die effektive Masse m_{eff} anhand des Mittelwerts korrigiert.

6.1.6 Validierung der Prüftechnik

Da der Prüfstand inklusive der nachfolgenden Auswertung eigenständig erarbeitet wurde, ist eine Validierung notwendig. Diese geschieht in unterschiedlichen Schritten. Das hieraus resultierende Gesamtbild dient zur Beurteilung der Messmittelfähigkeit der Prüftechnik.

Zuerst wird die Wiederholbarkeit einer Messreihe beurteilt. Hierzu wird die Referenzmasse mit $m_{\text{Ref}} = 277$ g verwendet. Zur Beurteilung der Wiederholbarkeit wird eine Messreihe entsprechend des definierten Kennfelds fünfmal aufgenommen. Zusätzlich wird die standard-

mäßig gewählte Anzahl von fünf Wiederholungen pro Messpunkt in jeder Messreihe verwendet.

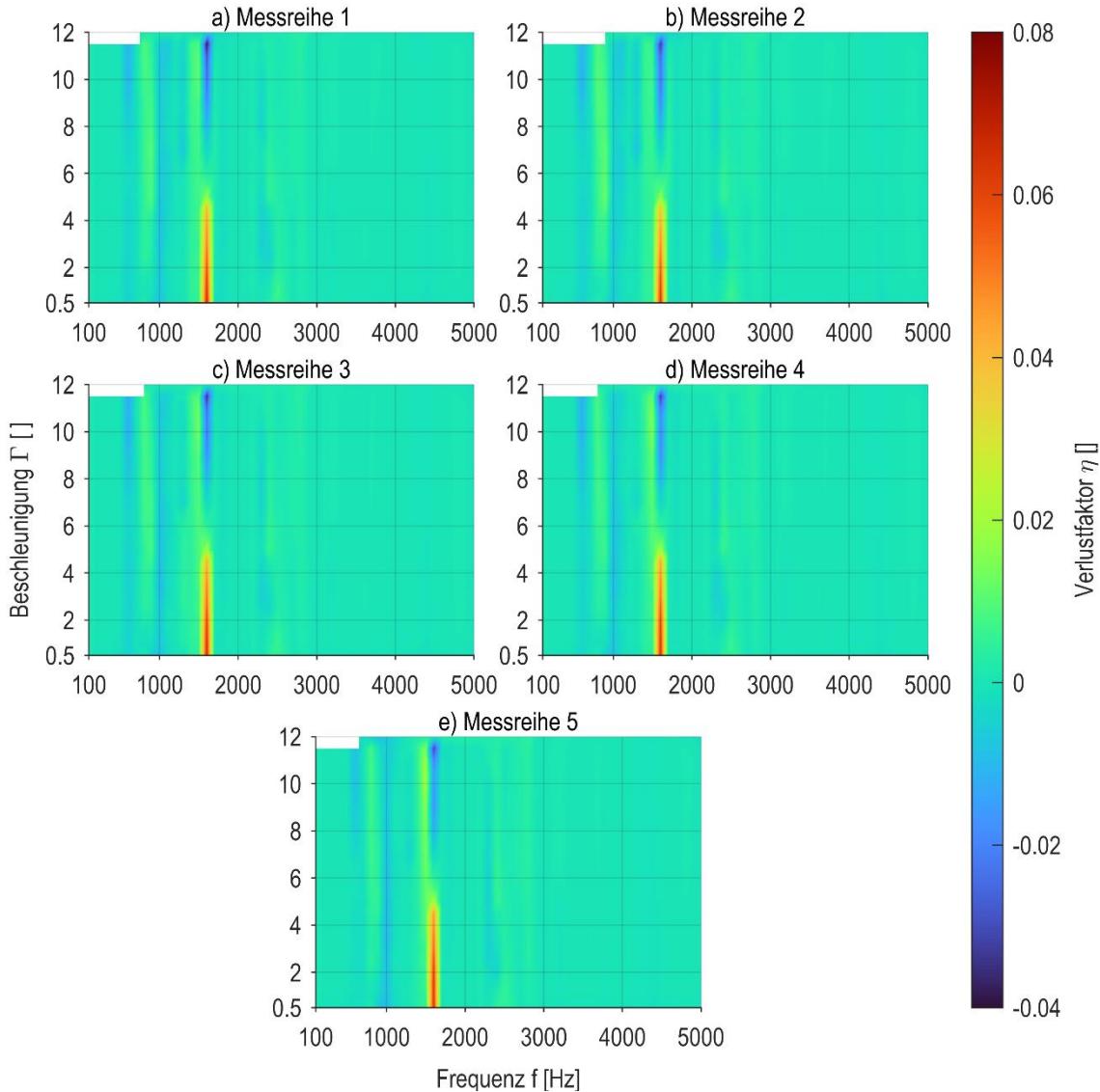


Abbildung 6-7: Verlustfaktor der wiederholten Messreihen

Abbildung 6-7 zeigt den Verlustfaktor η für die verschiedenen, wiederholten Messreihen. Subjektiv betrachtet unterscheiden sich die Diagramme kaum voneinander. Dies lässt sich auch objektiv untermauern durch die Betrachtung von Streuungsparametern für die Wiederholung der Messreihe.

Hierzu soll die mittlere quadratische Abweichung des Verlustfaktors η für jeden Messpunkt über die fünf Wiederholungen betrachtet werden (vgl. Abbildung 6-8). Die mittlere quadratische Abweichung (MQA) ist insgesamt sehr niedrig und erreicht lediglich Spitzenwerte von $MQA_{\max} = 1,9 \cdot 10^{-5}$. Im Mittel liegt der Wert bei $MQA_{\text{mittel}} = 4,5 \cdot 10^{-7}$. Dies zeigt eine sehr geringe Streuung zwischen den Mittelwerten und zeugt von einer hohen Wiederholbarkeit der Messungen.

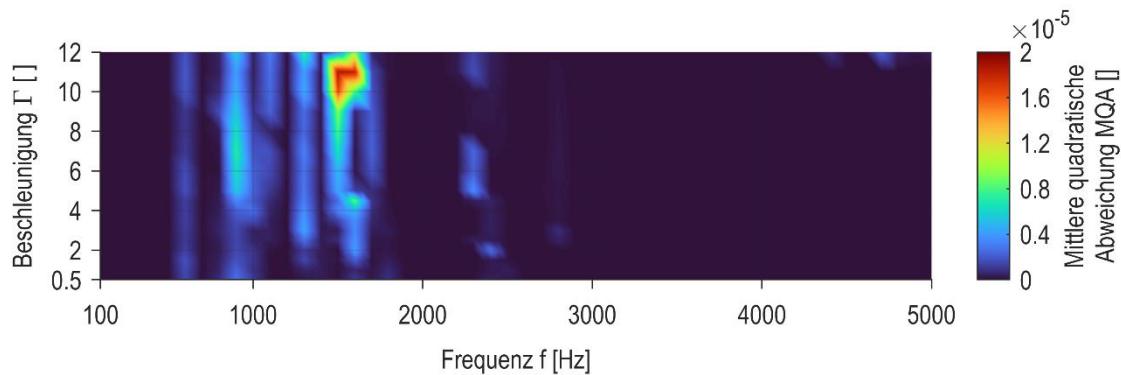


Abbildung 6-8: Mittlere quadratische Abweichung (MQA) des Verlustfaktors η der wiederholten Messreihen über dem Kennfeld

Im nächsten Schritt zur Validierung der Prüftechnik wird das Verhalten bei einer anderen Referenzmasse betrachtet. Hierfür soll trotz geänderter Masse und Geometrie ein Verlustfaktor nahe Null erreicht werden. Für diesen Schritt werden Referenzmassen ohne Partikeldämpfer mit $m_{\text{Ref}} = 117 \text{ g}$ und $m_{\text{Ref}} = 432 \text{ g}$ verwendet. Zur Bewertung der Übertragbarkeit auf andere Referenzmassen wird der Verlustfaktor η verwendet.

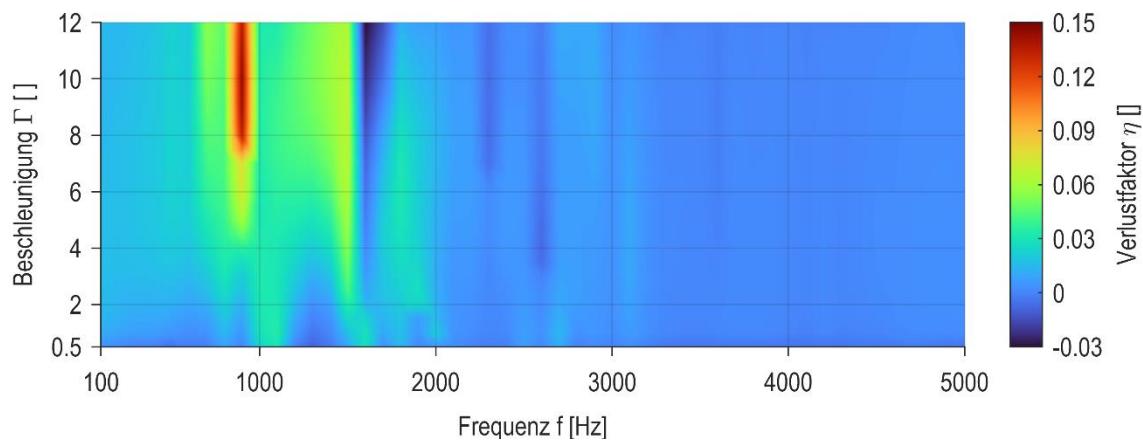


Abbildung 6-9: Verlustfaktor η der Referenzmasse $m_{\text{Ref}} = 117 \text{ g}$

Abbildung 6-9 zeigt den Verlustfaktor η der Referenzmasse $m_{\text{Ref}} = 117 \text{ g}$ über dem Kennfeld. Durch die veränderte Referenzmasse liegt der maximale Verlustfaktor erwartungsgemäß geringfügig höher als bei der Referenzmasse $m_{\text{Ref}} = 277 \text{ g}$. Dies ist in der Aufnahme der Korrekturwerte für den Phasenfehler mit der Referenzmasse $m_{\text{Ref}} = 277 \text{ g}$ zu begründen. Für die Referenzmasse $m_{\text{Ref}} = 117 \text{ g}$ beträgt der maximale Verlustfaktor $\eta_{\text{max}} = 0,14$. Der Mittelwert liegt bei $\eta_{\text{mittel}} = 0,01$.

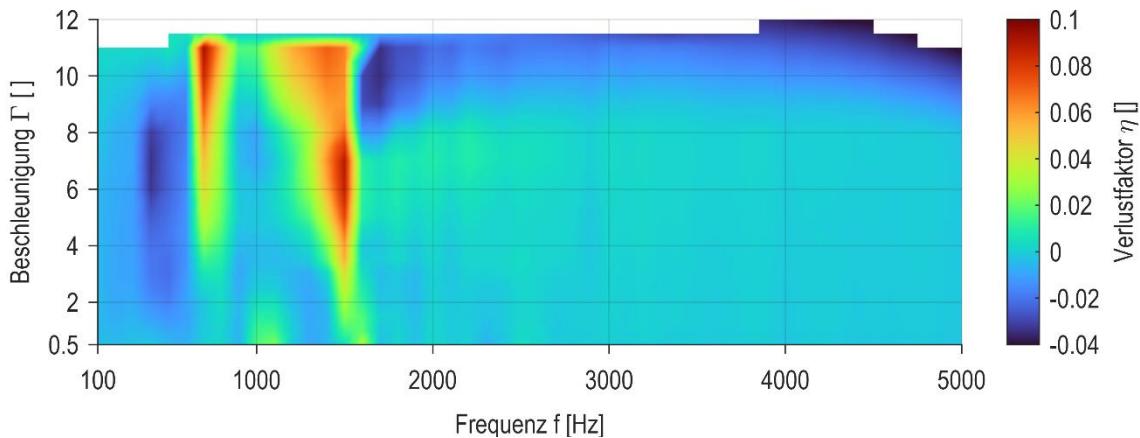


Abbildung 6-10: Verlustfaktor η der Referenzmasse $m_{\text{Ref}} = 432 \text{ g}$

Für die Referenzmasse $m_{\text{Ref}} = 432 \text{ g}$ ergibt sich ein maximaler Verlustfaktor von $\eta_{\text{max}} = 0,1$ (vgl. Abbildung 6-10). Auch hier liegt der Mittelwert mit $\eta_{\text{min}} = 0,001$ sehr nah an null.

Als Abschluss der Validierung der Prüftechnik soll der Beitrag der Partikel zur Dämpfung mit einbezogen werden. Hierzu wird ein Prüfkörper mit einer Pulverkavität betrachtet. Um den Einfluss der Pulverpartikel betrachten zu können, werden zwei Messreihen durchgeführt. Bei der ersten Messreihe wird der Prüfkörper mit Pulverpartikeln im Hohlraum gemessen. Für die darauffolgende Messreihe wird das Pulver über eine Bohrung mit einem Durchmesser von 3 mm aus den Hohlräumen entfernt.

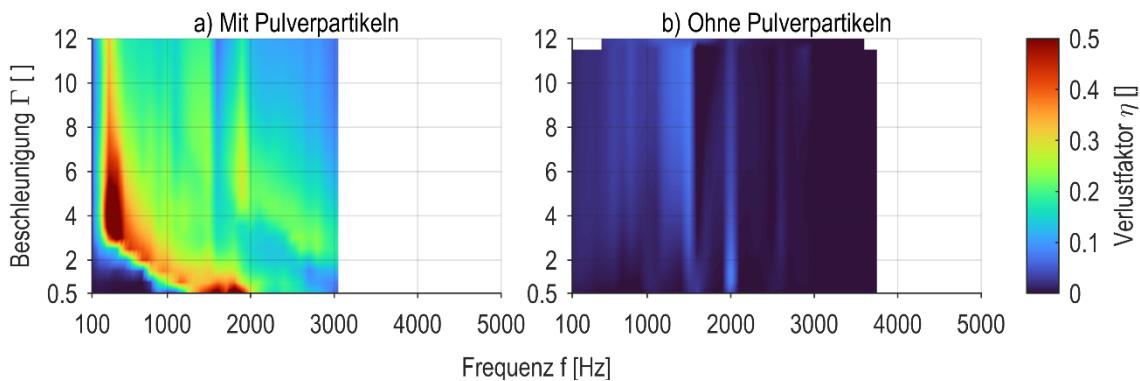


Abbildung 6-11: Vergleich des Verlustfaktors η für einen Prüfkörper a) mit Pulverpartikeln und b) ohne Pulverpartikeln

Abbildung 6-11 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors des Prüfkörpers inklusive und exklusive der Partikelfüllung. Mit Pulverpartikeln im Hohlraum sind ausgeprägte Bereiche mit Dämpfung zu beobachten. Diese sind durch einen höheren Verlustfaktor gekennzeichnet. Ohne Pulverpartikel ist die Dämpfung des Systems marginal klein. Weiterhin lässt sich eine Verschiebung der Resonanzfrequenz von $f_{\text{Resonanz}} = 3800 \text{ Hz}$ auf $f_{\text{Resonanz}} = 3100 \text{ Hz}$ durch die Pulverpartikel beobachten.

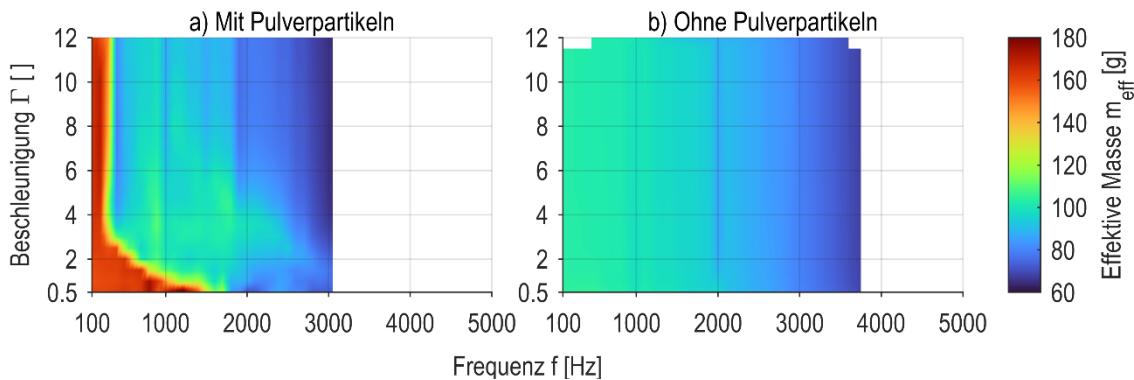


Abbildung 6-12: Vergleich der effektiven Masse m_{eff} für einen Prüfkörper a) mit Pulverpartikeln und b) ohne Pulverpartikeln

Die effektive Masse bestätigt die Beobachtungen im Verlustfaktor (vgl. Abbildung 6-12). Hier ist ein Bereich bei kleinen Frequenzen zu beobachten, in dem die effektive Masse m_{eff} der Masse des Prüfkörpers inklusive der Pulverpartikel von $m_{\text{PK}} = 158 \text{ g}$ liegt. In dem Bereich, in dem der Verlustfaktor am größten ist, nimmt die effektive Masse m_{eff} rapide ab und entspricht annähernd der Primärmasse von $m_{\text{primär}} = 103 \text{ g}$. Ohne Pulverpartikel liegt die effektive Masse m_{eff} ebenfalls annähernd im Bereich der Primärmasse $m_{\text{primär}}$. Ein weiterer Abfall der effektiven Masse mit steigender Frequenz zeigt jedoch die Grenze des Konzepts der komplexen mechanischen Leistung. Bedingt durch den steigenden verbleibenden Phasenfehler ist hier die effektive Masse weniger genau. Jedoch ist durch den steilen Abfall der effektiven Masse im Bereich der hohen Dämpfung eine relative Betrachtung möglich. Die absoluten Zahlenwerte sollten aber kritisch hinterfragt werden.

Sowohl durch die Korrektur des Phasenfehlers φ_E und der effektiven Masse m_{eff} für beide Ausrichtungen als auch durch die Überprüfung der Wiederholbarkeit ganzer Messreihen, der Übertragbarkeit auf andere Referenzmassen und dem Vergleich zwischen Messungen eines Prüfkörpers mit und ohne Pulverpartikel konnte die Prüftechnik validiert werden. Die verbleibenden Abweichungen sind vernachlässigbar klein. Hierdurch kann die Prüftechnik als geeignet für die Charakterisierung der Dämpfung von direkt additiv gefertigten Partikeldämpfern unter den genannten Randbedingungen angesehen werden.

6.2 Versuchsplanaung

Das Dämpfungsverhalten des additiv gefertigten Partikeldämpfers ist für erzwungene Schwingungen unbekannt. Ebenso können Untersuchungen klassischer Partikeldämpfer mit größeren Partikeln und damit verbunden anderem Bewegungsverhalten der Partikel im Hohlraum nicht übertragen werden. Hierdurch ist die Aufstellung eines mehrstufigen Versuchsplanaus notwendig. Mit diesem gilt es die relevanten Einflussfaktoren (vgl. Kapitel 5.2) zu untersuchen. Dafür werden die reduzierten Einflussfaktoren des Ishikawa-Diagramms

aus Abbildung 5-1 verwendet. Sie stellen vornehmlich geometrische und durch die Anregung bedingte Einflussfaktoren dar.

Generell ist zwischen einer vertikalen und einer horizontalen Schwingungsanregung zu unterscheiden (vgl. Abbildung 6-13). Hierdurch liegt die Anregung entweder in Richtung der Erdbeschleunigung (vertikale Anregung) oder aber senkrecht zur Erdbeschleunigung (horizontale Anregung). Da in der Anwendung meist eine konstante Anregungsrichtung gegeben ist und die verschiedenen Einflussfaktoren direkter verglichen werden können, werden beide Anregungsrichtungen zunächst getrennt voneinander betrachtet. Dabei werden für jede Anregungsrichtung alle Einflussfaktoren betrachtet und zum Abschluss ein Vergleich beider Anregungsrichtungen im Hinblick auf relevante Einflussfaktoren vorgenommen.

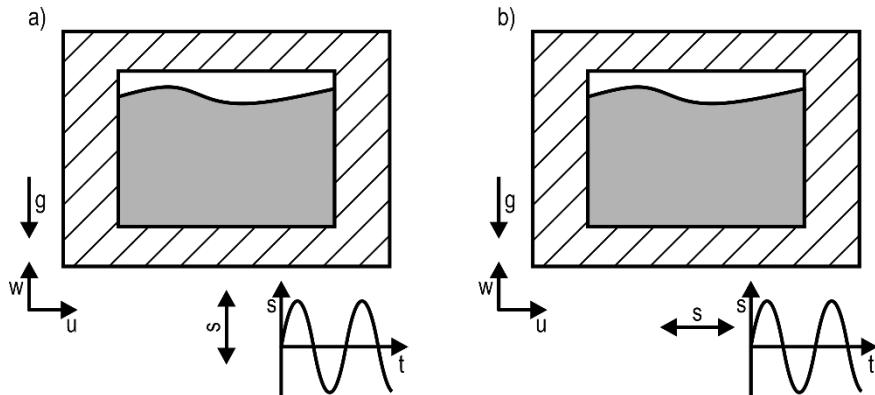


Abbildung 6-13: a) Vertikale und b) horizontale Anregung des Partikeldämpfers

Das Primärsystem kann rein auf seine Masse reduziert betrachtet werden. Die Untersuchungen zur Validierung des Prüfaufbaus haben gezeigt, dass die Geometrie des Primärsystems keinen Einfluss auf die Dämpfung zeigt. Die Form und Abmessungen der Primärmasse können daher unter Beachtung der untersuchten Einflussparameter frei gewählt werden.

Im ersten Schritt werden grundlegende Einflussfaktoren betrachtet. Hierzu zählen beispielsweise das Primärvolumen V_P , das Hohlraumvolumen V_H und das Volumenverhältnis β_V von Hohlraum- zu Primärvolumen (vgl. Abbildung 2-3 und Formel (6-5)).

$$\beta_V = \frac{V_H}{V_P} \quad (6-5)$$

Für diese ersten Untersuchungen werden zunächst würfelförmige Hohlraumgeometrien verwendet, da diese keine zusätzlichen Freiheiten in den Abmessungen bieten. Bei würfelförmigen Hohlräumen werden die Hauptabmessungen in alle Richtungen gleichmäßig mit dem Sekundärvolumen geändert. In folgenden Untersuchungen werden sie auf quaderförmige Hohlräume übertragen. Diese Hohlräume sind durch unterschiedliche Abmessungen in den drei Hauptaumrichtungen gekennzeichnet. Hieraus gewonnene Erkenntnisse wer-

den schließlich für weitere Hohlraumformen überprüft. Abschließend wird für die Betrachtung grundlegender Hohlraumformen ein Vergleich der in dieser Arbeit genutzten vier Hohlraumformen vorgenommen.

Im zweiten Schritt werden komplexere Einflussfaktoren untersucht. Hierbei werden vor allem Hohlraumgeometrien betrachtet, die in den Hauptrichtungen unterschiedliche Ausdehnungen aufweisen. Dies bilden in diesem Schritt Quader und Zylinder. Anhand dieser Geometrien lassen sich die Einflüsse unterschiedlicher Ausdehnungen bei konstantem Sekundärvolumen V_s und Volumenverhältnis β_V untersuchen. Diese Untersuchungen bilden auch die Hohlraumorientierung ab.

Im dritten Schritt werden schließlich noch komplexere Einflussfaktoren untersucht. Dies ist zum einen die Unterteilung des Hohlraums in mehrere Kammern und zum anderen das Einsetzen einer für die additive Fertigung typischen Gitterstruktur.

6.3 Ergebnisse und Beobachtungen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen dargestellt. Dabei werden die in Kapitel 5 vorgestellten Einflussfaktoren und Randbedingungen anhand des in Kapitel 6.2 beschriebenen Prüfplans untersucht. So wird die vertikale Anregung und anschließend die horizontale Anregung betrachtet. Abschließend wird ein Vergleich der beiden Anregungsrichtungen vorgenommen.

Zunächst erfolgen eine Beschreibung und Definition der Diagramme, die zur Charakterisierung der Dämpfung angewendet werden. Wichtige Kenngrößen sind der Verlustfaktor η und die effektive Masse m_{eff} . Diese werden über die kennfeldbestimmenden Parameter Frequenz f und die dimensionslose Beschleunigung Γ dargestellt. Die effektive Masse wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter genutzt. Sie soll der Vollständigkeit halber einleitend trotzdem thematisiert werden.

Die Abbildung 6-14 zeigt beispielhaft den Verlustfaktor η einer Messung. Der Verlustfaktor η gibt das Verhältnis der Dämpfungsleistung zu der Schwingleistung an. Ein hoher Verlustfaktor spricht somit für eine hohe Dämpfung, ein niedriger Verlustfaktor spricht für eine geringe Dämpfung. Auffällig sind Bereiche höherer Dämpfung, die sich bandartig durch das Kennfeld ziehen. Diese sind hier beispielhaft durch schwarze Strichlinien abgegrenzt und von links nach rechts durchnummeriert. Insgesamt ist mit steigender Frequenz f und steigender Beschleunigung Γ ein abnehmender Verlustfaktor erkennbar. Dies gilt sowohl für die Bereiche hoher Dämpfung als auch für die Zwischenbereiche. Weiterhin ist für kleine Frequenzen und kleine Beschleunigungen ein Bereich sehr niedriger Dämpfung erkennbar. Dieser ist in der Abbildung durch die rote Umrundung gekennzeichnet. Um die Lesbarkeit sicherzustellen, werden die hier beschriebenen Bereiche in nachfolgenden Abbildungen nicht mehr eingezeichnet.

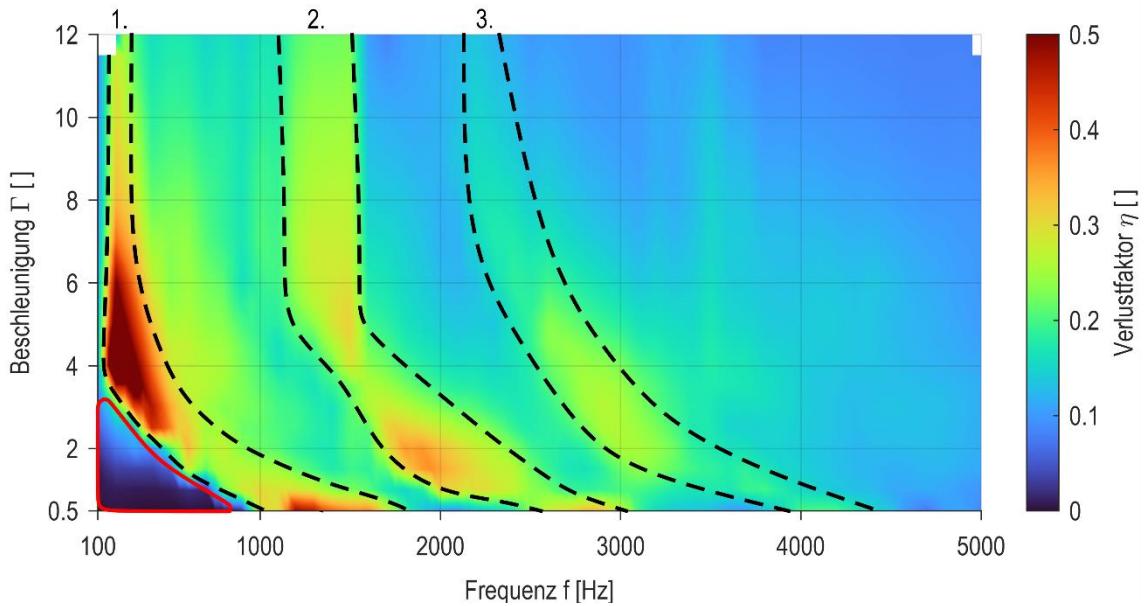


Abbildung 6-14: Kennfeld des Verlustfaktor η mit charakteristischen Bereichen

Das Vergleichen dieser Kennfelder ist aufgrund des dreidimensionalen Charakters schwierig, da ein Übereinanderlegen mehrerer Diagramme wie im zweidimensionalen nicht möglich ist. Andere Darstellungsformen, wie dreidimensionale Flächenkarten, sind ebenso wenig geeignet und für die Beurteilung der Dämpfungswirkung augenscheinlich schlechter geeignet. Um trotzdem eine objektive Bewertung durchführen zu können, werden im Rahmen dieser Arbeit statistische Kennwerte der Kennfelder verwendet. Hierzu finden zunächst der statistische Mittelwert η_{mittel} und das Maximum η_{max} Anwendung. Der maximale Verlustfaktor η_{max} bildet die größte gemessene Dämpfung über dem gemessenen Kennfeld ab. Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} fasst alle gemessenen Verlustfaktoren in einem Durchschnitt zusammen. Da bedingt durch die Grenzen des elektromagnetischen Schwingerregers und durch die Eigenfrequenzen jedoch nicht immer alle Messpunkte des Kennfelds ermittelt werden, ist speziell der Mittelwert als umfassende Kenngröße über dem gesamten Kennfeld nicht immer vergleichbar. Dies ist besonders für niedrigere Eigenfrequenzen f_0 ersichtlich, da in diesem Fall der höherfrequente Bereich, welcher in den meisten Fällen eher geringe Dämpfung aufweist, nicht berücksichtigt wird. Dies gilt es bei der Betrachtung des mittleren Verlustfaktors zu berücksichtigen.

6.3.1 Vertikale Anregung

Die vertikale Anregung ist gekennzeichnet durch die Schwingrichtung in Richtung der Erdbeschleunigung.

6.3.1.1 Volumenparameter

Die Volumenparameter Primärvolumen V_P , Hohlraumvolumen V_H und Volumenverhältnis β_V hängen direkt voneinander ab. Dies bedeutet, dass eine Veränderung eines Einflussfaktors einen weiteren Einflussfaktor mit verändert. Somit ist eine einzelne Betrachtung nicht möglich und alle drei Einflussfaktoren müssen gemeinsam behandelt werden. Wie in der Versuchsplanung definiert, sollen hier zunächst würfelförmige Hohlräume betrachtet werden. Dabei werden die Abmessungen des Hohlraums in alle drei Raumrichtungen gleichmäßig geändert.

Im ersten Schritt werden das Primärvolumen V_P und das Hohlraumvolumen V_H variiert. Das Volumenverhältnis wird konstant belassen bei $\beta_V = 1$.

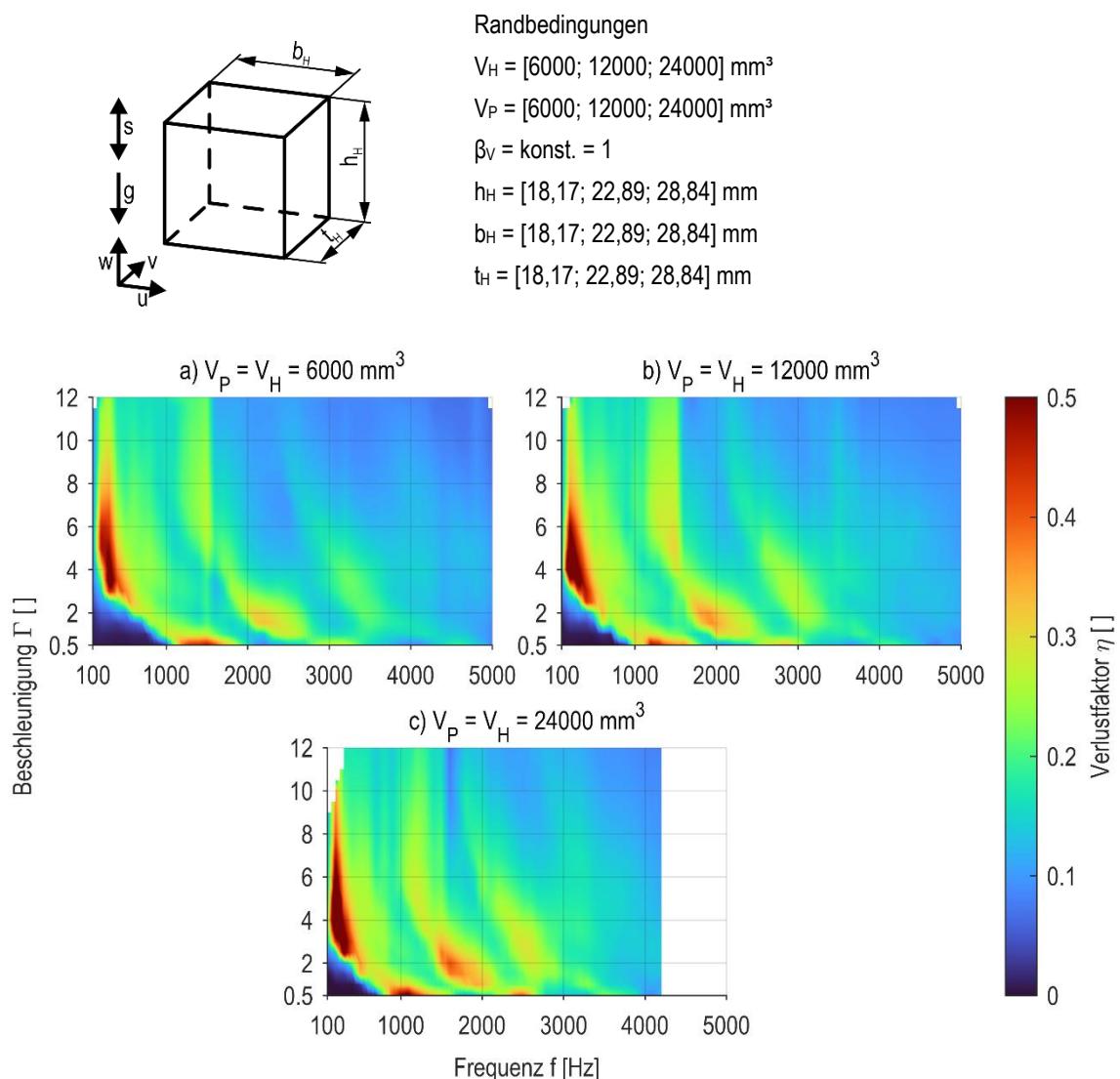


Abbildung 6-15: Kennfelder des Verlustfaktors η für Würfel mit variiertem Primärvolumen V_P und Hohlraumvolumen V_H bei kontantem Volumenverhältnis β_V

Die Abbildung 6-15 zeigt den Vergleich der Verlustfaktoren η von würfelförmigen Hohlräumen mit gleichzeitig variiertem Primär- und Sekundärvolumen (V_P und V_H) bei konstantem Volumenverhältnis β_V . Für alle drei Messungen zeigen sich jeweils drei charakteristische Bereiche hoher Dämpfung in unterschiedlichen Ausprägungen. Mit steigendem Primär- und Sekundärvolumen steigt die Dämpfung in diesen Bereichen leicht an. Zudem verschieben sich diese Bereiche mit steigendem Primär- und Sekundärvolumen nach links zu kleineren Frequenzen f .

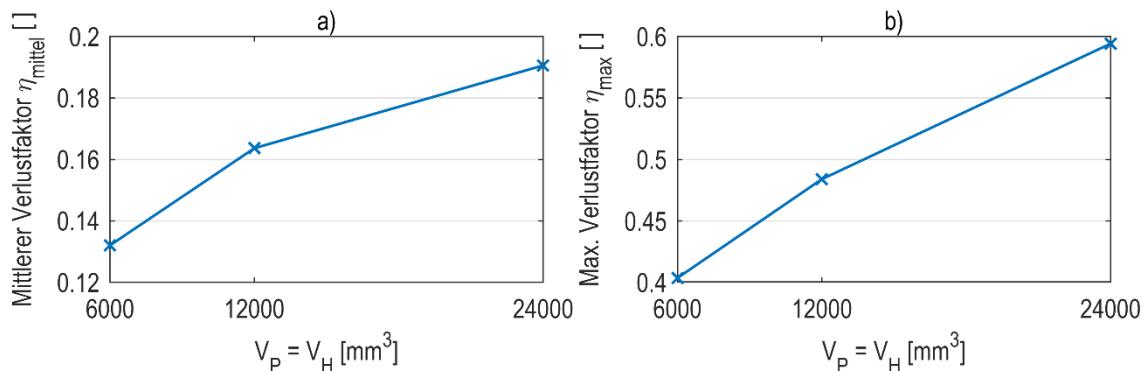
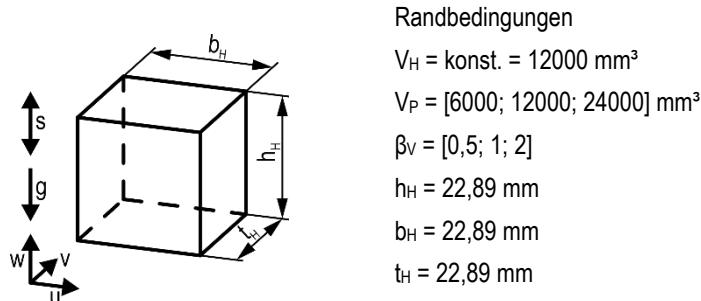


Abbildung 6-16: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors für würfelförmige Hohlräume mit variiertem Primärvolumen V_P und Hohlraumvolumen V_H bei konstantem Volumenverhältnis $\beta_V = 1$

Aus Abbildung 6-16 wird ersichtlich, dass mit steigendem Primär- und Sekundärvolumen eine Steigerung des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} und des maximalen Verlustfaktors η_{max} einhergeht. Besonders der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} ist durch eine starke Zunahme der Werte gekennzeichnet.

Als nächster Schritt wird das Primärvolumen V_P und das Volumenverhältnis β_V variiert. Das Hohlraumvolumen $V_H = 12000$ mm³ bleibt dabei konstant.



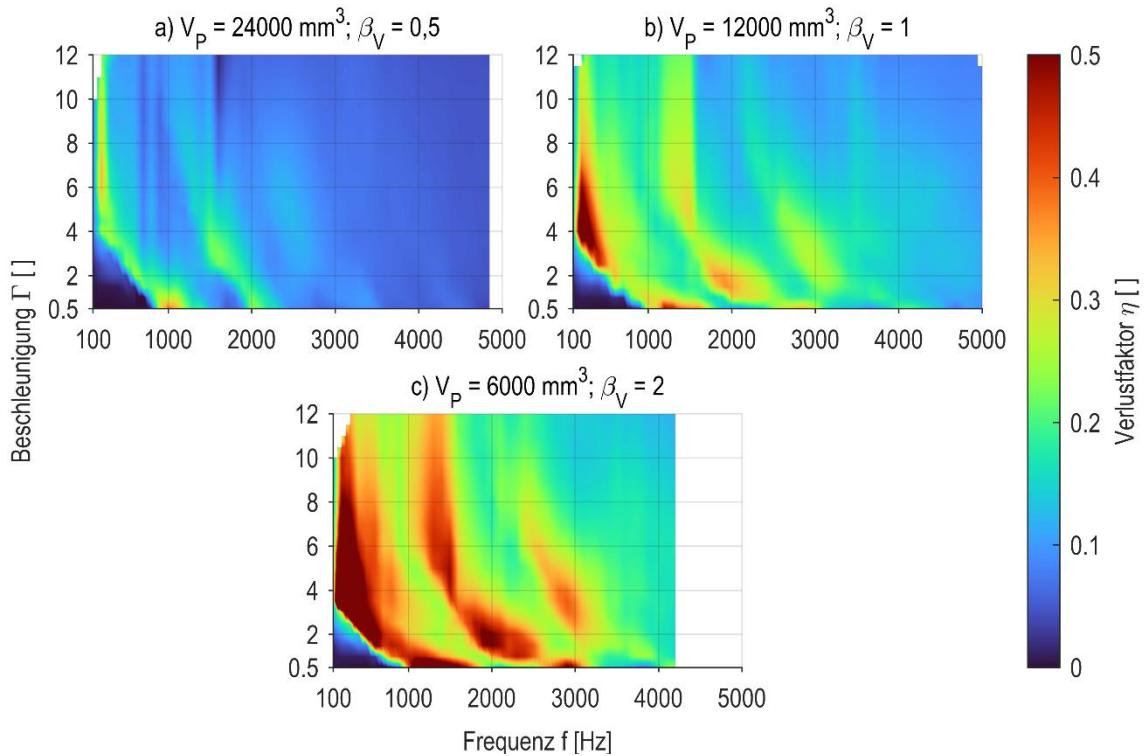


Abbildung 6-17: Kennfelder des Verlustfaktors η für Würfel mit variiertem Primärvolumen V_P und Volumenverhältnis β_V bei kontantem Hohlraumvolumen V_H

Die Abbildung 6-17 zeigt den Vergleich der Verlustfaktoren η bei würfelförmigen Hohlräumen bei variiertem Primärvolumen V_P und Volumenverhältnis β_V sowie konstantem Hohlraumvolumen V_H . Hierbei ist ein großer Unterschied in den Diagrammen ersichtlich. Die Dämpfung steigt mit sinkendem Primärvolumen V_P bzw. mit steigendem Volumenverhältnis β_V . Die Bereiche hoher Dämpfung sind für das größte betrachtete Volumenverhältnis $\beta_V = 2$ sehr ausgeprägt. Damit geht eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung nach rechts zu höheren Frequenzen einher.

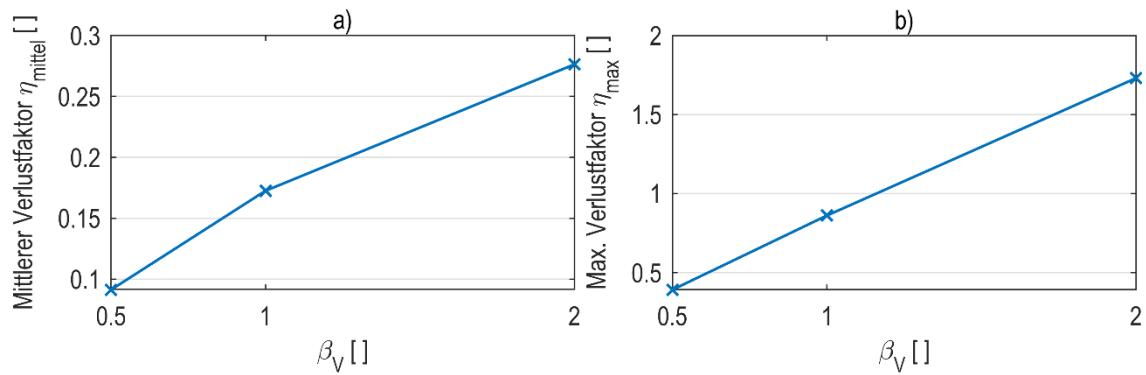


Abbildung 6-18: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors für würfelförmige Hohlräume mit variiertem Primärvolumen V_P und Volumenverhältnis β_V bei konstantem Hohlraumvolumen $V_H = 12000 \text{ mm}^3$

Dies kann ebenfalls durch den mittleren und den maximalen Verlustfaktor bestätigt werden (vgl. Abbildung 6-18). Beide statistischen Kennwerte zeigen einen steigenden Verlauf über dem Volumenverhältnis β_V . Im Speziellen zeigt der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} für das größte betrachtete Volumenverhältnis $\beta_V = 2$ einen sehr hohen Wert $\eta_{\text{mittel}} = 0,28$.

Die Betrachtung der Volumenparameter für würfelförmige Hohlräume soll abgeschlossen werden mit Untersuchungen mit konstantem Primärvolumen $V_P = 12000 \text{ mm}^3$ und variiertem Hohlraumvolumen V_H sowie Volumenverhältnis β_V .

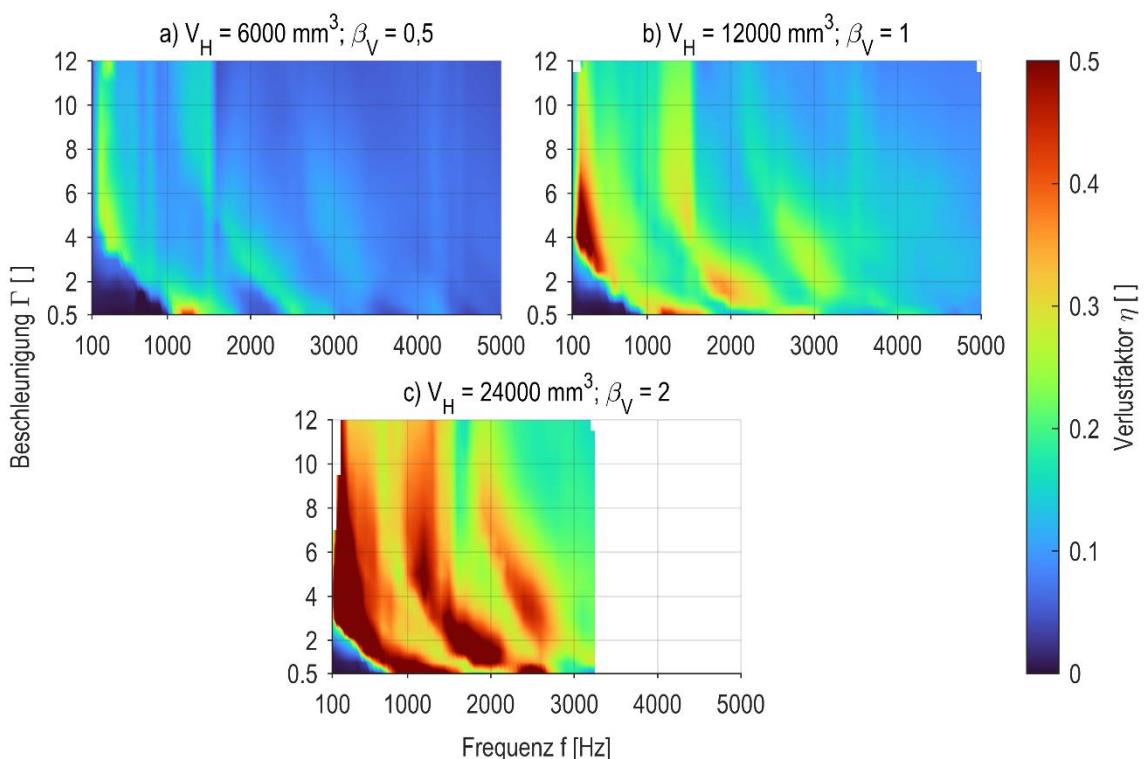
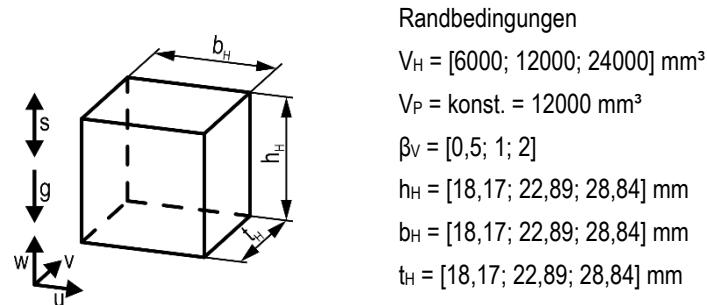


Abbildung 6-19: Kennfelder des Verlustfaktors η für Würfel mit variiertem Hohlraumvolumen V_H und Volumenverhältnis bei kontantem Primärvolumen V_P

Wie bei den vorangegangenen Untersuchungen mit konstantem Hohlraumvolumen V_H sind bei konstantem Primärvolumen V_P starke Unterschiede in der Dämpfungswirkung ersicht-

lich (Abbildung 6-19). Bei steigendem Hohlraumvolumen V_H und steigendem Volumenverhältnis β_V steigt die Dämpfung und die Bereiche hoher Dämpfung werden größer. Zusätzlich rücken diese kennzeichnenden Bereiche näher zusammen.

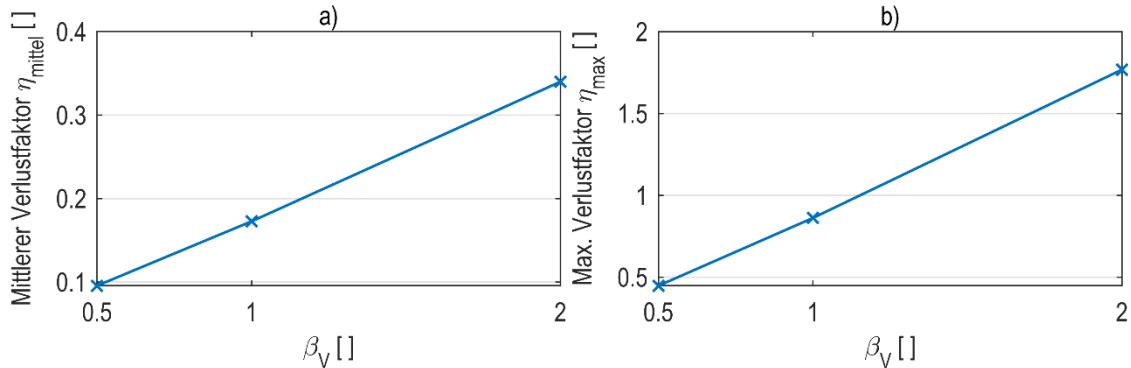


Abbildung 6-20: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors für würfelförmige Hohlräume mit variiertem Hohlraumvolumen V_H und Volumenverhältnis β_V bei konstantem Primärvolumen $V_P = 12000 \text{ mm}^3$

Auch die statistischen Kennwerte dieser Messwerte zeigen ein ähnliches Verhalten (Abbildung 6-20). Wie bei den vorangegangenen Versuchen mit konstantem Hohlraumvolumen steigen sowohl der mittlere als auch der maximale Verlustfaktor mit steigendem Volumenverhältnis β_V an. Für das maximale betrachtete Volumenverhältnis von $\beta_V = 2$ liegen die Werte wiederum am höchsten.

Zusammenfassend sollen die Volumenparameter des würfelförmigen Hohlräums über die statistischen Kennwerte bewertet werden.

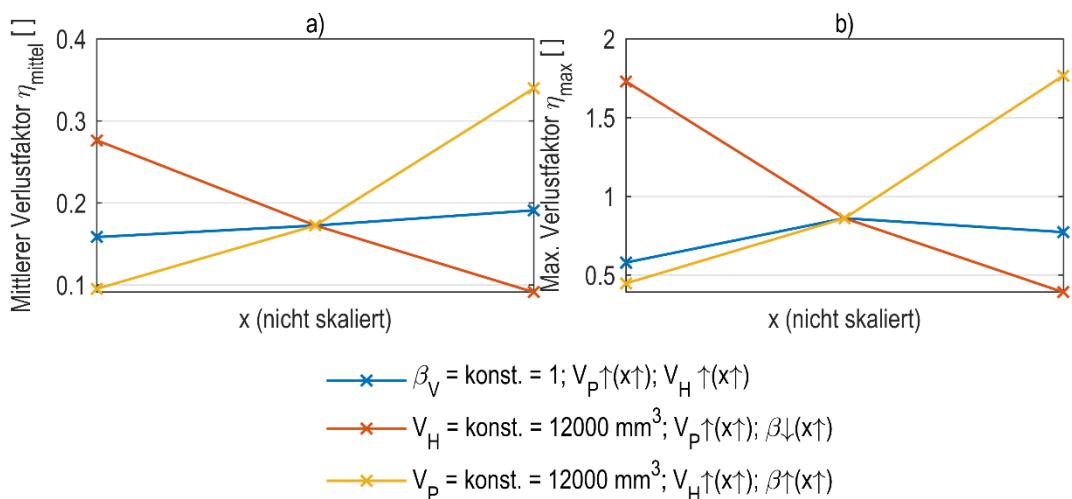


Abbildung 6-21: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors für alle Volumenparameter würfelförmiger Hohlräume

Der Vergleich in Abbildung 6-21 b) zeigt, für ein konstantes Volumenverhältnis von $\beta_V = 1$ ändert sich der maximale Verlustfaktor η_{\max} für steigendes Primär- und Hohlraumvolumen (V_P und V_H) nur minimal. Dahingegen fällt der maximale Verlustfaktor η_{\max} bei konstantem Hohlraumvolumen V_H für steigendes Primärvolumen V_P und sinkendes Volumenverhältnis β_V . Bei konstantem Primärvolumen V_P steigt der maximale Verlustfaktor η_{\max} für steigendes Hohlraumvolumen V_H und steigendes Volumenverhältnis β_V . Der signifikante Einflussfaktor ist an dieser Stelle das Volumenverhältnis β_V . Bei steigendem Volumenverhältnis β_V steigt die maximale Dämpfung an. Die mittleren Verlustfaktoren η_{mittel} (vgl. Abbildung 6-21 a)) bestätigen dieses Verhalten. Hierdurch kann die Beurteilung der Dämpfungswirkung über die beiden statistischen Kenngrößen maximaler und mittlerer Verlustfaktor zusätzlich als valide angesehen werden.

Fazit

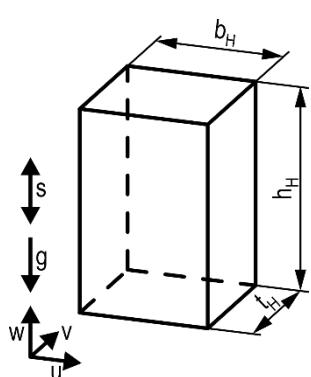
Die Betrachtung der Kennfelder und statistischen Kenngrößen der drei Volumenparameter Primärvolumen V_P , Hohlraumvolumen V_H und Volumenverhältnis β_V zeigen, dass ein größeres Volumenverhältnis β_V zu einer stärkeren Dämpfung führt. Hierzu kann entweder das Primärvolumen V_P verringert oder aber das Hohlraumvolumen V_H vergrößert werden. Die Verringerung des Primärvolumens V_P ist in der Praxis im Sinne des Leichtbaus sicherlich bereits eine Grundanforderung, sodass sie für die Beeinflussung des Dämpfungsverhaltens wenig zusätzliche Relevanz besitzt. Hingegen ist eine Vergrößerung des Hohlraumvolumens V_H sinnvoll und bietet mit den Freiheiten der additiven Fertigung ein adäquates Mittel, die Dämpfungswirkung anzupassen.

Für folgende Untersuchungen soll das Volumenverhältnis β_V konstant gewählt werden. Hierzu sind zwei Faktoren zu berücksichtigen. Zum einen soll eine möglichst große Dämpfung abgebildet werden. Zum anderen soll der betrachtete Anregungsbereich durch die Eigenfrequenz f_0 möglichst wenig eingeschränkt werden. Die bisherigen Versuche zeigen, dass eine große Dämpfung bei hohem Volumenverhältnis β_V erreicht wird. Jedoch ist hierfür die Einschränkung durch die Eigenfrequenz f_0 am größten. Aus diesem Grund sollen alle folgenden Untersuchungen bei einem konstanten Volumenverhältnis $\beta_V = 1$ durchgeführt werden.

6.3.1.2 Proportionen Quader

Im nächsten Schritt sollen die Formparameter quaderförmiger Hohlräume betrachtet werden. Hierbei sind mindestens zwei Seiten des Hohlraums nicht gleich lang. Einflussfaktoren sind die Hohlraumhöhe h_H und die Anregungsfläche A_E . Die Hohlraumhöhe h_H gibt die Hohlraumausdehnung in Richtung der Erdbeschleunigung wieder. Für die vertikale Anregung liegt sie in Richtung der Schwingung s . Die Anregungsfläche A_E setzt sich dabei aus der Hohlraumbreite b_H und der Hohlraumtiefe t_H zusammen. Da diese beiden Abmessungen bei vertikaler Anregung in der horizontalen Ebene ($u-v$ -Ebene) liegen, ist die Rotation um

die w-Achse hinsichtlich der Erdbeschleunigung g unerheblich. Die Anregungsfläche A_E ist die Hohlraumfläche, über welche die Anregung in das Partikelbett eingebracht wird. Bei quaderförmigen Hohlräumen ist diese Fläche eben. Die Anregungsfläche A_E liegt in diesem Fall senkrecht zur Schwingrichtung. Zunächst wird eine quadratische Anregungsfläche A_E untersucht. Um an dieser Stelle die Vergleichbarkeit zu ermöglichen, werden alle Volumenparameter konstant gehalten. Dies bedingt jedoch, dass die beiden Einflussfaktoren Hohlraumhöhe h_H und Anregungsfläche A_E gleichzeitig verändert werden.



Randbedingungen

$$V_H = \text{konst.} = 10000 \text{ mm}^3$$

$$V_P = \text{konst.} = 10000 \text{ mm}^3$$

$$\beta_V = \text{konst.} = 1$$

$$h_H = [5; 6,25; 12,5; 21,54; 25; 50; 75; 100] \text{ mm}$$

$$b_H = [44,72; 40; 28,28; 21,54; 20; 14,14; 11,55; 10] \text{ mm}$$

$$t_H = [44,72; 40; 28,28; 21,54; 20; 14,14; 11,55; 10] \text{ mm}$$

Die Abbildung 6-22 zeigt den Vergleich der Verlustfaktoren für quaderförmige Hohlräume mit veränderter Hohlraumhöhe h_H und Anregungsfläche A_E . Die Änderung der Proportionen des Hohlraums schlägt sich stark in dem Dämpfungsverhalten über dem Kennfeld nieder. Für die geringen Hohlraumhöhen h_H liegt der Bereich höchster Dämpfung im Frequenzbereich $f = 500 \dots 800$ Hz und bei Beschleunigungen von $\Gamma \geq 3$. Mit steigender Hohlraumhöhe h_H verlagert sich der Bereich hin zu geringeren Frequenzen f . Dabei wird die Dämpfung deutlich geringer. Für größere Hohlraumhöhen h_H liegen die Bereiche hoher Dämpfung bei höheren Frequenzen f . Dabei sinken die größten Dämpfungen in diesen Bereichen, wobei die Bereiche gleichzeitig in ihrer Ausdehnung größer werden. Für die größte Hohlraumhöhe $h_H = 100$ mm liegt der Bereich größerer Dämpfung im Frequenzbereich $f = [2200 \dots 2800]$ Hz und bei Beschleunigungen von $\Gamma = [0,5 \dots 2]$. Trotz abnehmendem Wert des Verlustfaktors η ist mit steigender Hohlraumhöhe h_H eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung zu erkennen. Dabei verschieben sich alle Bereiche hoher Dämpfung nach links. Die Bereiche bei niedrigeren Frequenzen f verschieben sich geringer als die Bereiche bei höheren Frequenzen f . Hierdurch kommt es zu einem Zusammenrücken der Bereiche hoher Dämpfung.

Für die geringen Hohlraumhöhen h_H liegt eine sehr geringe Eigenfrequenz f_0 vor. Bei der geringsten Hohlraumhöhe $h_H = 5$ mm beträgt die Eigenfrequenz $f_0 = 1400$ Hz. Dies ist mit der dünnen Wandung des Prüfkörpers zu begründen, auf der die Geschwindigkeit gemessen wird. Sie besitzt eine geringe Steifigkeit und ist damit schwingungsanfällig bei niedrigen Frequenzen f . Hierdurch ist auch der bewertbare Bereich sehr eingeschränkt. Durch die großen Unterschiede im bewertbaren Bereich des Kennfelds ist ein Vergleich über den

mittleren Verlustfaktor η_{mittel} nicht sinnvoll. Die Einschränkung des Mittelwerts auf den Frequenzbereich der geringsten Eigenfrequenz f_0 ist nicht zielführend, da Bereiche hoher Dämpfung für die höheren Hohlraumhöhen h_H außerhalb dieses Frequenzbereichs liegen.

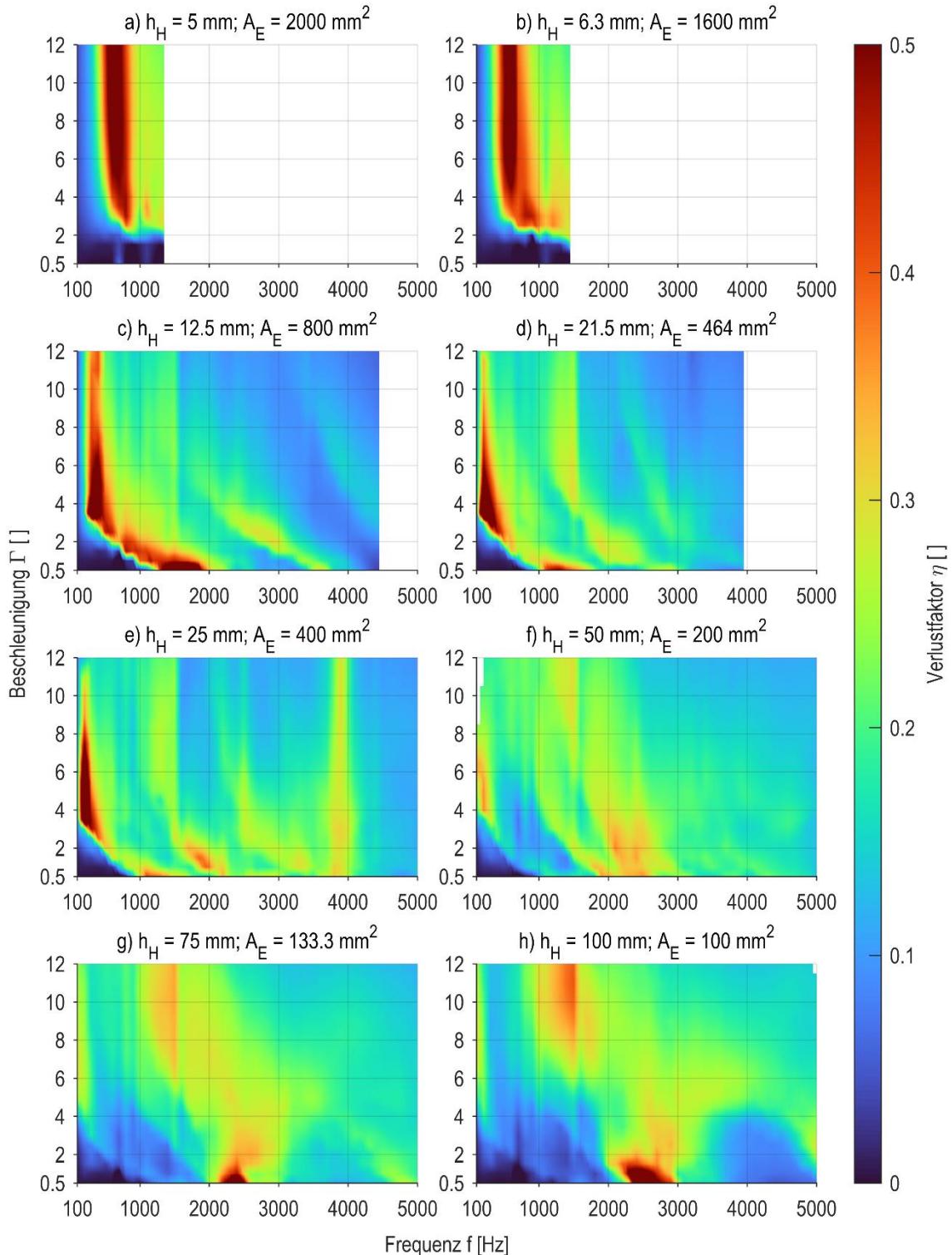


Abbildung 6-22: Kennfelder des Verlustfaktors η für quaderförmige Hohlräume mit steigender Hohlraumhöhe h_H und sinkender quadratischer Anregungsfläche A_E

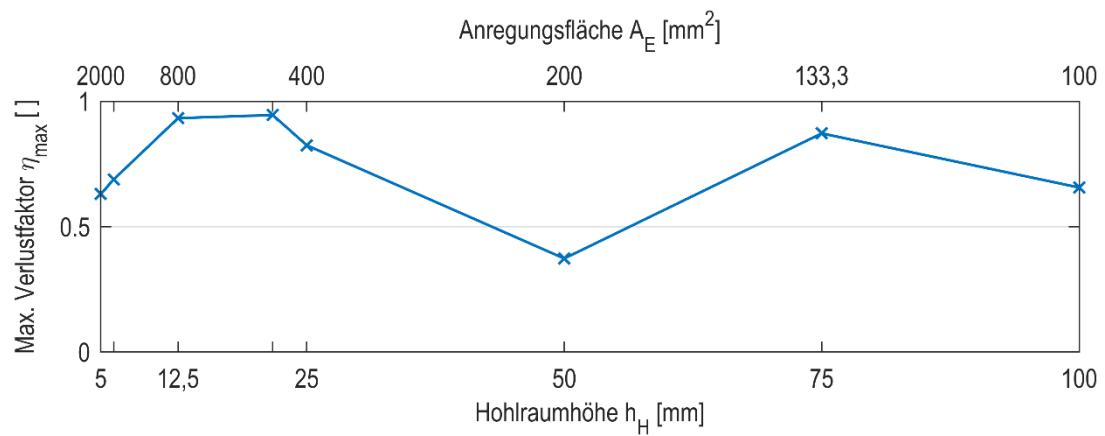
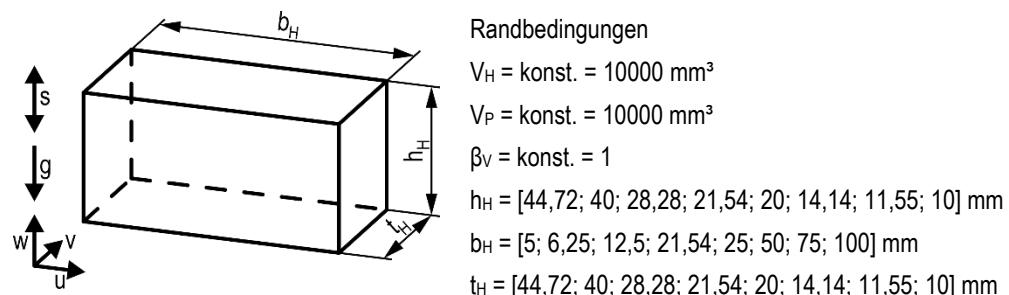


Abbildung 6-23: Maximaler Verlustfaktor η_{\max} bei varierter Hohlraumhöhe h_H und quadratischer Anregungsfläche A_E

Der maximale Verlustfaktor $\eta_{\max} = 0,93$ wird für den würfelförmigen Hohlraum mit einer Hohlraumhöhe $h_H = 21,54$ mm und einer Anregungsfläche $A_E = 464$ mm^2 erzielt. Ein weiteres lokales Maximum des maximalen Verlustfaktors liegt mit $\eta_{\max} = 0,87$ bei einer Hohlraumhöhe $h_H = 75$ mm und einer Anregungsfläche von $A_E = 500$ mm^2 . Das Minimum des maximalen Verlustfaktors wird mit $\eta_{\max} = 0,37$ für die mittlere Hohlraumhöhe $h_H = 50$ mm und die Anregungsfläche $A_E = 200$ mm^2 erzielt.

Folgend sollen die gleichen Hohlräume noch einmal betrachtet werden. Die Prüfkörper werden nun aber auf dem Prüfstand um 90° gedreht. Hierdurch ist eine Seite der quadratischen Grundfläche in Schwingrichtung orientiert und bildet nun die Hohlraumhöhe h_H . Die Anregungsfläche A_E ist hierfür nicht mehr quadratisch, sondern weist in Breiten- und Tiefenrichtung (b_H und t_H) unterschiedliche Abmessungen auf. Dafür sind Hohlraumhöhe h_H und Hohlraumtiefe t_H gleich groß.



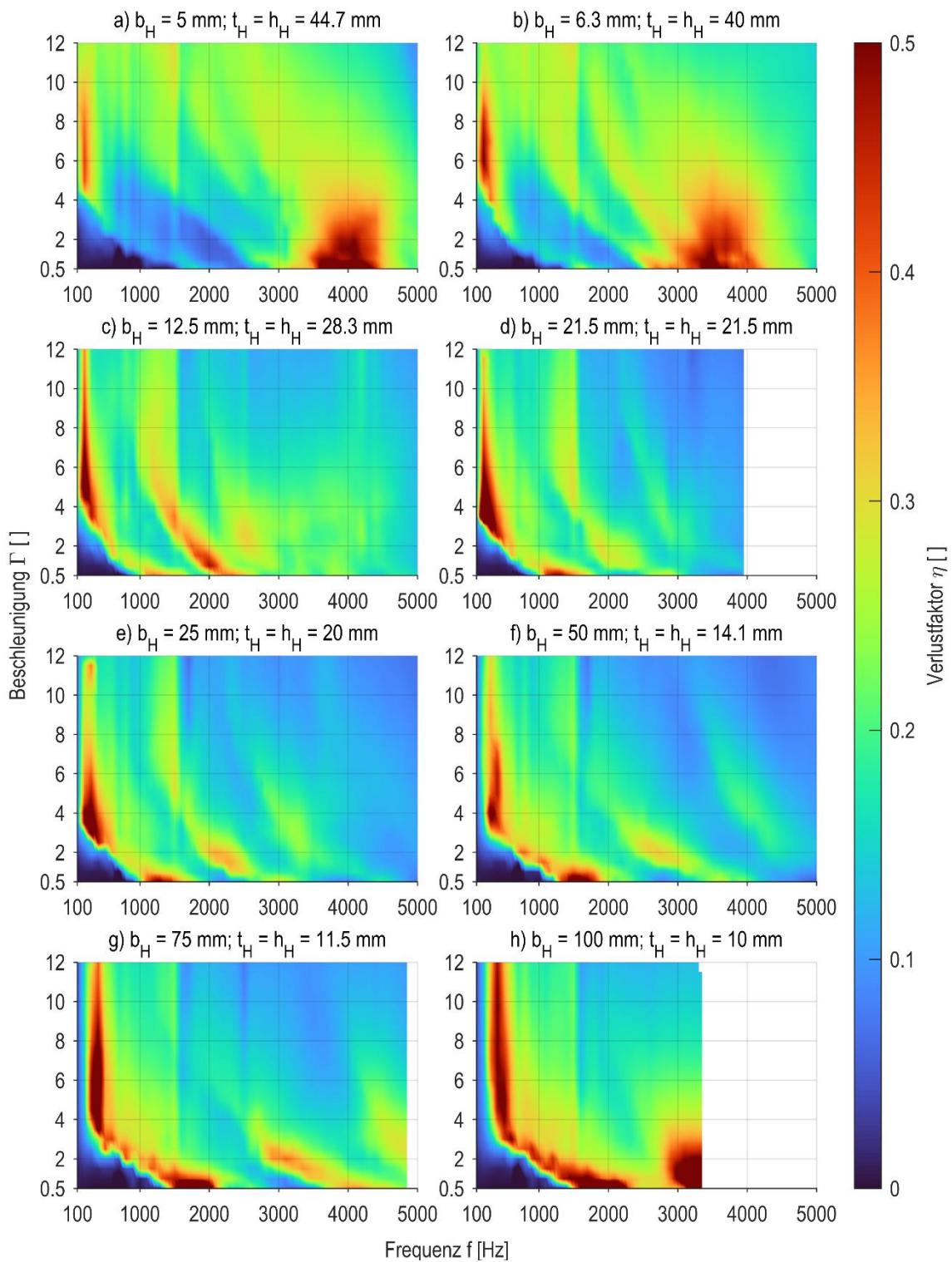


Abbildung 6-24: Kennfelder des Verlustfaktors η für quaderförmige Hohlräume mit steigender Hohlraumbreite b_H und sinkender Hohlraumtiefe t_H und -höhe h_H

Die Kennfelder in Abbildung 6-24 zeigen über den Anregungsparametern ein sehr unterschiedliches Dämpfungsverhalten. Dabei wurde vom ersten Kennfeld a) aus bis zum Kennfeld g) die Hohlraumhöhe h_H verringert. Gleichzeitig werden die Hohlraumbreite und -tiefe

(b_H und t_H) variiert. Um die Proportion der Anregungsfläche A_E bewerten zu können, wird das Seitenverhältnis der Anregungsfläche β_{AE} eingeführt.

$$\beta_{AE} = \frac{\max(b_H, t_H)}{\min(b_H, t_H)} \quad (6-6)$$

Dabei werden das Maximum und das Minimum der Seitenlängen der Anregungsfläche A_E verwendet. Dies ist möglich, da der Rotationsfreiheitsgrad der Anregungsfläche um die Richtung der Erdbeschleunigung (w -Achse) bei vertikaler Anregung wiederum unerheblich ist. Das Seitenverhältnis β_{AE} ist für die Kennfelder a) und g) maximal und nimmt hin zum Kennfeld d) des würfelförmigen Hohlraums ab (vgl. Tabelle 6-3).

Tabelle 6-3: Abmessungen und Seitenverhältnisse der Kennfelder aus Abbildung 6-24

	max (b_H, t_H) [mm]	min (b_H, t_H) [mm]	β_{AE} []
a)	44,7	5	8,9
b)	40	6,3	6,4
c)	28,3	12,5	2,3
d)	21,7	21,7	1
e)	25	20	1,3
f)	50	14,1	3,5
g)	75	11,5	6,5
h)	100	10	10

Durch die komplexen, sich gleichzeitig ändernden Einflussfaktoren sollen an dieser Stelle für die Bewertung kennzeichnende Bereiche definiert werden (vgl. Abbildung 6-25). Über sie soll eine Bewertung der einzelnen Einflussfaktoren vorgenommen werden.

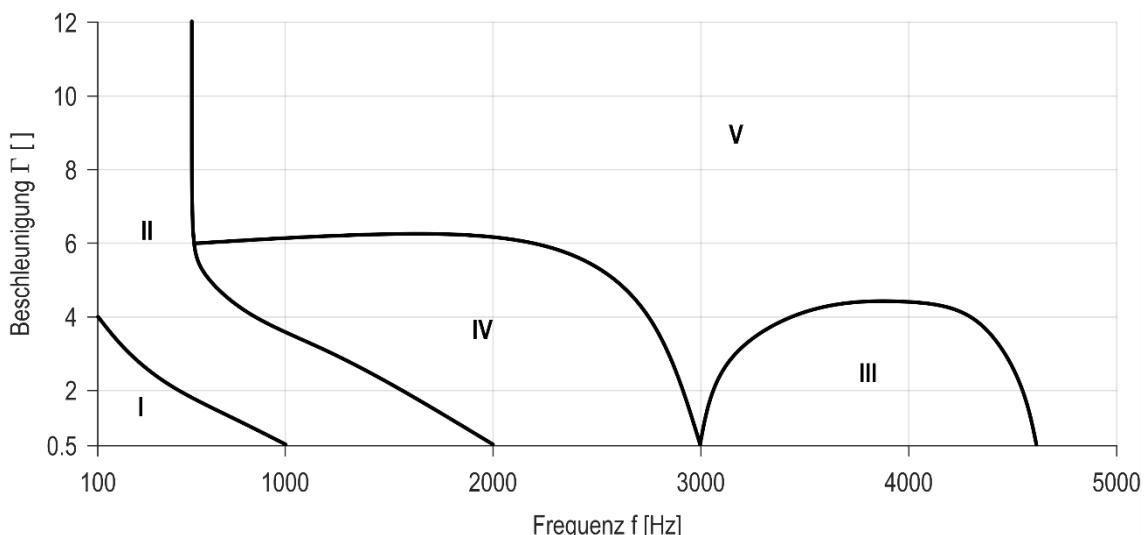


Abbildung 6-25: Relevante Bereiche für den quaderförmigen Hohlraum mit nicht quadratischer Anregungsfläche A_E und gleicher Hohlraumtiefe t_H und -höhe h_H

Der Bereich I spiegelt den bereits mehrfach beobachteten Bereich sehr geringer Dämpfung wider. Dieser Bereich ist für das geringste Seitenverhältnis β_{AE} am kleinsten. Mit steigendem Seitenverhältnis β_{AE} verschiebt sich die eingrenzende Linie zwischen $f = 100$ Hz und $\Gamma = 4$ und $f = 1000$ Hz und $\Gamma = 0,5$ nach rechts.

Der Bereich II bildet den Bereich hoher Dämpfung ab, der in den vorangegangenen Untersuchungen mit quadratischer Anregungsfläche A_E bei sinkender Hohlraumhöhe h_H beobachtet wurde. Auch für die nicht quadratische Anregungsfläche zeigt sich diese Tendenz mit sinkender Hohlraumhöhe h_H . Dieser Bereich wird nur wenig durch das Seitenverhältnis β_{AE} beeinflusst.

Großen Einfluss hat das Seitenverhältnis hingegen auf den Bereich III. Hier liegen bei großem Seitenverhältnis β_{AE} auch Bereiche hoher Dämpfung. Dieses große Seitenverhältnis spiegelt eine längliche, schmale Anregungsfläche A_E wider. Für das geringste Seitenverhältnis $\beta_{AE} = 1,3$ (Abbildung 6-24 d)) ist die Dämpfung in diesem Bereich vergleichsweise gering.

In Bereich IV liegen für die größte betrachtete Hohlraumhöhe $h_H = 44,7$ mm und das große Seitenverhältnis $\beta_{AE} = 8,9$ sehr geringe Dämpfungen vor. Für geringe Hohlraumhöhen h_H und andere Seitenverhältnisse β_{AE} ergeben sich in dem Bereich mittlere Dämpfungen. Dieser Bereich wird durch den Bereich II maßgeblich beeinflusst.

Der Bereich V ist für große Seitenverhältnisse β_{AE} und niedrige Hohlraumhöhen h_H durch sehr breitbandige, mittlere Dämpfungen gekennzeichnet. Dies gilt besonders bei größerer Hohlraumhöhe h_H . Für größere Hohlraumhöhen h_H ist die Dämpfung geringer.

Die Eigenfrequenz f_0 verschiebt sich mit sinkender Hohlraumhöhe h_H nach links. Der Prüfkörper ist hierfür gleichzeitig sehr lang und schmal, sodass sich ein balkenförmiger Körper ergibt. Sie liegt jedoch höher als beim Prüfkörper mit quadratischer Grundfläche (vgl. Abbildung 6-22).

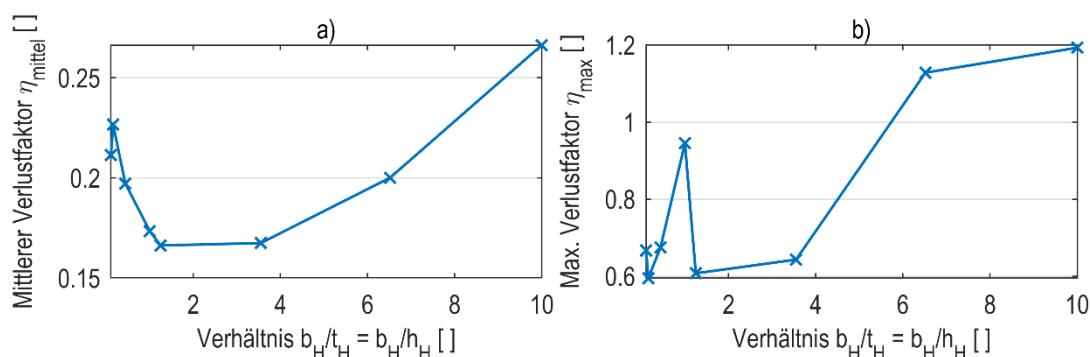


Abbildung 6-26: Statistische Kennwerte mittlerer und maximaler Verlustfaktor η_{mittel} und η_{max} bei varierter Hohlraumhöhe h_H und nicht quadratischer Anregungsfläche A_E

Abbildung 6-26 zeigt die mittleren und maximalen Verlustfaktoren für die Variation der Hohlraumhöhe h_H und der nicht quadratischen Anregungsfläche A_E . Dafür wird anders als in der Beschreibung der Kennfelder nicht das Seitenverhältnis β_{AE} verwendet, sondern die Verhältnisse $b_H/t_H = b_H/h_H$. Hierdurch bleibt die Hohlraumhöhe h_H als Einflussfaktor direkt erkennbar. Bei Verhältnissen $b_H/h_H < 1$ ist die Hohlraumhöhe h_H größer als die Hohlraumbreite b_H . In dem Diagramm steigt von links nach rechts die Hohlraumbreite b_H , wohingegen die Hohlraumtiefe und -höhe t_H und h_H sinken. Der Mittelwert des Verlustfaktors η_{mittel} ist für die annähernd quadratische Anregungsfläche ($b_H/t_H = 1,3$) am niedrigsten. Der Hohlraum ist in diesem Fall auch annähernd würfelförmig. Der maximale Wert des Verlustfaktors η_{max} ist hier sehr gering. Dies spricht insgesamt für eine geringere Dämpfung. Der würfelförmige Hohlraum ($b_H/t_H = b_H/h_H = 1$) zeigt einen höheren maximalen Verlustfaktor η_{max} , jedoch ist hier der Mittelwert der Verlustfaktoren $\eta_{mittel} = 0,17$ ähnlich gering. Die größten maximalen Verlustfaktoren η_{max} werden für hohe Verhältnisse $b_H/t_H = b_H/h_H$ erreicht. Hier liegt eine schlanke, breite Anregungsfläche A_E bei geringer Hohlraumhöhe h_H vor.

Fazit

Aufgrund des aufeinander aufbauenden Charakters und der zusammenhängenden Eigenschaften der betrachteten Einflussfaktoren soll an dieser Stelle ein umfassendes Fazit gegeben werden. Dabei werden beide Versuchsreihen zu den Proportionen des quaderförmigen Hohlraums zusammen betrachtet. Hierzu sollen wiederum die Bereiche aus Abbildung 6-25 verwendet werden. Insgesamt sind dabei unterschiedliche Zielstellungen möglich. Zunächst sollen Maßnahmen zur Erhöhung der Dämpfung betrachtet werden.

Tabelle 6-4: Maßnahmen zur Steigerung der Dämpfung bei dem quaderförmigen Hohlraum

	h_H	b_H	t_H	A_E	
Bereich I	-	-	-	-	Keine Beeinflussung der Dämpfung
Bereich II	↓	-	-	-	Dominiert durch Hohlraumhöhe h_H
Bereich III	-	-	↓	-	Dominiert durch Hohlraumtiefe t_H
Bereich IV	-	-	-	-	Keine signifikante Steigerung der Dämpfung möglich
Bereich V	-	-	↓	-	Dominiert durch Hohlraumtiefe t_H

Generell kann eine hohe Dämpfung vornehmlich durch die Hohlraumhöhe h_H und die Hohlraumtiefe t_H hervorgerufen werden. In Bereich II lässt sich die Dämpfung maßgeblich durch die Hohlraumhöhe h_H steigern. Hierbei werden durch geringere Hohlraumhöhen h_H deutlich höhere Dämpfungen erzielt. In den Bereichen III und V kann die Dämpfung dagegen durch die Hohlraumtiefe t_H gesteigert werden. Dabei sind wiederum geringe Hohlraumtiefen t_H vorteilhaft. Die Dämpfungen in Bereich III können dabei sehr hoch ausfallen; wohingegen in Bereich V nur eine mittlere, aber dafür sehr breitbandige Dämpfung bei hohen Anregungsamplituden Γ erzielt werden kann. In Bereich I lässt sich die Dämpfung durch keine Veränderung der Hohlraumproportionen steigern. Hierfür liegt in jedem betrachteten Fall

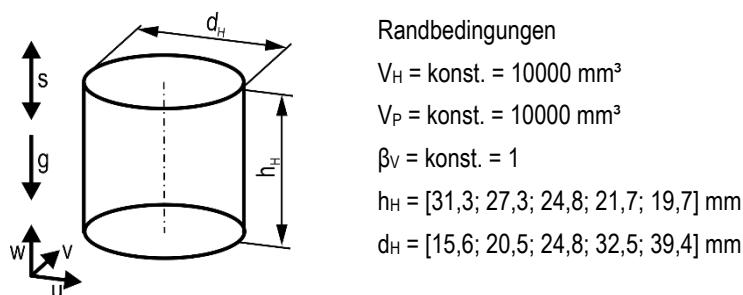
eine sehr geringe Dämpfung vor. Der Bereich IV ist ebenfalls durch die Proportionen des Hohlraums nur wenig zu beeinflussen. Hier liegt lediglich für geringe Anregungsflächen A_E eine geringe Dämpfung vor. Mit steigender Anregungsfläche ist dieser Bereich kaum noch ersichtlich.

Neben der Steigerung der Dämpfung erfolgt durch die Einflussfaktoren zusätzlich eine Verschiebung der charakteristischen Dämpfungsbereiche. Hierbei werden nicht nur Bereiche hoher Dämpfung verschoben, sondern auch Bereiche geringerer Dämpfung (z.B. Bereich I in Abbildung 6-25). Bereich I wird für würfelförmige Hohlräume und annähernd würfelförmige Hohlräume flächenmäßig besonders klein. Der Bereich ohne signifikante Dämpfung schrumpft hiermit folglich. In Bereich II verschieben sich die hohen Dämpfungen mit sinkender Hohlraumhöhe h_H nach rechts zu höheren Frequenzen f . Da dies mit der Verringerung der Dämpfung einhergeht, ist dieser Parameter nur bedingt zur Einstellung der Dämpfung geeignet. Sollen hohe Dämpfungen bei Frequenzen um $f = 100$ Hz erreicht werden, so wäre hierzu eine höhere Hohlraumhöhe h_H notwendig. Jedoch sinkt hierfür auch die Dämpfung, sodass an dieser Stelle ein Zielkonflikt vorliegt. Bereich III kann durch geringe Hohlraumtiefen t_H nach links verschoben werden. Hier sind durch geeignete Hohlraumproportionen Verschiebungen von bis zu $\Delta f = 1000$ Hz möglich.

6.3.1.3 Proportionen Zylinder

Als nächstes erfolgt die Betrachtung der Proportionen zylinderförmiger Hohlräume. Diese sind im Gegensatz zu würfel- und quaderförmigen Hohlräumen durch eine Krümmung der Mantelfläche um die Zylinderachse gekennzeichnet.

Zunächst sollen senkrecht stehende Zylinder betrachtet werden. Hierbei liegt die Zylinderachse in vertikaler Richtung und somit parallel zu der Schwingrichtung. Der Hohlraum kann durch die Hohlraumhöhe h_H entlang der Zylinderachse und des Hohlraumdurchmessers d_H der kreisförmigen Anregungsfläche A_E beschreiben werden.



Für die Betrachtung der Proportionen der zylinderförmigen Hohlräume werden die Volumenparameter des Hohlraums und des Primärsystems konstant gehalten. Dies wird durch gleichzeitige Veränderung der Hohlraumhöhe h_H und des Hohlraumdurchmessers d_H erreicht. Die Anregungsfläche A_E ist in diesem Fall nur von dem Hohlraumdurchmesser d_H

abhängig und alleine durch diesen beschrieben. Für die Betrachtung der Hohlraumproportionen soll an dieser Stelle das Zylinderverhältnis β_{zs} für stehende, zylinderförmige Hohlräume eingeführt werden (vgl. Formel (6-7)). Hierdurch werden die beiden Einflussfaktoren im Zusammenspiel mit den konstanten Volumenparametern auf einen Einflussfaktor reduziert. Auf diese Weise werden die Beschreibung und Analyse wesentlich vereinfacht.

$$\beta_{zs} = \frac{h_H}{d_H} \quad (6-7)$$

Ein steigendes Zylinderverhältnis β_{zs} zeugt von einer steigenden Hohlraumhöhe h_H bei gleichzeitig sinkendem Hohlraumdurchmesser d_H . Hiermit steigt die Höhe der Pulversäule h_P im Hohlraum und die Anregungsfläche A_E sinkt.

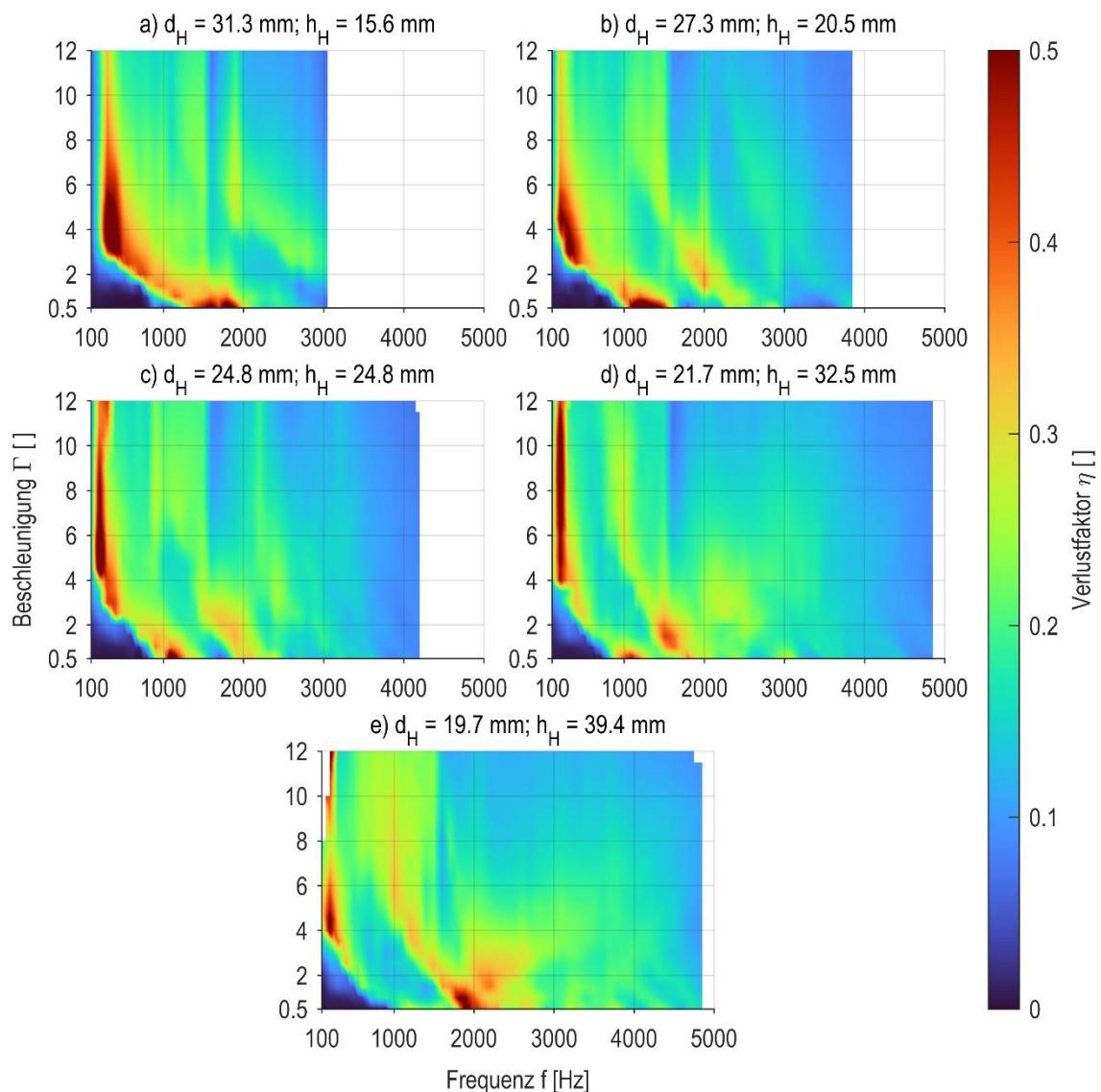


Abbildung 6-27: Kennfelder des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume mit steigender Hohlraumhöhe h_H und abnehmendem Hohlraumdurchmesser d_H

Abbildung 6-27 zeigt die Verlustfaktoren η über den Anregungsparametern. Hierbei ist mit steigendem Zylinderverhältnis β_{zs} eine Veränderung der Dämpfung in den Kennfeldern erkennbar. Zwei Bereiche hoher Dämpfung sind dabei besonders zu betrachten. Bei geringen Zylinderverhältnissen β_{zs} liegt die hohe Dämpfung im ersten Bereich weiter links. Für höhere Zylinderverhältnisse wird dieser Bereich schmäler und die Dämpfung darin nimmt insgesamt ab. Hier liegt die größte Dämpfung im zweiten Bereich hoher Dämpfung, welcher rechts vom ersten Bereich liegt. Insgesamt steigt die Dämpfung in diesem zweiten Bereich an, wobei die Dämpfung besonders für niedrigere Beschleunigungen Γ ansteigt. Mit steigendem Zylinderverhältnis verschieben sich die Bereiche hoher Dämpfung ebenfalls nach links. Dies deckt sich mit den Beobachtungen bei quaderförmigen Hohlräumen. Niedrige Hohlräumhöhen h_H führen zu einer Verschiebung nach rechts zu höheren Frequenzen f . Die Eigenfrequenz f_0 ist für das geringste untersuchte Zylinderverhältnis β_{zs} am niedrigsten. Hier ist die Fläche für die Messung der Geschwindigkeit am größten, was durch die damit einhergehende niedrigere Steifigkeit in der niedrigen Eigenfrequenz f_0 resultiert.

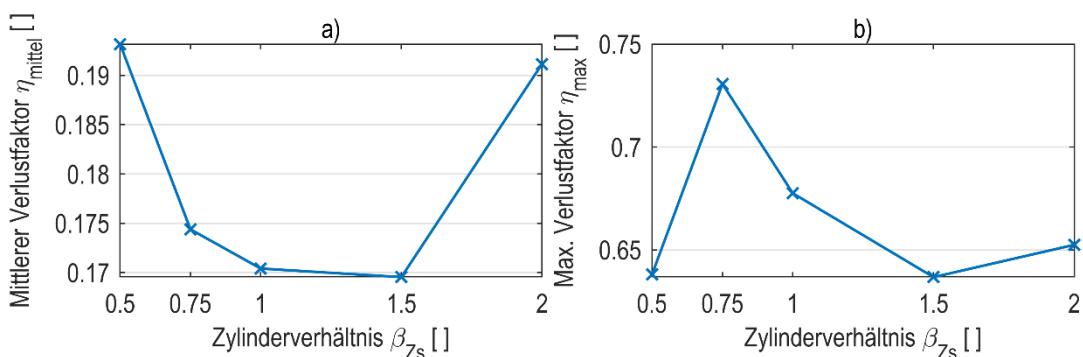


Abbildung 6-28: Statistische Kennwerte mittlerer und maximaler Verlustfaktor η_{mittel} und η_{max} bei stehenden Zylindern mit variiertem Zylinderverhältnis β_{zs}

Bei Betrachtung der statistischen Parameter zeigt das Zylinderverhältnis β_{zs} nur einen wenig signifikanten Einfluss auf den mittleren Verlustfaktor η_{mittel} . Für die Extremwerte des Zylinderverhältnisses β_{zs} liegen höhere Werte des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} vor als für mittlere Zylinderverhältnisse. Auch auf den maximalen Verlustfaktor η_{max} hat das Zylinderverhältnis β_{zs} einen geringen Einfluss. Für ein Zylinderverhältnis $\beta_{zs} = 0,75$ wird der höchste maximale Verlustfaktor von $\eta_{max} = 0,73$ erreicht.

Im Folgenden sollen die Hohlräumproportionen von waagerechten, liegenden Zylindern als Hohlräum betrachtet werden. Dafür liegt die Krümmung der Mantelfläche in Schwingrichtung. Der Hohlräumdurchmesser d_H liegt hierdurch in Höhenrichtung, welche bedingt durch die Krümmung nicht konstant ist. Die Zylinderachse liegt waagerecht und damit senkrecht zu der Schwingungsrichtung. Diese Dimension des Hohlräums wird als die Hohlräumlänge l_H definiert. Äquivalent zum senkrechten Zylinder wird das Zylinderverhältnis β_{zl} definiert (vgl. Formel (6-8)). Im Nenner wird hier der Hohlräumdurchmesser d_H als Höhendimension

eingesetzt. Ein steigendes Zylinderverhältnis β_{Zl} bedeutet somit eine Verringerung der Hohlraumdimension in Höhenrichtung.

$$\beta_{Zl} = \frac{l_H}{d_H} \quad (6-8)$$

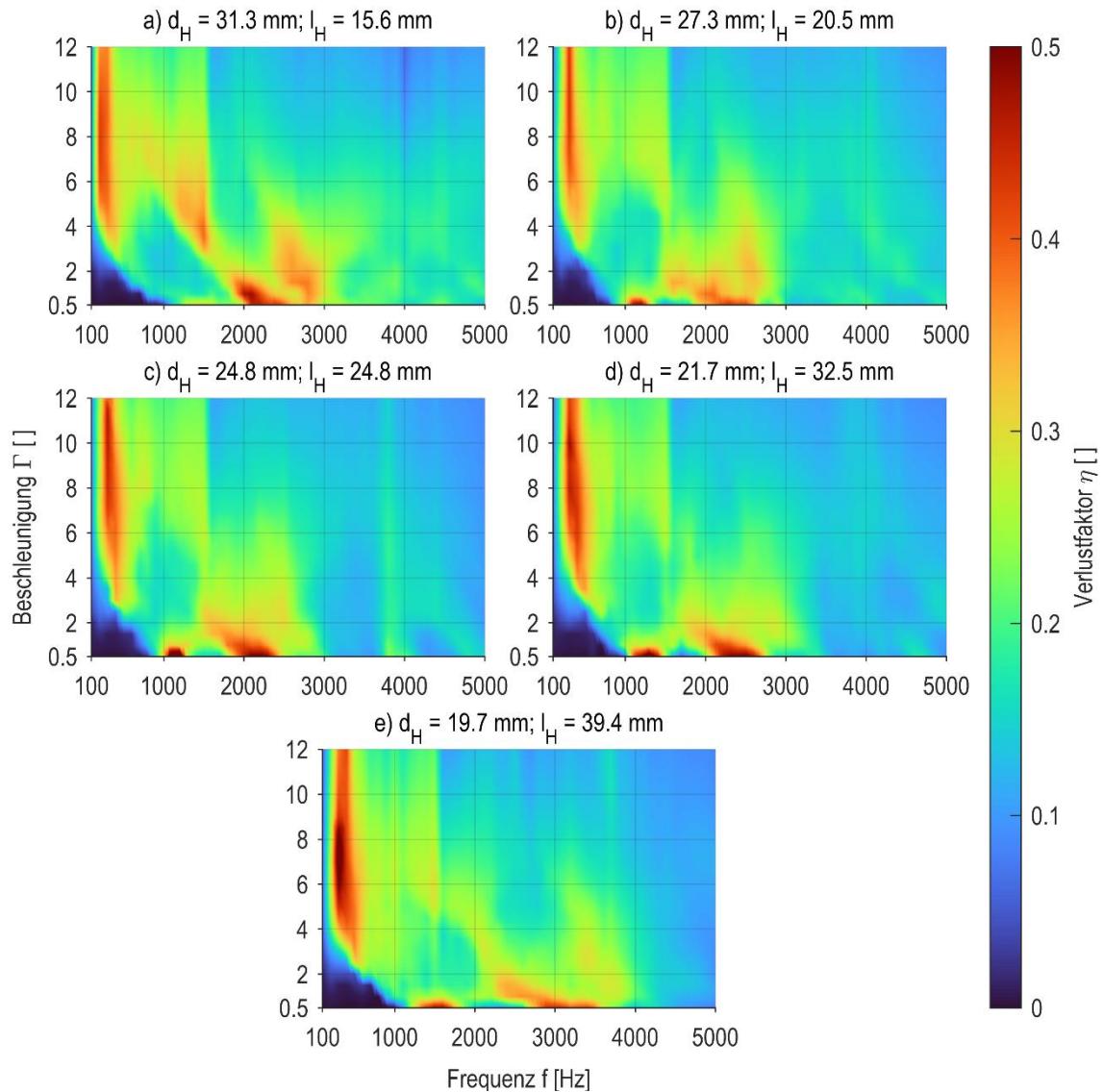


Abbildung 6-29: Kennfelder des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume mit steigender Hohlraumlänge l_H und abnehmendem Hohlraumdurchmesser d_H

Die Abbildung 6-29 zeigt die Kennfelder der Verlustfaktoren für liegende, zylinderförmige Hohlräume bei vertikaler Schwingungsrichtung. Von links nach rechts sind drei Bereiche hoher Dämpfung ersichtlich. Die Dämpfung in dem ersten Bereich hoher Dämpfung steigt mit steigendem Zylinderverhältnis β_{Zl} . Dies deckt sich mit vorangegangenen Beobachtungen zu einer sinkenden Hohlraumhöhe h_H . Ebenfalls ist eine geringfügige Verschiebung des Bereichs nach rechts zu höheren Frequenzen f zu beobachten. Der zweite Bereich hoher Dämpfung zeigt leicht sinkende Dämpfungen für ein steigendes Zylinderverhältnis

β_{ZI} . Dieser Bereich ist vornehmlich für geringere Beschleunigungen Γ deutlich ausgeprägt und geht bei höheren Beschleunigungen Γ in den ersten Bereich hoher Dämpfung über. Bei niedrigen Beschleunigungen ($\Gamma < 2$) tritt für diesen Bereich bei steigendem Zylinderverhältnis β_{ZI} die größte Verschiebung um ungefähr $\Delta f = 800$ Hz nach rechts auf. Der dritte Bereich hoher Dämpfung schließt sich direkt an den zweiten Bereich an. Dieser Bereich ist nur für Beschleunigungen $1 < \Gamma < 6$ ersichtlich. Mit steigendem Zylinderverhältnis β_{ZI} verschiebt sich dieser Dämpfungsbereich mit dem zweiten Bereich nach rechts.

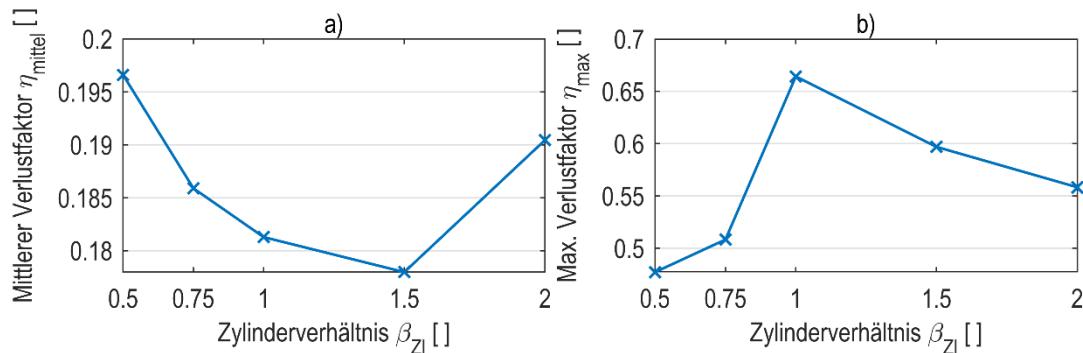


Abbildung 6-30: Mittlerer und maximaler Verlustfaktor η_{mittel} und η_{max} bei liegenden Zylindern als Hohlraumform

Die größere Steifigkeit der Prüfkörper mit zylinderförmigen Hohlräumen in liegender Orientierung führt zu hohen Eigenfrequenzen f_0 , die außerhalb des betrachteten Frequenzbereichs ($f_0 > 5000$ Hz) liegen. Hierdurch können die statistischen Parameter für den gesamten Anregungsbereich betrachtet werden. Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} zeigt wiederum eine geringe signifikante Abhängigkeit von dem Zylinderverhältnis β_{ZI} . Die Extremwerte des Zylinderverhältnisses β_{ZI} zeigen höhere mittlere Verlustfaktoren η_{mittel} . Der maximale Verlustfaktor η_{max} hingegen zeigt im Gegensatz zum stehenden Zylinder eine größere Abhängigkeit von dem Zylinderverhältnis β_{ZI} . Dabei wird der größte Wert $\eta_{\text{max}} = 0,66$ für ein mittleres Zylinderverhältnis von $\beta_{ZI} = 1$ erzielt. Der maximale Verlustfaktor η_{max} nimmt für kleinere Zylinderverhältnisse $\beta_{ZI} < 1$ stärker ab als für größere Zylinderverhältnisse $\beta_{ZI} > 1$.

6.3.1.4 Orientierung Zylinder

Im Folgenden wird die Orientierung zylinderförmiger Hohlräume betrachtet. Dazu wird ein direkter Vergleich der Ergebnisse der vorangegangenen Untersuchungen zu den Proportionen der zylinderförmigen Hohlräume vorgenommen. Diese werden durch unterschiedliche Orientierung der Prüfkörper auf dem Prüfstand in stehender und liegender Orientierung erzielt.

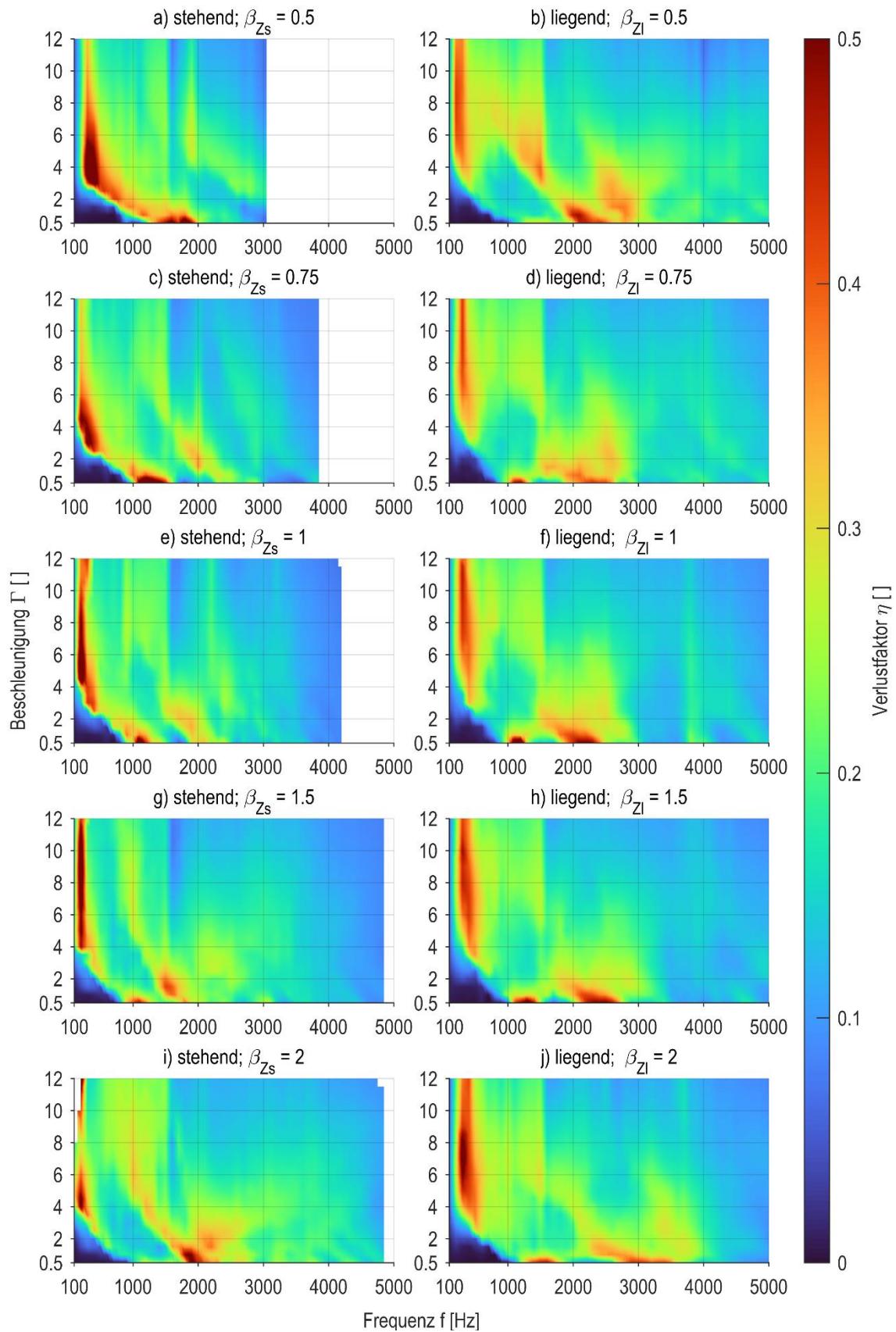


Abbildung 6-31: Kennfelder des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume in stehender (links) und liegender (rechts) Orientierung

Abbildung 6-31 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für stehende und liegende Zylinder als Hohlraum. Die Volumenparameter aller Prüfkörper sind gleich. Die Experimente jeder Zeile werden dabei an den gleichen Prüfkörpern durchgeführt, lediglich die Orientierung des Zylinders wird zwischen stehend und liegend verändert. Dabei ist zu erkennen, dass sich die Kennfelder unterscheiden. Die bereits in Kapitel 6.3.1.3 beschriebenen Verschiebungen der Bereiche hoher Dämpfung sorgen dafür, dass für unterschiedliche Frequenzen f und Beschleunigungen Γ unterschiedliche Proportionen und Orientierungen der zylinderförmigen Hohlräume höhere Dämpfungen erzielen.

Um das generelle Dämpfungsverhalten beurteilen zu können, sollen im Folgenden die statistischen Kennwerte der Untersuchungen betrachtet werden. Auf der Abszisse werden für beide statistischen Kennwerte die Zylinderverhältnisse β_{zs} oder β_{zi} angegeben. Durch die Definitionen dieser beiden Zylinderverhältnisse, werden die gleichen Prüfkörper in den beiden möglichen Orientierungen direkt verglichen.

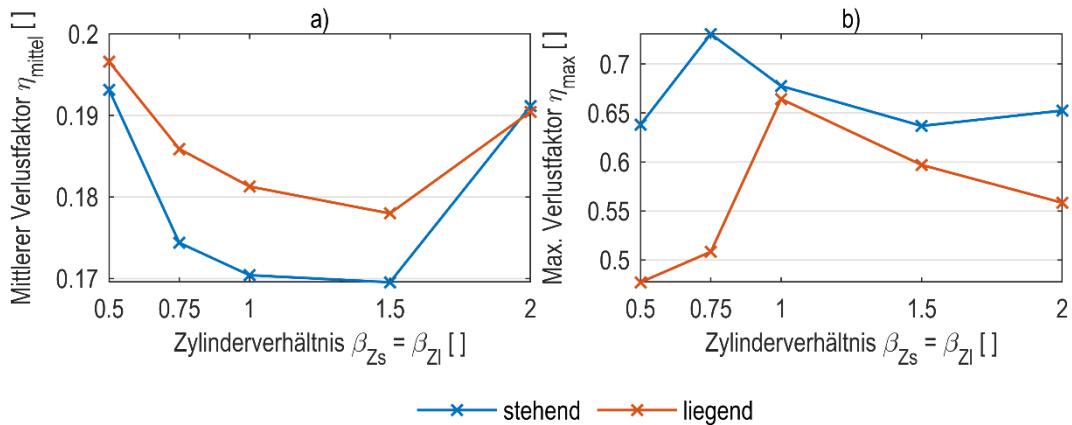


Abbildung 6-32: Mittlerer und maximaler Verlustfaktor η_{mittel} und η_{max} bei stehenden und liegenden Zylindern als Hohlraumform

Abbildung 6-32 a) zeigt den mittleren Verlustfaktor η_{mittel} der zylinderförmigen Hohlräume in stehender und liegender Orientierung. Dabei liegt der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} der liegenden Zylinder (Zylinderachse horizontal; senkrecht zur Schwingrichtung) für nahezu alle Zylinderverhältnisse über denen der stehenden Zylinder. Lediglich für das Zylinderverhältnis $\beta_{zs} = \beta_{zi} = 2$ liegt der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} des stehenden Zylinders geringfügig über dem des stehenden Zylinders. Für kleinere Zylinderverhältnisse liegt somit ein breitbandigeres Dämpfungsverhalten für liegende Zylinder vor $\beta_{zs} = \beta_{zi} \leq 1.5$. Dies ist besonders für $\beta_{zs} = \beta_{zi} \leq 1$ erkennbar. Hier ist die Differenz nahezu konstant über den Zylinderverhältnissen.

Abbildung 6-32 b) zeigt die maximalen Verlustfaktoren für zylinderförmige Hohlräume in stehender und liegender Orientierung. Im Gegensatz zum mittleren Verlustfaktor η_{mittel} liegen hier die maximalen Verlustfaktoren η_{max} des stehenden Zylinders ausnahmslos über

denen der liegenden Zylinder. Besonders groß ist die Differenz in den maximalen Verlustfaktoren für Zylinderverhältnisse $\beta_{Zs} = \beta_{Zl} < 1$. Für Zylinderverhältnisse $\beta_{Zs} = \beta_{Zl} > 1$ steigt die Differenz zwischen den maximalen Verlustfaktoren in Abhängigkeit zu den Zylinderverhältnissen leicht an. Auffällig ist die geringste Differenz zwischen den maximalen Verlustfaktoren bei einem Zylinderverhältnis $\beta_{Zs} = \beta_{Zl} = 1$.

Die Orientierung von zylinderförmigen Hohlräumen kann durch die Beobachtungen ebenfalls als Parameter zum Einstellen der Dämpfungswirkung im Frequenz- und Beschleunigungsbereich identifiziert werden. Dabei sind stehende Zylinder besonders für höhere Dämpfungen prädestiniert, wohingegen liegende Zylinder einen größeren Anregungsbe- reich dämpfen.

6.3.1.5 Volumen Zylinder

Die Untersuchungen des Zylinders sollen abgeschlossen werden mit der Betrachtung des Hohlraumvolumens V_H . Hierfür wird wiederum das Volumenverhältnis $\beta_V = 1$ verwendet, sodass außerdem das Primärvolumen V_P äquivalent mit verändert wird. Betrachtet werden sowohl stehende als auch liegende Zylinder, welche jeweils mit den größten Zylinderverhältnissen $\beta_{Zs} = \beta_{Zl} = 0,5$ und den kleinsten Zylinderverhältnissen $\beta_{Zs} = \beta_{Zl} = 2$ gefertigt wurden. Da die Kennfelder an dieser Stelle wenig zusätzliche Informationen bieten, soll an dieser Stelle lediglich die Betrachtung der statistischen Kennwerte erfolgen.

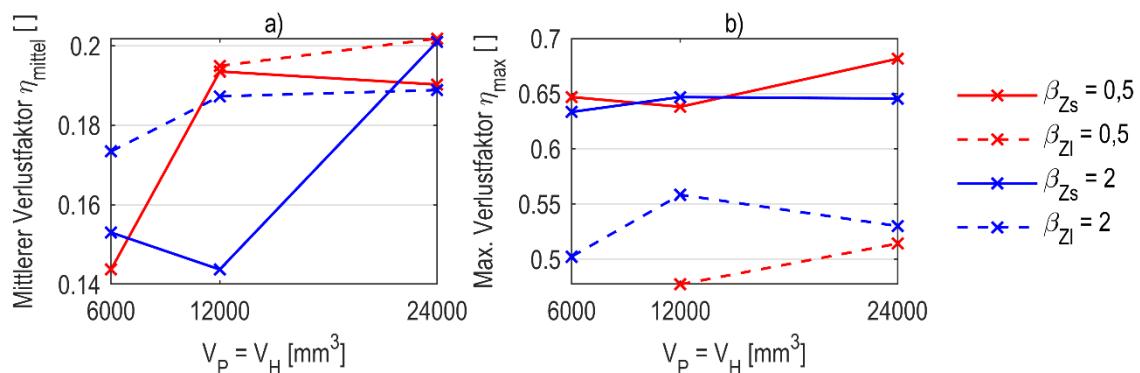


Abbildung 6-33: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η bei stehenden und liegenden Zylindern mit variiertem Hohlraumvolumen V_H

Abbildung 6-33 a) zeigt den mittleren Verlustfaktor η_{mittel} für unterschiedliche Zylinderverhältnisse β_{Zs} und β_{Zl} sowie für steigende Primärvolumen V_P und Hohlraumvolumen V_H . Im Folgenden wird zur Vereinfachung der Beschreibung nur das Hohlraumvolumen V_H verwendet. In gleichem Maße ist jedoch auch das Primärvolumen V_P gemeint. Für die Zylinder mit dem Zylinderverhältnis $\beta_{Zs} = 0,5$ ergibt sich mit steigendem Hohlraumvolumen V_H zunächst eine stark steigende Tendenz in der Dämpfung zwischen $V_H = 6000 \text{ mm}^3$ und $V_H =$

12000 mm³. Danach fällt der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} wieder leicht ab. Der liegende Zylinder ($\beta_{\text{Zl}} = 0,5$) kann für ein Hohlraumvolumen $V_H = 6000 \text{ mm}^3$ nicht vermessen werden, da durch eine zu geringe Seitenfläche das Anbringen des Schweißbolzens nicht möglich ist. Für dieses Zylinderverhältnis ist jedoch eine Steigerung im mittleren Verlustfaktor η_{mittel} ersichtlich. Die Kurven zeigen eine starke Abhängigkeit des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} von dem Hohlraumvolumen V_H bei $V_H = 12000 \text{ mm}^3$ und $V_H = 24000 \text{ mm}^3$. Im Hohlraumbereich darunter ($V_H = 6000 \text{ mm}^3$) liegt eine leicht fallende Tendenz vor. Der liegende Zylinder mit dem Zylinderverhältnis $\beta_{\text{Zs}} = 0,5$ weist nur eine geringfügig steigende Tendenz des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} über dem Hohlraumvolumen V_H auf. Generell resultieren größere Primär- und Sekundärvolumen (V_P und V_H) in höheren mittleren Verlustfaktoren η_{mittel} .

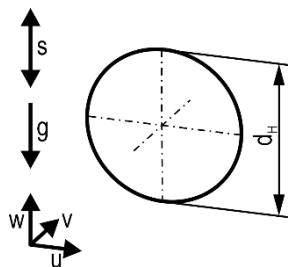
Der maximale Verlustfaktor η_{max} zeigt keine eindeutige Abhängigkeit von dem Hohlraumvolumen V_H (Abbildung 6-33 b)). Hier ist jedoch wiederum ersichtlich, dass der maximale Verlustfaktor η_{max} stehender Zylinder größer ist als bei liegenden Zylindern.

Fazit

Bei zylinderförmigen Hohlräumen führen die minimalen und maximalen Zylinderverhältnisse zu einer höheren mittleren Dämpfung. Die maximale Dämpfung wird vornehmlich durch Zylinderverhältnisse um eins besonders positiv beeinflusst. Die Orientierung spielt dabei ebenfalls eine wichtige Rolle. Liegende Zylinder zeigen höhere mittlere Dämpfungen als stehende Zylinder. Für den maximalen Verlustfaktor η_{max} zeigt sich ein gegenteiliges Verhalten.

6.3.1.6 Volumen Kugel

Im folgenden Abschnitt erfolgt die Betrachtung der Volumenparameter kugelförmiger Hohlräume. Der Hohlraum ist dabei lediglich durch einen Parameter, den Hohlraumdurchmesser d_H , gekennzeichnet.



Randbedingungen

$$V_H = [6000; 12000; 24000] \text{ mm}^3$$

$$V_P = [6000; 12000; 24000] \text{ mm}^3$$

$$\beta_V = \text{konst.} = 1$$

$$d_H = [22,55; 28,40; 35,79] \text{ mm}$$

Der kugelförmige Hohlraum zeichnet sich durch die Krümmung der Oberfläche in zwei Raumrichtungen aus. Jeder Punkt der Kugeloberfläche ist gleich weit vom Mittelpunkt des Kugelvolumens entfernt. Bezogen auf den Partikeldämpfer ergeben sich trotz der Beschreibung durch lediglich einen Einflussparameter komplexe Zusammenhänge. Da die Hohlraumoberfläche sowohl in Schwingrichtung als auch senkrecht dazu gekrümmt ist, ist eine einfache Beschreibung durch die Hohlraumhöhe nicht möglich.

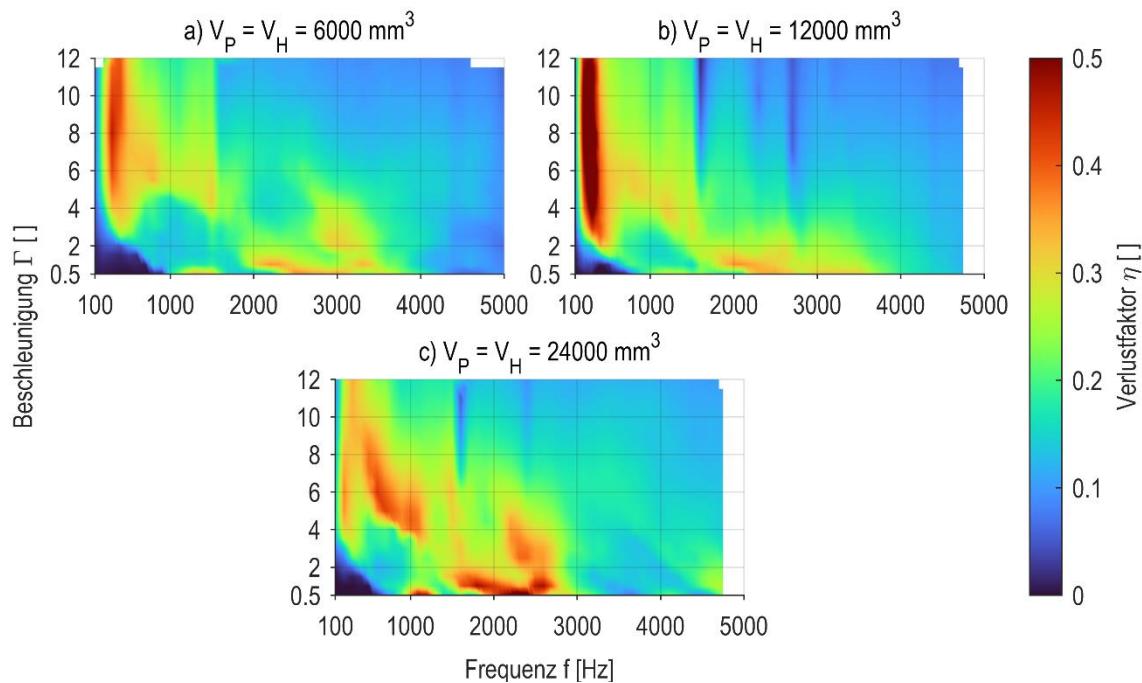


Abbildung 6-34: Kennfelder des Verlustfaktors η für kugelförmige Hohlräume

Abbildung 6-34 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für kugelförmige Hohlräume für unterschiedliche Primärvolumen V_P und Hohlraumvolumen V_H bei konstantem Volumenverhältnis $\beta_V = 1$. Zur Vereinfachung der Beschreibung wird wiederum nur auf das Hohlraumvolumen V_H zurückgegriffen. Für die unterschiedlichen Hohlraumvolumen V_H zeigen sich dabei deutliche Unterschiede in den Kennfeldern. Die Hohlraumvolumen $V_H = 6000 \text{ mm}^3$ und $V_H = 12000 \text{ mm}^3$ führen zu zwei Bereichen starker Dämpfung. Diese liegen bei niedrigen Frequenzen um $f = 300 \text{ Hz}$ und Beschleunigungen $3 \leq \Gamma \leq 12$ sowie Frequenzen $2000 \text{ Hz} \leq f \leq 3500 \text{ Hz}$ und niedrigen Beschleunigungen $\Gamma \leq 2$. Dabei zeigt das größere Hohlraumvolumen $V_H = 12000 \text{ mm}^3$ deutlich größere Dämpfungen im ersten Bereich (dunklerer Bereich). Für das größte betrachtete Hohlraumvolumen $V_H = 24000 \text{ mm}^3$ sind große Dämpfungen im Frequenzbereich $200 \text{ Hz} \leq f \leq 2800 \text{ Hz}$ ersichtlich. Diese sind über den Bereich verteilt. Allen Kennfeldern gemein ist der charakteristische Bereich sehr geringer Dämpfungen bei niedrigen Frequenzen und Beschleunigungen.

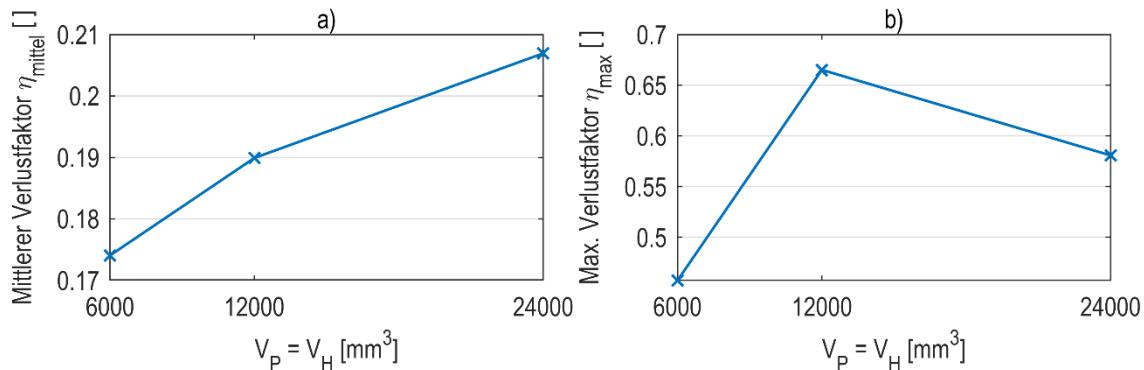


Abbildung 6-35: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η bei kugelförmigen Hohlräumen mit variiertem Primärvolumen V_P und Hohlraumvolumen V_H

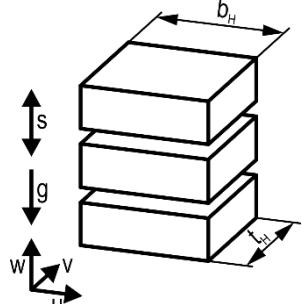
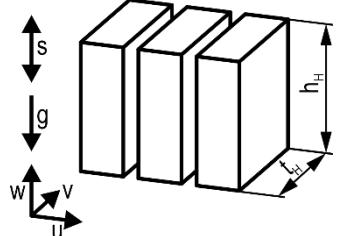
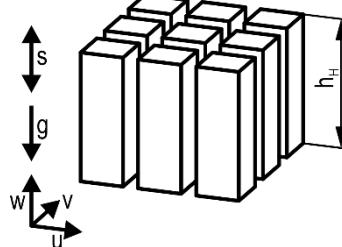
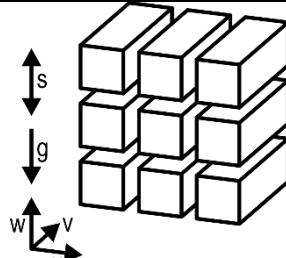
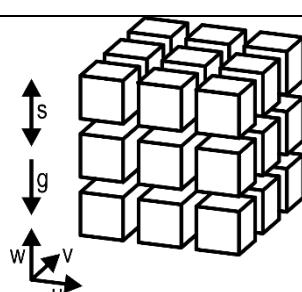
Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} zeigt einen steigenden Verlauf bei steigendem Primärvolumen V_P und Hohlraumvolumen V_H . Diese Steigerung ist quantitativ jedoch geringer als bei würfelförmigen Hohlräumen. Der maximale Verlustfaktor η_{max} ist am geringsten für die kleinsten Volumenparameter $V_P = V_H = 6000 \text{ mm}^3$. Für die mittleren betrachteten Volumenparameter $V_P = V_H = 12000 \text{ mm}^3$ ist der maximale Verlustfaktor η_{max} am größten. Hieraus kann keine klare Tendenz abgeleitet werden.

6.3.1.7 Hohlraumunterteilung

Im folgenden Kapitel wird die Unterteilung von Hohlräumen betrachtet. Untersucht wird im Rahmen dieser Arbeit ein würfelförmiger Hohlraum, der durch gerade Wände unterteilt wird. Hierbei wird für die Betrachtung ein einzelner Hohlraum in mehrere kleinere Hohlräume mit in Summe gleichem Hohlraumvolumen V_H unterteilt. Dieser Einflussparameter kann gleichzeitig als Anzahl der Hohlräume betrachtet werden. In dieser Arbeit soll jedoch die Anzahl der Hohlraumunterteilungen definiert werden. Auf diese Weise sind beispielsweise zwei Hohlraumunterteilungen und eine Anzahl von drei Hohlräumen identisch. Die Hohlraumunterteilungen werden gleichmäßig verteilt eingebracht, sodass die einzelnen Hohlräume gleich sind.

Generell sind bei vertikaler Schwingungsanregung die Anzahl der Unterteilungen parallel zu der Schwingrichtung n_u und n_v und die Anzahl der Unterteilungen senkrecht zu der Schwingrichtung n_w zu unterscheiden. Hierdurch ergeben sich für vertikale Schwingungsrichtung fünf unterschiedliche Konfigurationen, die untersucht werden können (vgl. Tabelle 6-5).

Tabelle 6-5: Konfigurationen der Hohlräumunterteilungen

K1	w-Achse → 1 Richtung		
K2	u-Achse → 1 Richtung		
K3	u- und v-Achse → 2 Richtungen → 2 Richtungen		Randbedingungen $V_H = 10000 \text{ mm}^3$ $V_P = 10000 \text{ mm}^3$ $\beta_v = \text{konst.} = 1$
K4	u- und w-Achse → 2 Richtungen → 2 Richtungen		
K5	u-, v- und w-Achse → 3 Richtungen → 3 Richtungen		

Alle Konfigurationen sollen separat betrachtet werden. Dabei wird jeweils der würfelförmige Hohlräum ohne Unterteilung als Referenz verwendet. Dem gegenübergestellt werden jeweils zwei Untersuchungen mit zwei und vier Unterteilungen. Auf diese Weise wird für jede Vergleichsreihe eine steigende Anzahl an Hohlräumen erreicht, wobei die Anzahl zwischen

den Reihen nicht immer gleich sind. Dies ist in den unterschiedlichen Richtungen zu begründen, in denen die Unterteilungen vorgenommen werden. Die Anzahl der Unterteilungen bei unterschiedlichen Richtungen ist immer gleich groß.

Zunächst werden Unterteilungen senkrecht zu der Schwingrichtung betrachtet (K1, Tabelle 6-5). Mit steigender Anzahl der Unterteilungen wird die Hohlraumhöhe h_H in den einzelnen Hohlräumen kleiner. Gleichzeitig steigt die insgesamte Anregungsfläche A_E .

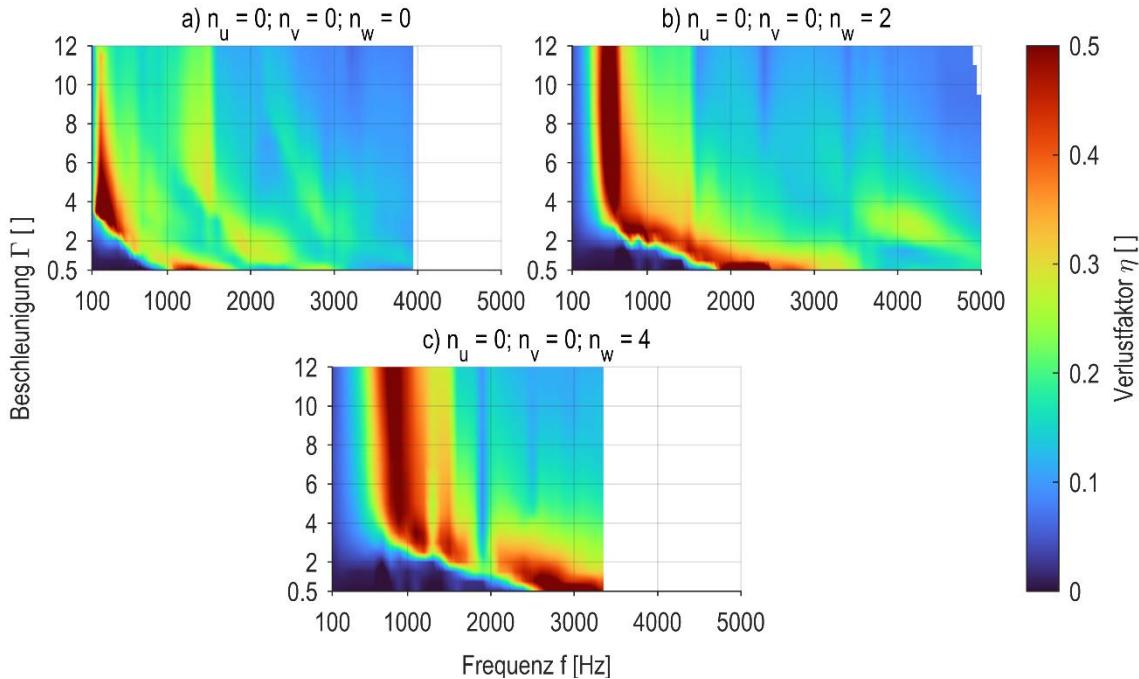


Abbildung 6-36: Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlräume mit steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen senkrecht zu der Schwingrichtung (K1)

Abbildung 6-36 zeigt den Vergleich der Kennfelder der Verlustfaktoren η für eine steigende Anzahl an senkrecht zu der Schwingrichtung orientierten Hohlraumunterteilungen. Dabei ist mit steigender Anzahl an Unterteilungen eine starke Veränderung der Kennfelder zu beobachten. Zum einen verringert sich die Anzahl an Bereichen hoher Dämpfung, zum anderen werden die Bereiche hoher Dämpfung breiter. Zusätzlich ist eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung nach rechts zu höheren Frequenzen zu beobachten. Hierdurch wird zudem der Bereich geringer Dämpfungen bei kleinen Frequenzen und Beschleunigungen deutlich größer.

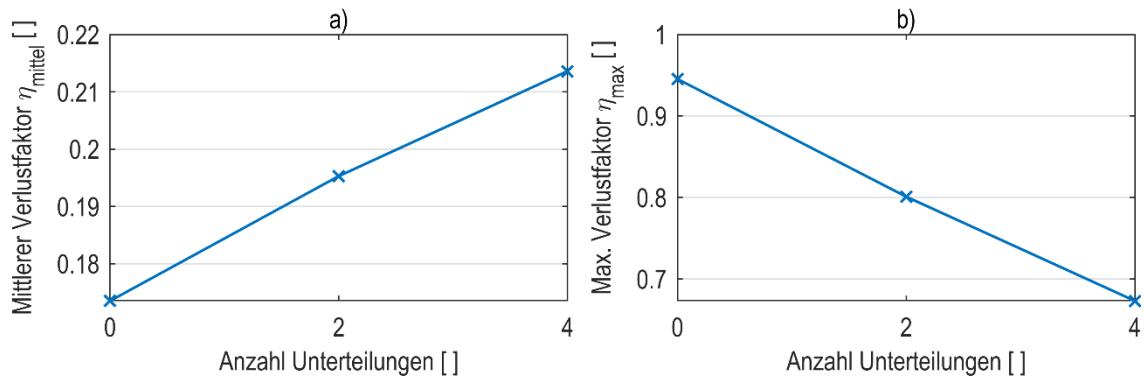


Abbildung 6-37: Statistische Parameter des Verlustfaktors η bei steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen senkrecht zu der Schwingrichtung (K1)

Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} steigt durch das Einbringen von Hohlraumunterteilungen an (vgl. Abbildung 6-37 a)). Die maximalen Verlustfaktoren η_{max} dieser Messungen zeigen ein anderes Verhalten (vgl. Abbildung 6-37 b)). Dieser fällt mit steigender Anzahl der Unterteilungen.

Im Folgenden werden Unterteilungen in Richtung der Schwingung (u-Achse) betrachtet. Zunächst werden dabei nur Unterteilungen in eine Richtung berücksichtigt. Auf diese Weise entstehen kleinere Einzelhöhlräume, die in Schwingrichtung nebeneinanderstehen. Die Hohlraumhöhe h_H bleibt dabei für die einzelnen Höhlräume gleich. Die insgesamte Anregungsfläche bleibt ebenfalls konstant, sie wird lediglich in mehrere kleinere Anregungsflächen unterteilt.

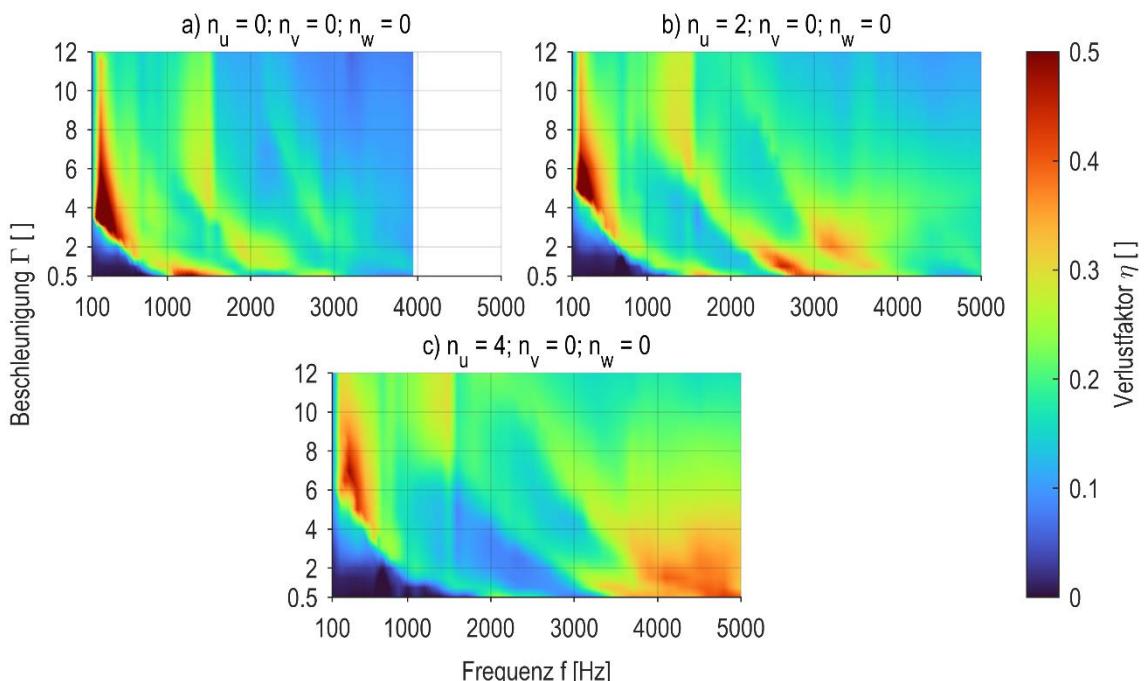


Abbildung 6-38: Kennfelder des Verlustfaktors η bei steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen in einer Richtung parallel zu der Schwingrichtung (K2)

Abbildung 6-38 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für eine steigende Anzahl an Hohlraumunterteilungen, die in einer Richtung und parallel zur Schwingrichtung eingebracht werden. Hier zeigt sich eine starke Verschiebung der Dämpfung in den Bereichen hoher Dämpfung. Ohne Hohlraumunterteilung liegt die größte Dämpfung in dem ersten Bereich hoher Dämpfung (Abbildung 6-38 a)). Die anderen Bereiche sind ebenfalls deutlich zu erkennen, weisen aber im Vergleich deutlich geringere Dämpfungen auf. Das Einbringen von $n_u = 2$ Unterteilungen in einer Richtung parallel zur Schwingrichtung ($n_v = 0$) führt zu einer Verstärkung der Dämpfung im zweiten und dritten Bereich hoher Dämpfung (Abbildung 6-38 b)). Hieraus resultiert ebenfalls eine Verschiebung aller Bereiche nach rechts. Die größte untersuchte Anzahl von Hohlraumunterteilungen ($n_u = 4, n_v = 0$) in einer Richtung parallel zu der Schwingrichtung generiert eine hohe Dämpfung für niedrige Beschleunigungen für den dritten Bereich hoher Dämpfung (Abbildung 6-38 c)). Diese hohe Dämpfung erstreckt sich über einen breiten Frequenzbereich f bei niedrigen Beschleunigungen Γ . Für den ersten und zweiten Bereich hoher Dämpfung nimmt die Dämpfung hingegen insgesamt ab. Ebenfalls ist durch die Erhöhung der Anzahl von Unterteilungen eine deutliche Verschiebung aller Bereiche zu erkennen.

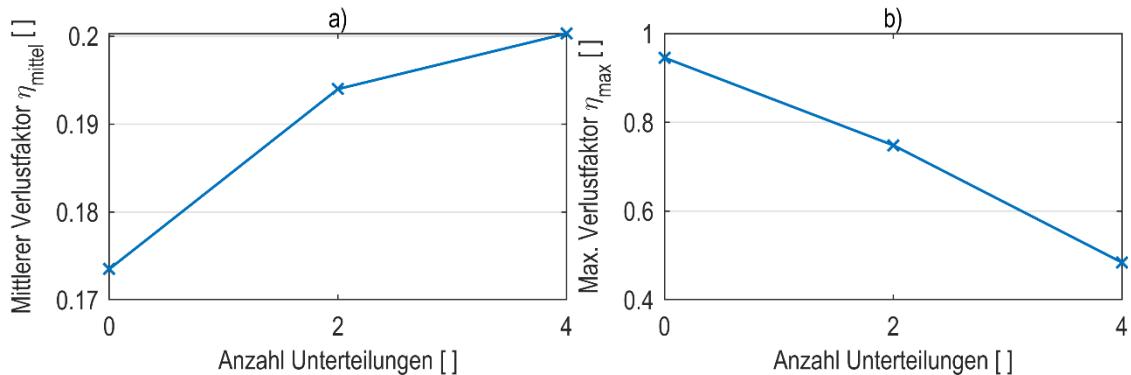


Abbildung 6-39: Statistische Parameter des Verlustfaktors bei steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen in einer Richtung parallel zu der Schwingrichtung (K2)

Abbildung 6-39 zeigt die statistischen Kennwerte der Untersuchungen zu der Unterteilung von Hohlräumen in einer Richtung parallel zu der Schwingrichtung. Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} ist höher wenn Unterteilungen vorliegen. Hierbei ist jedoch nur ein geringer Unterschied bei einer unterschiedlichen Anzahl an Unterteilungen erkennbar. Der maximale Verlustfaktor η_{max} nimmt jedoch wiederum mit steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen deutlich ab.

Als nächstes werden Hohlraumunterteilungen in zwei Richtungen parallel zur Schwingrichtung untersucht. Hierdurch wird die Anregungsfläche der einzelnen Hohlräume noch weiter verringert und ist nun quadratisch ausgeprägt. Gleichzeitig wird die Anzahl der einzelnen Kammern so noch weiter erhöht.

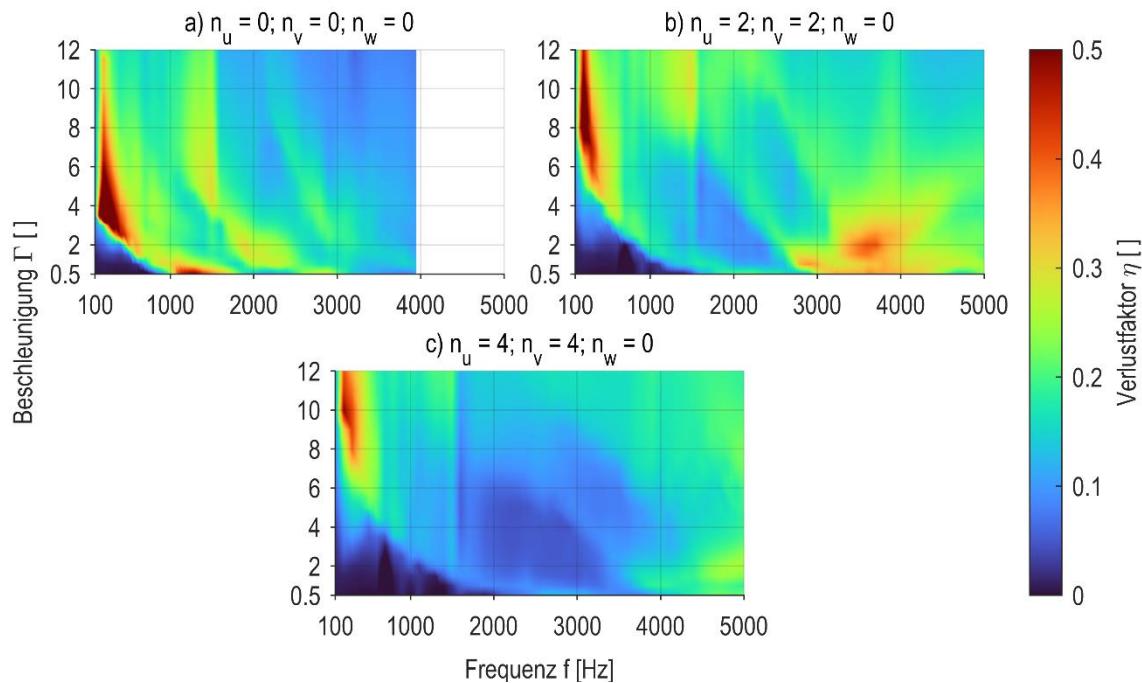


Abbildung 6-40: Kennfelder des Verlustfaktors η bei steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen in zwei Richtungen parallel zu der Schwingrichtung (K3)

Abbildung 6-40 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für eine steigende Anzahl an Unterteilungen in zwei Richtungen parallel zu der Schwingrichtung (u- und v-Achse). Mit steigender Anzahl an Unterteilungen zeigt sich hier wiederum eine Verlagerung der Dämpfung zwischen den Bereichen hoher Dämpfung. Jeweils zwei Unterteilungen in jede der beiden möglichen Richtungen führt zu einer hohen Dämpfung bei Frequenzen $f = [3000 \dots 4300]$ Hz und Beschleunigungen $\Gamma < 4$ (Abbildung 6-40 b)). Eine weitere Erhöhung der Anzahl an Unterteilungen führt insgesamt zu einem geringeren Dämpfungsvermögen im betrachteten Anregungsbereich (Abbildung 6-40 c)). Hier treten nur signifikante Dämpfungen bei niedrigen Frequenzen ($f = [200 \dots 400]$ Hz) und hohen Beschleunigungen ($\Gamma > 8$) auf. Für hohe Frequenzen ($f \rightarrow 5000$ Hz) steigt die Dämpfung ebenfalls leicht an auf $\eta = 0,2$.

Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} steigt für zwei Unterteilungen in beide Richtungen parallel zu der Schwingrichtung zunächst leicht an (Abbildung 6-41). Für jeweils vier Unterteilungen fällt der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} jedoch signifikant ab. Hieraus kann somit keine klare Tendenz abgeleitet werden. Der maximale Verlustfaktor η_{max} zeigt jedoch insgesamt eine fallende Tendenz mit steigender Anzahl an Unterteilungen in zwei Richtungen parallel zur Schwingrichtung.

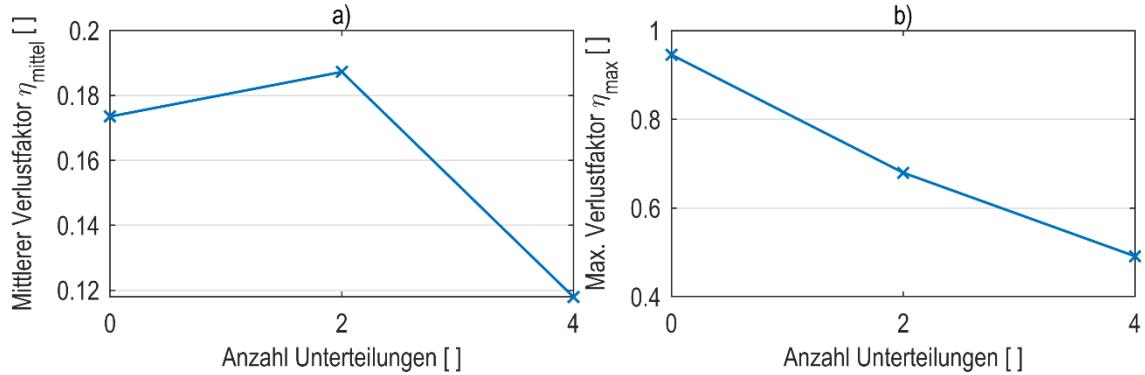


Abbildung 6-41: Statistische Parameter des Verlustfaktors η bei steigender Anzahl an Hohlräumunterteilungen in zwei Richtungen parallel zu der Schwingrichtung (K3)

Im Folgenden werden Hohlräumunterteilungen senkrecht zur Schwingrichtung und in einer Richtung parallel zur Schwingrichtung untersucht. Hierdurch wird gleichzeitig die Hohlräumhöhe h_H der einzelnen Hohlräume und die Anregungsfläche A_E verkleinert.

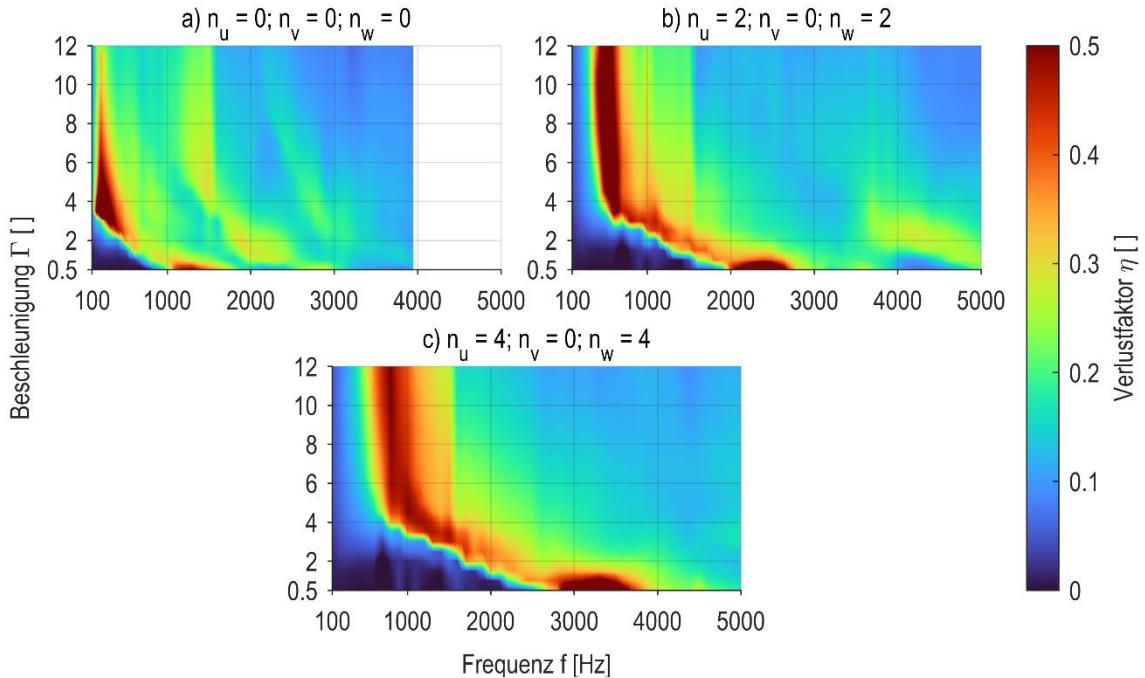


Abbildung 6-42: Kennfelder des Verlustfaktors η bei steigender Anzahl an Hohlräumunterteilungen senkrecht und in einer Richtung parallel zu der Schwingrichtung (K4)

Abbildung 6-42 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für eine steigende Anzahl von Hohlräumunterteilungen zum einen senkrecht zu der Schwingrichtung und zum anderen in einer Richtung parallel zu der Schwingrichtung. Hierbei ist durch das Einbringen der Unter-

teilungen eine deutliche Abnahme der Anzahl an Bereichen hoher Dämpfung zu beobachten. So zeigt die größte untersuchte Anzahl an Unterteilungen ($n_w = n_u = 4$) nur einen zusammenhängenden Bereich hoher Dämpfung. Gleichzeitig wird der Bereich hoher Dämpfung mit steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen breiter und ist nach rechts zu höheren Frequenzen f verschoben.

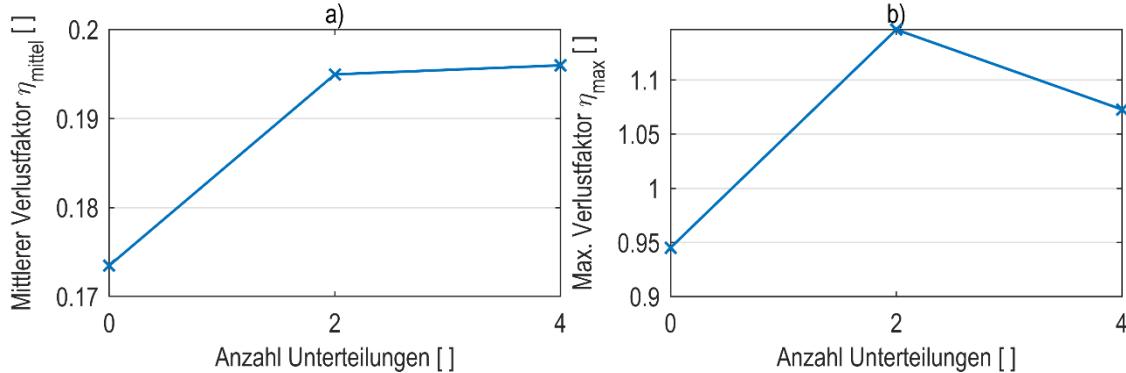


Abbildung 6-43: Statistische Parameter des Verlustfaktors η bei steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen senkrecht und in einer Richtung parallel zu der Schwingrichtung (K4)

Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} steigt durch die Hohlraumunterteilungen an (Abbildung 6-43 a)). Dabei ist die Anzahl an Hohlraumunterteilungen nicht relevant. Das Einbringen von Hohlraumunterteilungen sowohl senkrecht zu der Schwingrichtung als auch in eine Richtung parallel zu der Schwingrichtung resultiert in einem breitbandigerem Dämpfungsverhalten. Der maximale Verlustfaktor η_{max} ist mit den Hohlraumunterteilungen ebenfalls größer (Abbildung 6-43 b)). Hierbei ist jedoch keine eindeutige Tendenz, wie bei dem mittleren Verlustfaktor η_{mittel} erkennbar.

Den Abschluss der Untersuchungen zu Hohlraumunterteilungen bilden Unterteilungen in alle drei Raumrichtungen. Hierbei liegen Unterteilungen senkrecht zu der Schwingrichtung und gleichzeitig in beiden Richtungen parallel zu der Schwingrichtung vor. Dies resultiert in der größten möglichen Anzahl einzelner Hohlräume.

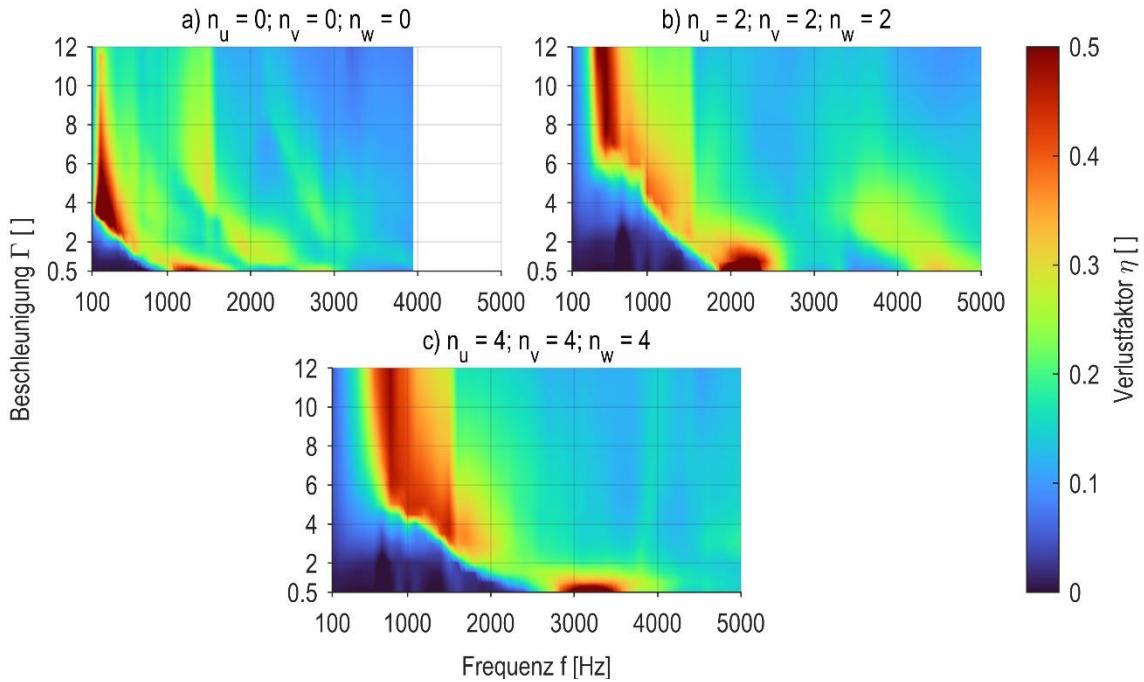


Abbildung 6-44: Kennfelder des Verlustfaktors η bei steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen senkrecht und in zwei Richtung parallel zu der Schwingrichtung (K5)

Abbildung 6-44 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für eine steigende Anzahl an Hohlraumunterteilungen in alle drei Raumrichtungen. Hierbei tritt wiederum eine Reduzierung der Anzahl an Bereichen hoher Dämpfung im betrachteten Anregungsbereich auf. Gleichzeitig werden die Bereiche hoher Dämpfung breiter. Zusätzlich ist eine signifikante Verschiebung dieser Bereiche nach rechts zu höheren Frequenzen beobachtbar. Hierdurch vergrößert sich der Bereich sehr geringer Dämpfungen im linken unteren Bereich der Diagramme.

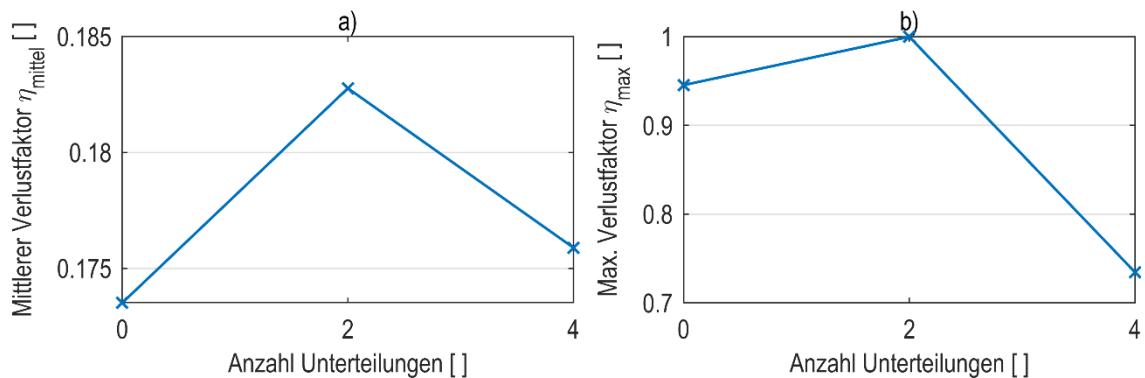


Abbildung 6-45: Statistische Parameter des Verlustfaktors bei steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen senkrecht und in zwei Richtung parallel zu der Schwingrichtung (K5)

Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} steigt durch das Einbringen der Hohlraumunterteilungen wiederum zunächst an, fällt dann jedoch wieder auf das ursprüngliche Niveau ab. Der maximale Verlustfaktor η_{max} steigt bei jeweils zwei Unterteilungen in jede Richtung zunächst leicht an. Bei vier Unterteilungen sinkt dieser Kennwert jedoch signifikant.

Fazit

Abschließend sollen alle Untersuchungen zu Hohlraumunterteilungen zusammen betrachtet werden. Hierzu werden die statistischen Kennwerte der Untersuchungen herangezogen (Abbildung 6-46).

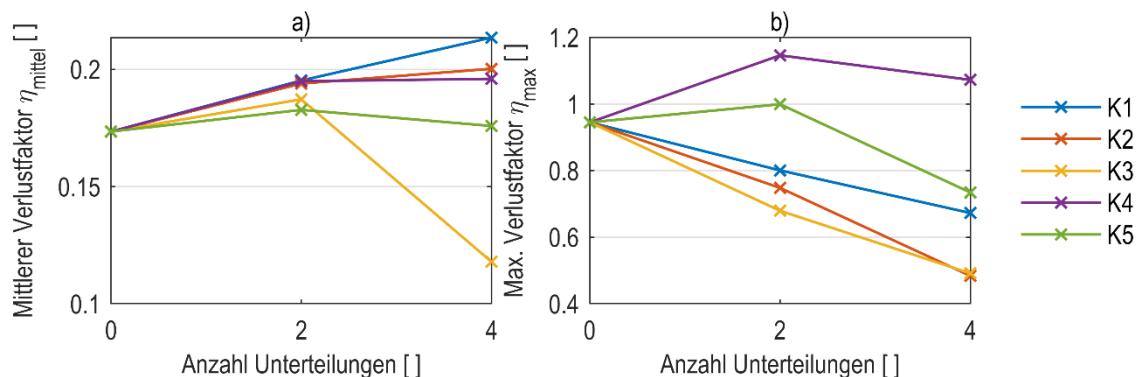


Abbildung 6-46: Statistische Kennwerte a) mittlerer Verlustfaktor η_{mittel} und b) maximaler Verlustfaktor η_{max} aller Untersuchungen zu Hohlraumunterteilungen

Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} (Abbildung 6-46 a)) ist für die Konfigurationen mit Hohlraumunterteilungen senkrecht zu der Schwingrichtung (K1) am größten. Hohlraumunterteilungen parallel zu der Schwingrichtung (K2, K3, K5) führen zu geringeren mittleren Verlustfaktoren η_{mittel} . Die Konfigurationen K1, K2 und K4 zeigen dabei eine steigende Tendenz über der Anzahl an Hohlraumunterteilungen je Richtung. Für die Konfiguration K5 ist keine signifikante Tendenz des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} über der Anzahl an Hohlraumunterteilungen ersichtlich. Die höchsten Werte werden für Unterteilungen in nur eine Richtung (K1, K2) und für Unterteilungen senkrecht zu der Schwingrichtung und in eine Richtung parallel zu der Schwingrichtung (K4) erzielt. Die mittleren Verlustfaktoren η_{mittel} bei gleichzeitigem Einbringen von Unterteilungen in zwei Richtungen liegen eher zwischen den Extremwerten. Hier gleichen sich die unterschiedlichen Effekte scheinbar aus. Die Anzahl der Unterteilungen führt in den meisten Fällen zu höheren Werten für den mittleren Verlustfaktor η_{mittel} .

Generell wird für fast alle Konfigurationen eine Erhöhung des mittleren Verlustfaktors erreicht. Lediglich für Unterteilungen in zwei Richtungen parallel zu der Schwingrichtung (K3) tritt eine deutliche Reduzierung des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} auf. Der maximale Verlustfaktor η_{max} zeigt ein anderes Verhalten (Abbildung 6-46 b)). Nur die Konfiguration K4 zeigt einen positiven Effekt auf den maximalen Verlustfaktor η_{max} . Hierbei liegen Hohlraumunterteilungen in einer Richtung senkrecht und in einer Richtung parallel zu der

Schwingrichtung vor. Die beiden Konfigurationen mit den Hohlraumunterteilungen parallel zu der Schwingrichtung (K2, K3) resultieren in den geringsten maximalen Verlustfaktoren.

6.3.1.8 Gitterstrukturen

Additive Fertigungsverfahren bieten die Möglichkeit, dreidimensionale Gitterstrukturen zu erzeugen. Im Kontext der direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer können diese Gitterstrukturen in die den Partikeldämpfer bildenden Hohlräume eingebracht werden. Hier wirken sie als Störelemente für die Pulverbewegung. Da der Einfluss solcher Gitterstrukturen bisher noch nicht untersucht wurde, soll eine explorative Untersuchung den Einfluss auf das Dämpfungsverhalten aufzeigen. Hierzu wird eine bereits für die Untersuchung der statischen Bauteilfestigkeit verwendete Einheitszelle verwendet [MLL+19]. Die Einheitszelle bildet dabei ähnlich zum Kristallgitter der Werkstoffe die kleinste sich periodisch wiederholende Struktur des Gitters. Anwendung findet in dieser Arbeit eine würfelförmige Einheitszelle mit einer Kantenlänge von $a_{\text{Gitter}} = 2,5 \text{ mm}$. Das Gitter wird dabei von zylinderförmigen Streben gebildet, die auf den Raumdiagonalen liegen und sich im Volumenmittelpunkt treffen. Der Durchmesser der Streben beträgt $d_{\text{Strebe}} = 0,25 \text{ mm}$.

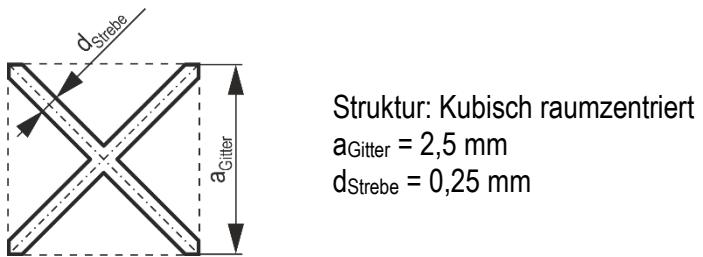


Abbildung 6-47: Einheitszelle der verwendeten Gitterstruktur

Um den Einfluss der Gitterstruktur zu untersuchen wird ein würfelförmiger Hohlraum ohne Gitterstruktur mit einem würfelförmigen Hohlraum mit Gitterstruktur verglichen. Dabei wird das Hohlraumvolumen $V_H = 12000 \text{ mm}^3$ konstant gehalten. Die Verringerung des Hohlraumvolumens durch die Gitterstruktur wird dabei durch eine Vergrößerung der Kantenlänge des Hohlraums ausgeglichen.

Abbildung 6-48 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für einen Hohlraum ohne Gitterstruktur und einen Hohlraum mit der beschriebenen Gitterstruktur. Für den Hohlraum ohne Gitterstruktur liegt das bekannte Dämpfungsverhalten mit Bereichen niedriger und Bereichen hoher Dämpfung vor. Dahingegen zeigt das Kennfeld für den Hohlraum mit der Gitterstruktur insgesamt eine sehr geringe Dämpfung. Die Bewegungsfähigkeit der Partikel wird so weit eingeschränkt, dass keine signifikante Dämpfung zustande kommt. Aus diesem Grund werden die explorativen Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter ausgeweitet.

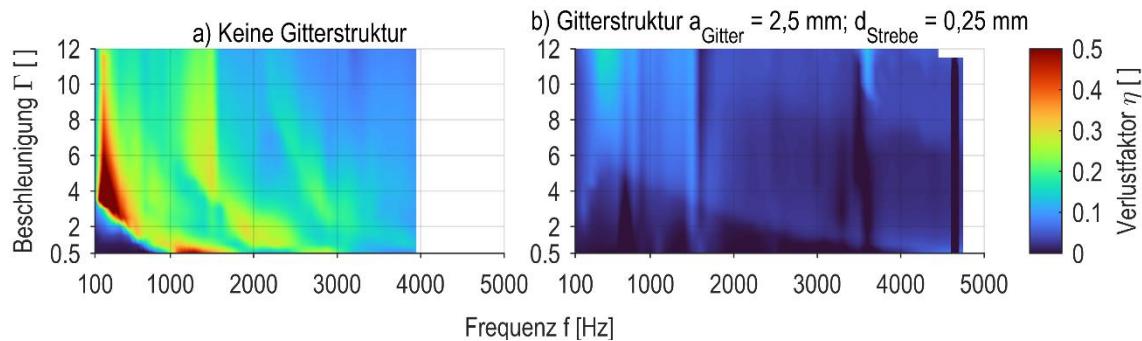


Abbildung 6-48: Kennfelder des Verlustfaktors a) ohne Gitterstruktur und b) mit Gitterstruktur im Hohlraum

6.3.2 Horizontale Anregung

Nachdem im vorangegangenen Kapitel die vertikale Anregung direkt additiv gefertigter Partikeldämpfer untersucht wurde, wird im folgenden Kapitel die horizontale Anregung betrachtet. Im Unterschied zur vertikalen Anregung sind die Schwingrichtung und die Richtung der Erdbeschleunigung bei der horizontalen Anregung nicht mehr gleich, sondern stehen senkrecht zueinander. Im Rahmen dieser Arbeit soll die Schwingrichtung für horizontale Anregung kollinear zu der u-Koordinate des globalen Koordinatensystems definiert werden. Hierdurch ergibt sich durch die Rotation des Prüfkörpers um die Anregungsrichtung ein zusätzlicher Freiheitsgrad. Dieser Freiheitsgrad wird durch den Rotationswinkel der maximalen Hohlraumausdehnung quer zu der Anregungsrichtung zu der Horizontalen angegeben. Im Rahmen dieser Arbeit werden dabei nur die Rotationswinkel $\alpha_u = 0^\circ$ und $\alpha_u = 90^\circ$ betrachtet. In diesen Fällen liegt die beschreibende Hohlraumausdehnung quer zu der Schwingrichtung vertikal oder horizontal. Auf diese Weise fällt sie mit den v- und w-Koordinaten des globalen Koordinatensystems zusammen. Bedingt durch den zusätzlichen Rotationsfreiheitsgrad um die Schwingrichtung ergeben sich zusätzliche Untersuchungspunkte für die horizontale Anregung. Insgesamt werden die gleichen Untersuchungen vorgenommen wie für die vertikale Anregung.

6.3.2.1 Volumenparameter Würfel

Zunächst sollen die Volumenparameter von würfelförmigen Hohlräumen betrachtet werden. Dabei werden im ersten Schritt das Primärvolumen V_P und das Hohlraumvolumen V_H variiert. Das Volumenverhältnis $\beta_V = 1$ wird zunächst konstant belassen.

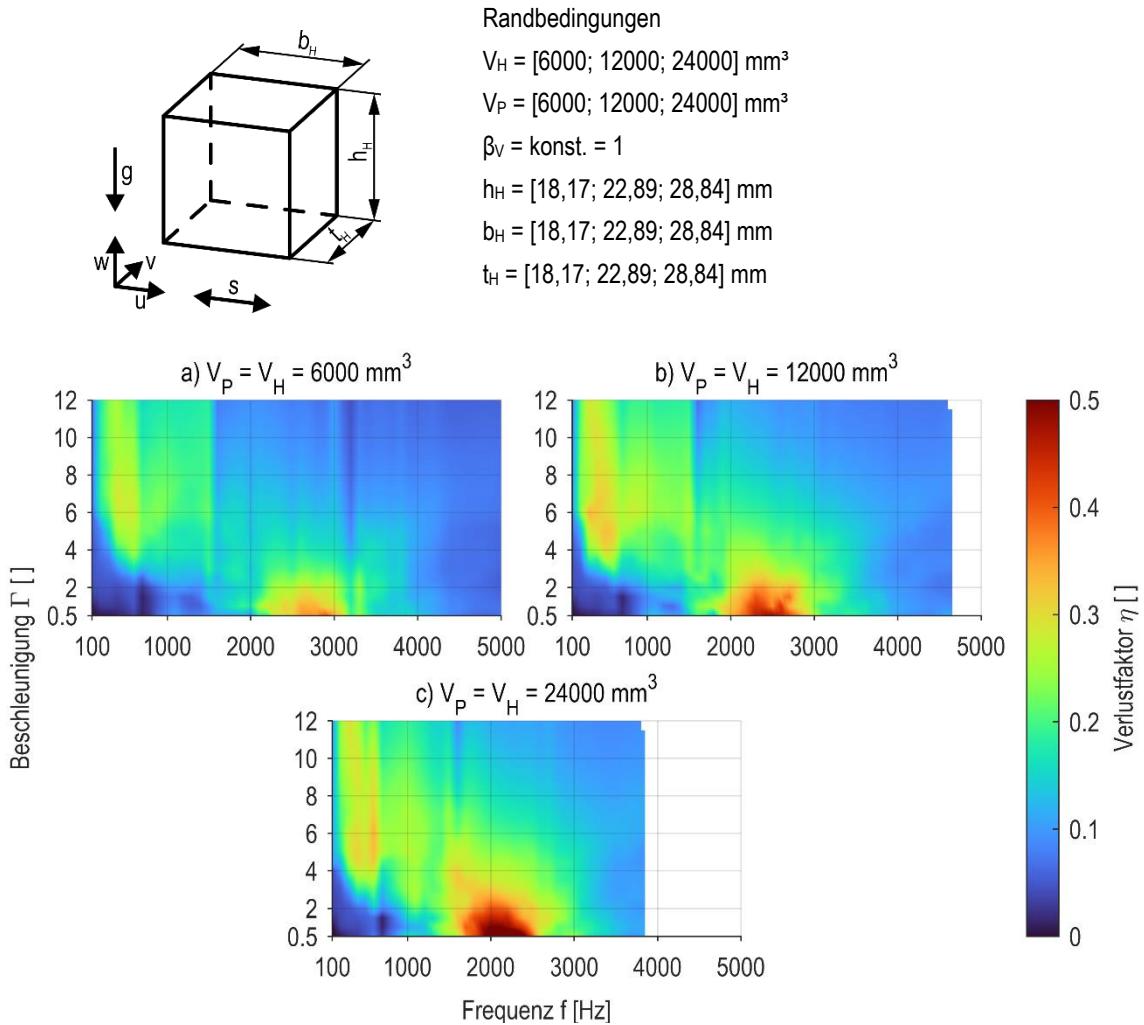


Abbildung 6-49: Verlustfaktor η für würzelförmige Hohlräume mit variiertem Primärvolumen V_P und Hohlraumvolumen V_H bei konstantem Volumenverhältnis $\beta_V = 1$

Abbildung 6-49 zeigt die Kennfelder der Verlustfaktoren η von würzelförmigen Hohlräumen mit gleichzeitig variierten, steigenden Primär- und Sekundärvolumen (V_P und V_H). Für alle Messreihen zeigt sich ein ähnliches Dämpfungsverhalten mit jeweils einem Bereich hoher Dämpfung bei Frequenzen $f = [1800 \dots 3000] \text{ Hz}$ und Beschleunigungen $\Gamma < 3$. Durch die steigenden Primär- und Sekundärvolumen V_P und V_H wird die Dämpfung in diesen Bereichen größer. Gleichzeitig geht hiermit eine Verschiebung dieser Bereiche hoher Dämpfung nach links zu kleineren Frequenzen f einher. Hierdurch wird der Bereich geringer Dämpfung in der linken unteren Ecke der Kennfelder zusätzlich kleiner.

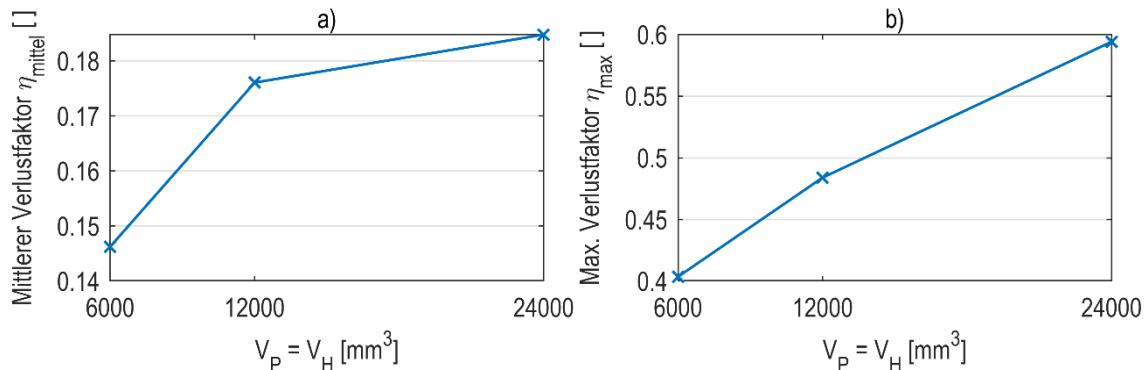
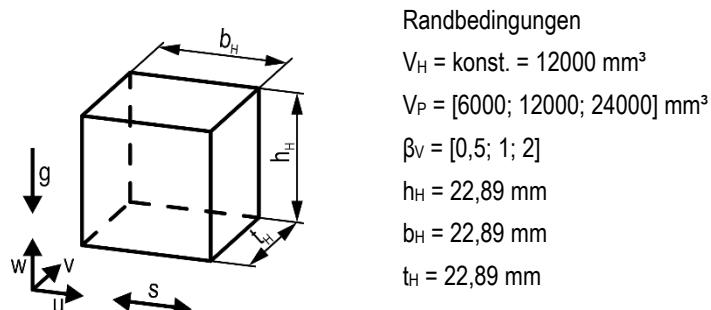


Abbildung 6-50: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für Würfel mit variiertem Primärvolumen V_P und Hohlraumvolumen V_H bei konstantem Volumenverhältnis $\beta_V = 1$

Sowohl der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} als auch der maximale Verlustfaktor η_{max} zeigen eine deutlich steigende Tendenz über dem Primär- und Sekundärvolumen (vgl. Abbildung 6-50).

Im Folgenden werden Untersuchungen mit gleichzeitig variiertem Primärvolumen V_P und Volumenverhältnis β_V durchgeführt. Hierbei wird das Hohlraumvolumen $V_H = 12000$ mm³ konstant gehalten.



Im Vergleich zu den vorangegangenen Untersuchungen mit konstantem Volumenverhältnis β_V zeigen sich bei den Untersuchungen mit konstantem Hohlraumvolumen V_H deutliche Unterschiede in den Kennfeldern des Verlustfaktors (vgl. Abbildung 6-51). Mit fallendem Primärvolumen V_P und gleichzeitig steigendem Volumenverhältnis β_V zeigen sich unterschiedlich stark ausgeprägte Bereiche hoher Dämpfung. Nur für das geringste betrachtete Volumenverhältnis $\beta_V = 0,5$ (Abbildung 6-51 a)) zeigt sich im Vergleich zu den anderen Kennfeldern eine Verschiebung des Bereichs hoher Dämpfung ($f = 1600$ Hz; $\Gamma = 0,5$) nach links. Die Bereiche hoher Dämpfung bei den anderen beiden Volumenverhältnissen verschieben sich hingegen nicht. Für das größte betrachtete Volumenverhältnis $\beta_V = 2$ ist bei hohen Frequenzen f unterhalb der ermittelten Eigenfrequenz ein Bereich niedriger Dämpfung ersichtlich. Dieser zieht sich über die gesamten untersuchten Beschleunigungen Γ .

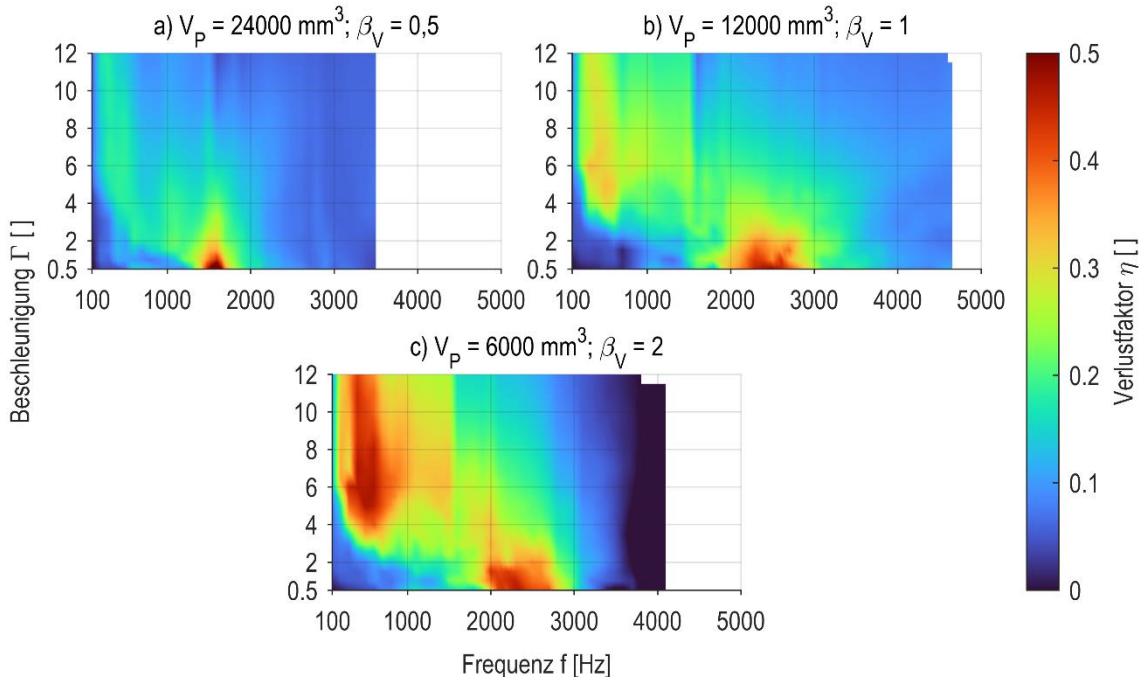


Abbildung 6-51: Verlustfaktor η für würfelförmige Hohlräume mit variiertem Primärvolumen V_P und Volumenverhältnis β_V bei konstantem Hohlräumvolumen $V_H = 12000 \text{ mm}^3$

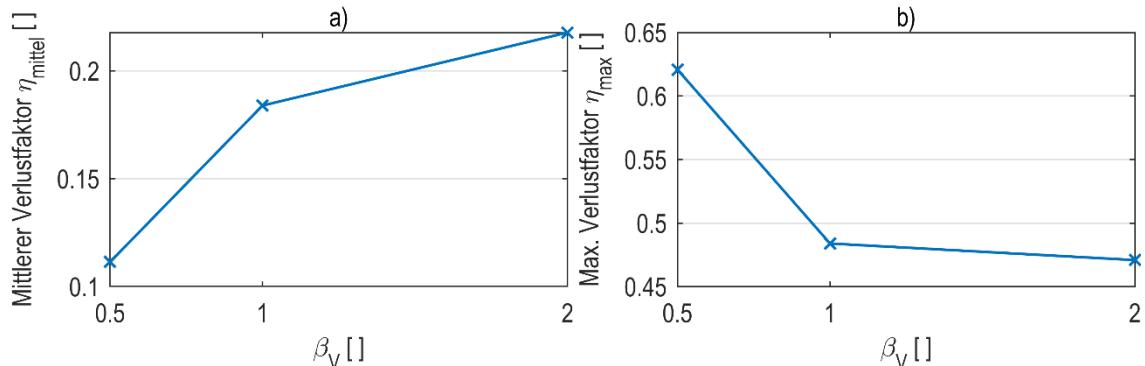


Abbildung 6-52: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für würfelförmige Hohlräume mit variiertem Primärvolumen V_P und Volumenverhältnis β_V bei konstantem Hohlräumvolumen $V_H = 12000 \text{ mm}^3$

Für ein steigendes Volumenverhältnis β_V zeigt der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} eine deutlich steigende Tendenz (vgl. Abbildung 6-52 a)). Der maximale Verlustfaktor fällt jedoch zunächst stark ab und bleibt dann auf einem konstanten Niveau (vgl. Abbildung 6-52 b)).

Als Abschluss der Untersuchungen zu den Volumenparametern würfelförmiger Hohlräume werden Messungen mit gleichzeitig variiertem Hohlräumvolumen V_H und Volumenverhältnis β_V durchgeführt. Das Primärvolumen $V_P = 12000 \text{ mm}^3$ wird dabei konstant belassen.

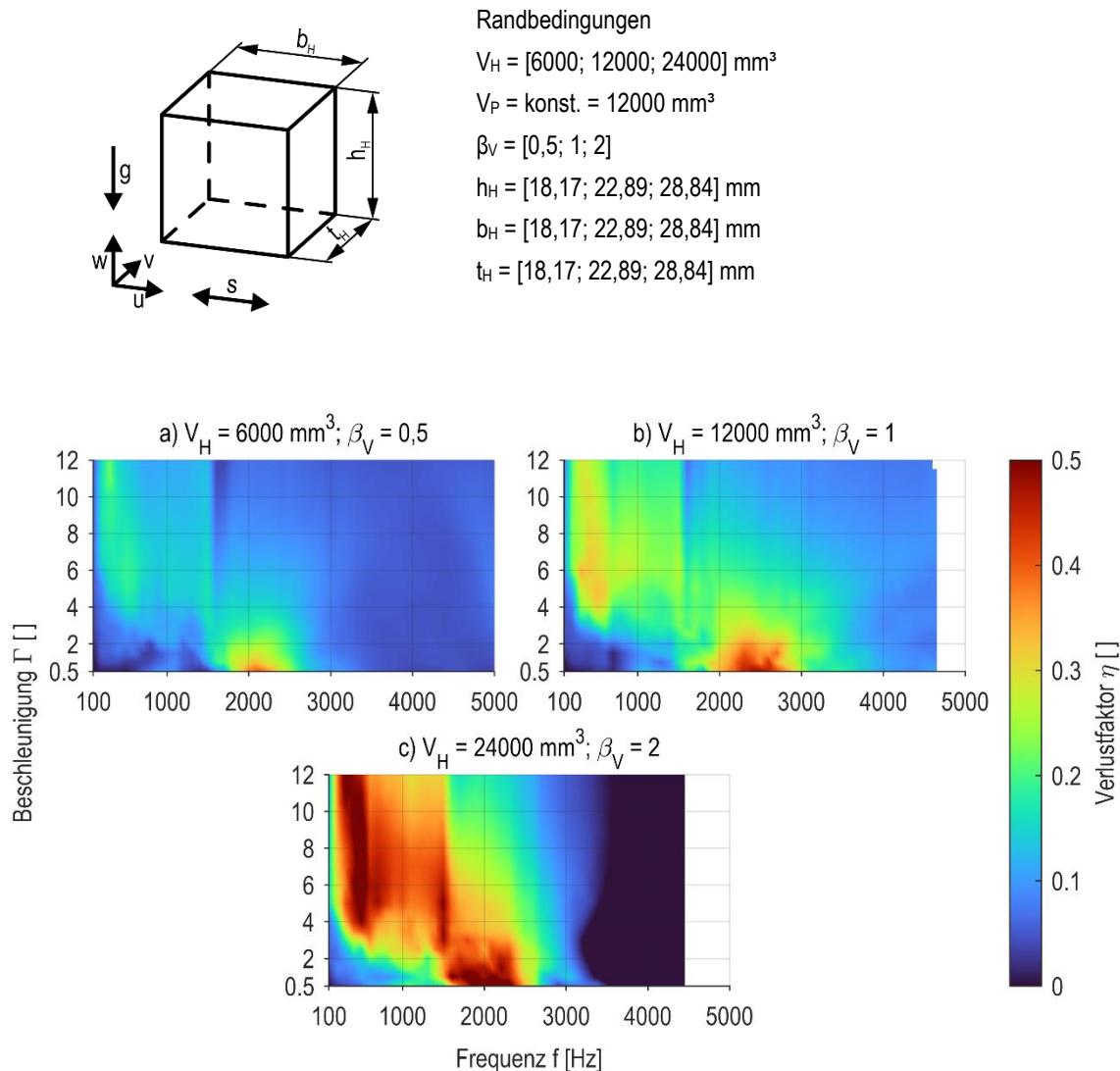


Abbildung 6-53: Verlustfaktoren η würffelförmiger Hohlräume bei variiertem Hohlraumvolumen V_H und Volumenverhältnis β_V mit konstantem Primärvolumen $V_P = 12000 \text{ mm}^3$

Die Kennfelder zeigen ein ähnliches Verhalten des Partikeldämpfers wie in den vorangegangenen Untersuchungen mit konstantem Hohlraumvolumen V_H . Mit steigendem Volumenverhältnis β_V werden die Bereiche hoher Dämpfung deutlich größer. Eine Verschiebung dieser Bereiche ist an dieser Stelle jedoch nicht zu beobachten. Für Frequenzen $f > 3000$ Hz zeigt sich bis zur Eigenfrequenz von $f_0 = 4500$ Hz ein großer Bereich sehr geringer Dämpfungen bei dem Volumenverhältnis $\beta_V = 2$.

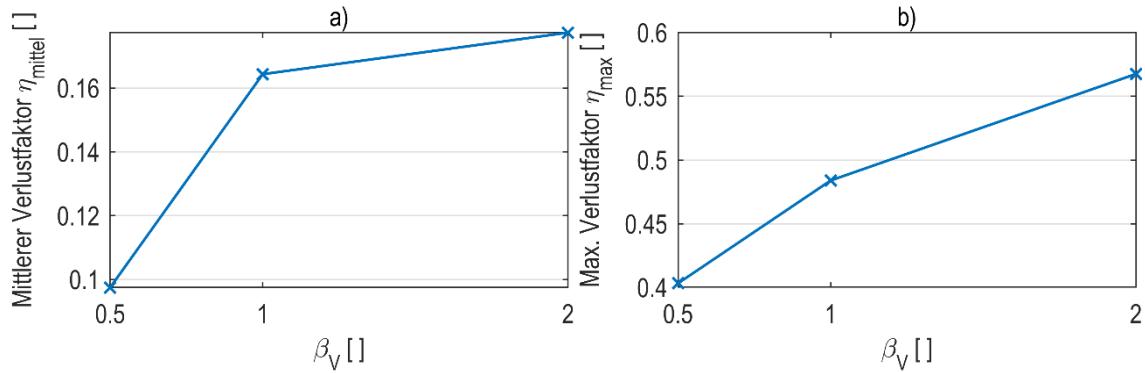


Abbildung 6-54: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η würzelförmiger Hohlräume bei variiertem Hohlraumvolumen V_H und Volumenverhältnis β_V mit konstantem Primärvolumen $V_P = 12000 \text{ mm}^3$

Die statistischen Kennwerte mittlerer Verlustfaktor η_{mittel} und maximaler Verlustfaktor η_{max} zeigen für ein steigendes Volumenverhältnis β_V und infolge des konstanten Primärvolumens V_P gleichzeitig steigenden Hohlraumvolumen V_H beide eine deutlich steigende Tendenz der Dämpfung (vgl. Abbildung 6-54).

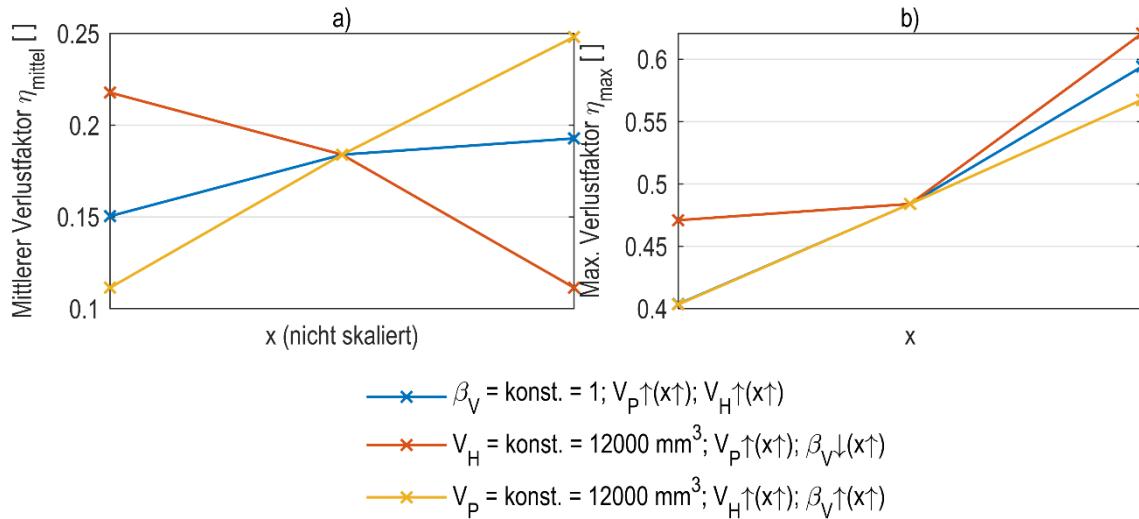


Abbildung 6-55: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für alle Volumenparameter würzelförmiger Hohlräume

Über alle drei Messreihen betrachtet zeigen die statistischen Kennwerte ein anderes Verhalten als für vertikale Anregungsrichtung (vgl. Abbildung 6-55). Für den mittleren Verlustfaktor η_{mittel} lässt sich eine grundsätzlich ähnliche Tendenz erkennen. Für große Volumenverhältnisse β_V ergeben sich größere mittlere Verlustfaktoren η_{mittel} als für geringere Volumenverhältnisse. Bei konstantem Volumenverhältnis ist jedoch im Gegensatz zur vertikalen Anregungsrichtung eine leichte Steigerung des mittleren Verlustfaktors mit steigendem Primär- und Sekundärvolumen zu beobachten. Für den maximalen Verlustfaktor η_{max} zeigt

sich ein gänzlich anderer Trend. Dieser steigt mit steigendem Primärvolumen V_P und steigendem Hohlraumvolumen V_H . Dies geschieht dabei unabhängig von dem Volumenverhältnis β_V .

Fazit

Die drei Volumenparameter würfelförmiger Hohlräume bei horizontaler Anregungsrichtung zeigen im Gegensatz zu vertikaler Anregungsrichtung alle einen deutlichen Einfluss auf die Dämpfungswirkung des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers. Die größte Steigerung des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} wird für das konstante Primärvolumen $V_P = 12000 \text{ mm}^3$ und steigendes Hohlraumvolumen V_H und Volumenverhältnis β_V erzielt. Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} (Abbildung 6-55 a)) wird besonders für große Volumenverhältnisse β_V groß. Hier zeigt sich auch ein positiver Effekt für gleichzeitig steigende Primär- und Hohlraumvolumen (Volumenverhältnis $\beta_V = \text{konstant}$). Dieser ist allerdings geringer als der Einfluss des Volumenverhältnisses β_V . Der maximale Verlustfaktor η_{max} (Abbildung 6-55 b)) zeigt keinen eindeutigen Einfluss von den Volumenparametern. Folgende Parameterkombinationen haben hier einen positiven Einfluss auf die Dämpfung:

- Steigendes Primärvolumen V_P und gleichzeitig steigendes Hohlraumvolumen V_H ,
- steigendes Primärvolumen V_P und gleichzeitig sinkendes Volumenverhältnis β_V ,
- steigendes Hohlraumvolumen V_H und gleichzeitig steigendes Volumenverhältnis β_V .

Hieraus lässt sich jedoch keine allgemeingültige Tendenz ableiten.

6.3.2.2 Proportionen Quader

Im Folgenden werden die Proportionen als Formparameter quaderförmiger Hohlräume betrachtet. Im Unterschied zu würfelförmigen Hohlräumen sind hier mindestens zwei Seiten nicht gleich lang. Einflussfaktoren sind die Anregungsfläche A_E , die Hohlraumhöhe h_H , die Ausdehnung in Schwingrichtung und die Ausdehnung quer zu der Schwingrichtung. Die Hohlraumhöhe h_H kennzeichnet wiederum die Ausdehnung des Hohlraums in Richtung der Erdbeschleunigung. Sie liegt für horizontale Anregung quer zu der Schwingrichtung. Für die horizontale Anregungsrichtung setzt sich die ebene Anregungsfläche A_E aus der Hohlraumhöhe h_H und der Ausdehnung quer zu der Anregungsrichtung (b_H oder t_H) zusammen.

Zunächst erfolgen Untersuchungen mit quadratischer Anregungsfläche A_E . Hierbei sind die Hohlraumhöhe und die Ausdehnung quer zu der Schwingrichtung gleich. Die Ausdehnung in Schwingrichtung ist unterschiedlich zu diesen beiden Ausdehnungen. Die Volumenparameter werden hierbei konstant gehalten. Hieraus resultiert die Notwendigkeit, beide Einflussfaktoren (Hohlraumhöhe h_H und Anregungsfläche A_E) gleichzeitig zu variieren.

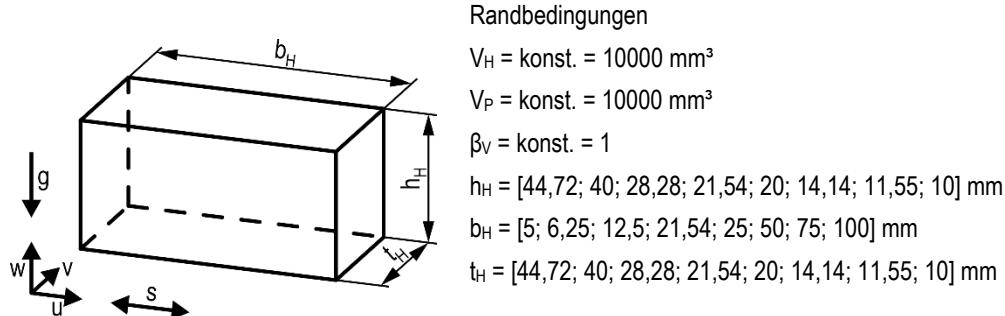


Abbildung 6-56 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für quaderförmige Hohlräume mit veränderter Hohlraumbreite b_H (Ausdehnung in Anregungsrichtung) und Anregungsfläche A_E bei horizontaler Anregungsrichtung. Die Proportionen zeigen einen deutlichen Einfluss auf das Dämpfungsvermögen. Für niedrige Hohlraumbreiten b_H zeigen sich äußerst geringe Dämpfungen. Hierfür liegt die Eigenfrequenz f_0 sehr niedrig. Mit steigender Hohlraumbreite b_H bildet sich ein Bereich höherer Dämpfung bei höheren Beschleunigungen. Dieser ist besonders bei einer Hohlraumbreite $b_H = 12,5 \text{ mm}$ (Abbildung 6-56 c)) bei Frequenzen $f = [400 \dots 1600] \text{ Hz}$ und Beschleunigungen $\Gamma \geq 6$ zu erkennen. Für diese Proportionen ist der Bereich großer Dämpfungen ebenfalls in seiner Ausdehnung am größten. Zusätzlich bildet sich bei geringen Beschleunigungen ($\Gamma \leq 1$) und Frequenzen um $f = 1800 \text{ Hz}$ ein zweiter Bereich höherer Dämpfung. Die Dämpfung und die Ausdehnung dieses zweiten Bereichs hoher Dämpfung wird mit steigender Hohlraumbreite b_H zunächst größer. Bei $b_H = 25 \text{ mm}$ wird das Maximum in Dämpfung und Ausdehnung des Bereichs erreicht. Darüber hinaus wird die Dämpfung wieder deutlich geringer. Sowohl für geringe als auch für hohe Hohlraumbreiten b_H ist die Dämpfung gering. Die Beurteilung für die geringen Hohlraumbreiten b_H ist aufgrund der niedrigen Eigenfrequenzen f_0 jedoch auf einen kleinen Frequenzbereich beschränkt. Für den ersten beschriebenen Bereich hoher Dämpfung ist mit steigender Hohlraumbreite b_H eine Verschiebung nach links zu beobachten. Für den zweiten Bereich hoher Dämpfungen kann eine Verschiebung aufgrund der Vergrößerung des Bereichs nicht klar differenziert werden.

Die geringen Hohlraumbreiten b_H führen wiederum zu geringen Eigenfrequenzen f_0 . So beträgt die Eigenfrequenz f_0 bei einer Hohlraumbreite $b_H = 5 \text{ mm}$ lediglich $f_0 = 1600 \text{ Hz}$. Hierdurch ist eine Betrachtung der mittleren Verlustfaktoren η_{mittel} nicht sinnvoll. Die Einschränkung auf den Frequenzbereich $f \leq 1600 \text{ Hz}$ führt zum Ausschluss relevanter Bereiche hoher Dämpfung bei größeren Hohlraumbreiten. Ohne Einschränkung des Frequenzbereichs werden zu unterschiedliche Daten verglichen.

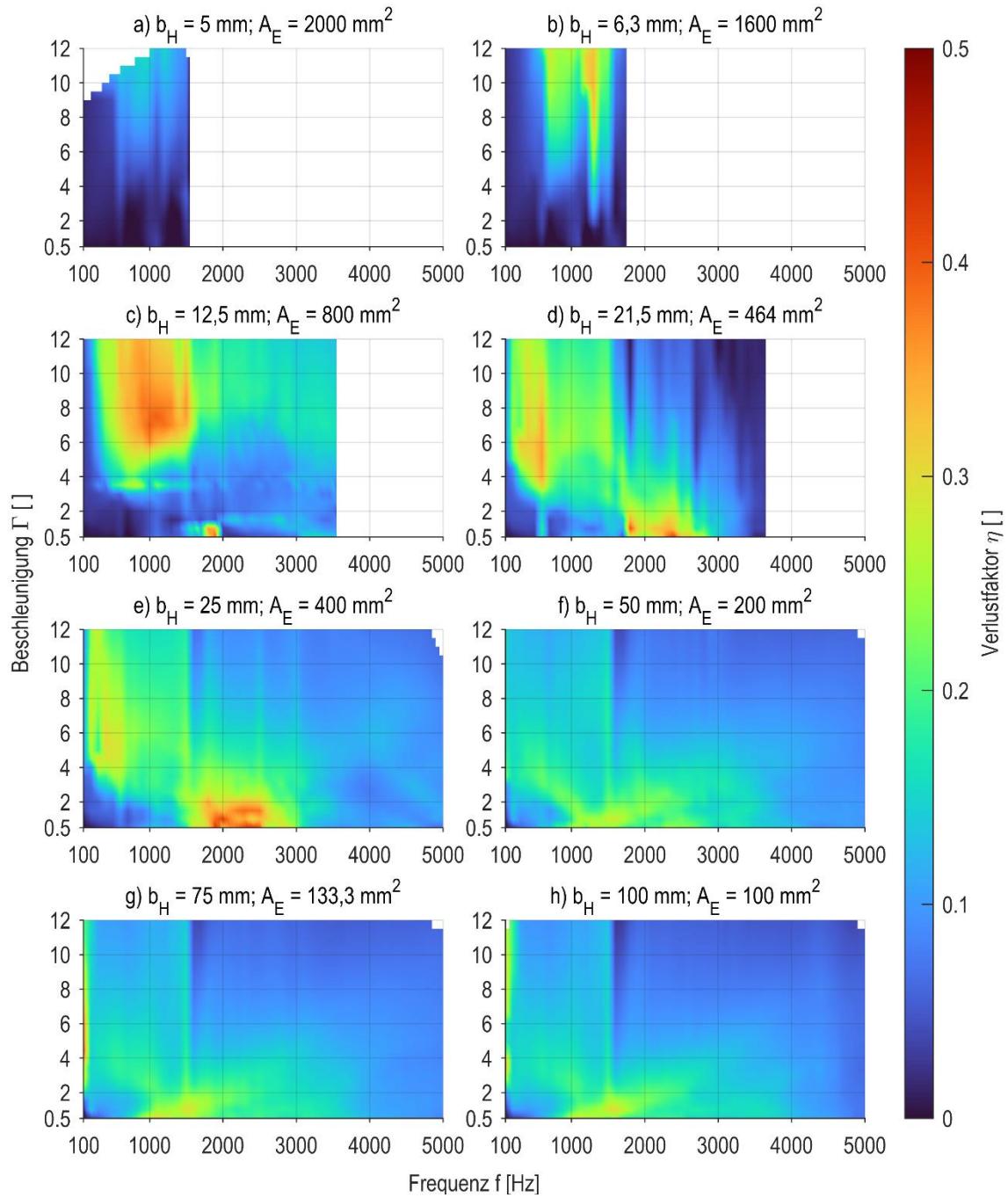


Abbildung 6-56: Kennfelder des Verlustfaktors η für quaderförmige Hohlräume mit steigender Hohlräumbreite b_H und sinkender Anregungsfläche A_E

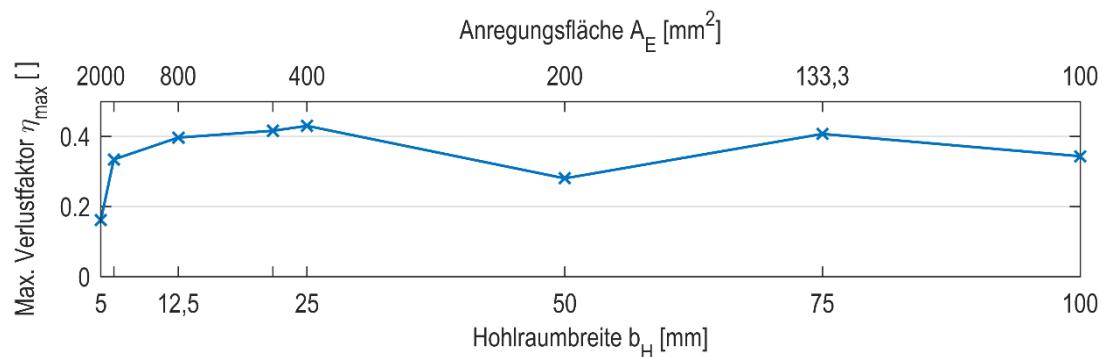


Abbildung 6-57: Maximaler Verlustfaktor η_{max} bei variierter Hohlraumbreite b_H und quadratischer Anregungsfläche A_E

Der maximale Verlustfaktor η_{max} (Abbildung 6-57) zeigt über der Ausdehnung in Schwingrichtung ein ähnliches Verhalten wie bei vertikaler Anregung (Abbildung 6-23). Bei der vertikalen Anregung ist die Abmessung die Hohlraumhöhe h_H , bei der horizontalen Anregung ist dies die Hohlraumbreite b_H . Für die niedrigsten, mittleren und die größten betrachteten Hohlraumbreiten b_H ist der maximale Verlustfaktor η_{max} am geringsten. Dazwischen liegen größere maximale Verlustfaktoren vor. Der größte maximale Verlustfaktor $\eta_{max} = 0,43$ wird für eine Hohlraumbreite $b_H = 25$ mm erzielt.

Im Folgenden werden dieselben Prüfkörper erneut untersucht. Hierbei werden die Prüfkörper jedoch um $\alpha_u = 90^\circ$ um die Schwingrichtung rotiert. Hierdurch liegt die quadratische Fläche in Schwingrichtung. Es ergeben sich hierdurch zwei Möglichkeiten der Ausrichtung. Der Prüfkörper kann zum einen so ausgerichtet werden, dass die quadratische Fläche den Boden des Hohlraums bildet. Bei der zweiten Variante bildet sie eine Seitenfläche. Diese Untersuchung wird zuerst vorgestellt.

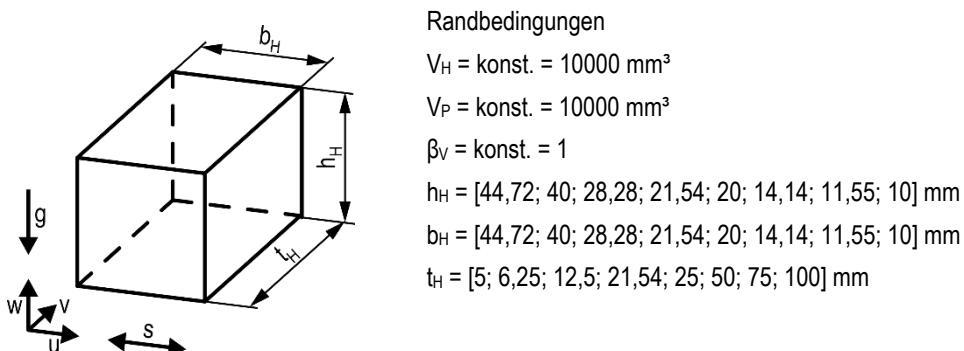


Abbildung 6-58 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für quaderförmige Hohlräume mit einer quadratischen Seitenfläche. Als primärer Parameter soll hier die Hohlraumbreite b_H (Ausdehnung in Schwingrichtung) betrachtet werden. Innerhalb der Abbildung nimmt diese von oben links nach unten rechts ab. Übergreifend betrachtet existieren zwei Bereiche hoher Dämpfung. Der erste liegt bei geringen Frequenzen und hohen Beschleunigungen ($\Gamma > 4$).

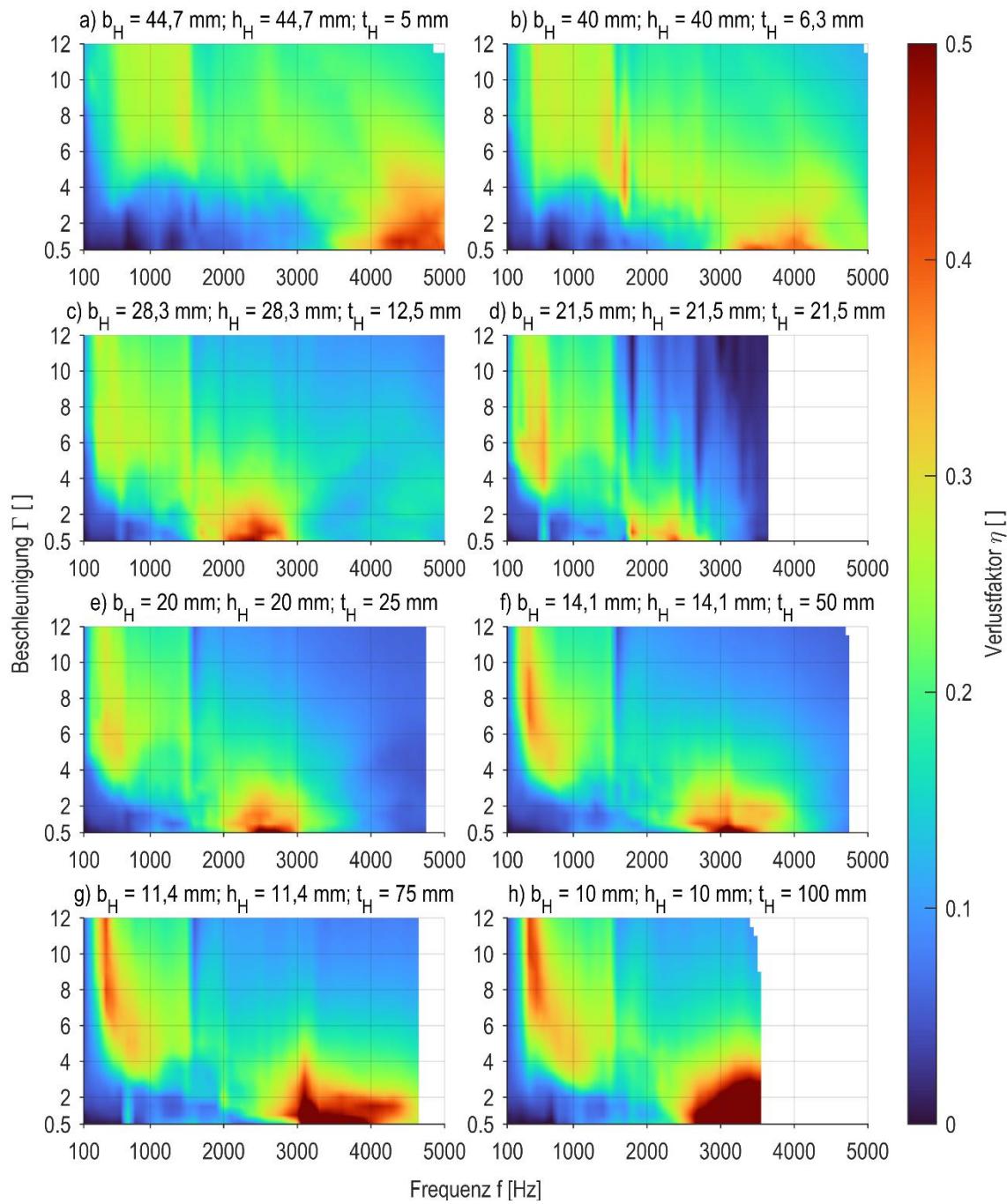


Abbildung 6-58: Verlustfaktor η für quaderförmige Hohlräume mit sinkender Hohlraumbreite b_H und quadratischer Seitenfläche

Innerhalb dieses Bereichs liegen höhere Dämpfungen bei unterschiedlicher Ausdehnung des Bereichs vor. Der zweite Bereich hoher Dämpfungen liegt bei größeren Frequenzen und verschiebt sich zwischen den einzelnen Untersuchungen. Dieser Bereich ist durch eine sehr geringe Beschleunigung ($\Gamma < 4$) gekennzeichnet. Auch dieser Bereich ist in seiner Ausdehnung unterschiedlich ausgeprägt. Die Dämpfung ist innerhalb dieses zweiten Bereichs insgesamt am größten. Hierzu tragen große Hohlraumtiefen t_H (Ausdehnung quer zu

der Schwingrichtung) und geringe Hohlraumbreiten b_H und -höhen h_H bei. Die Ausdehnung dieses Bereichs ist unter folgenden Bedingungen am größten:

- größere Hohlraumbreite b_H und -höhe h_H bei gleichzeitig geringer Hohlraumtiefe t_H ,
- geringe Hohlraumbreite b_H und -höhe h_H bei gleichzeitig großer Hohlraumtiefe t_H .

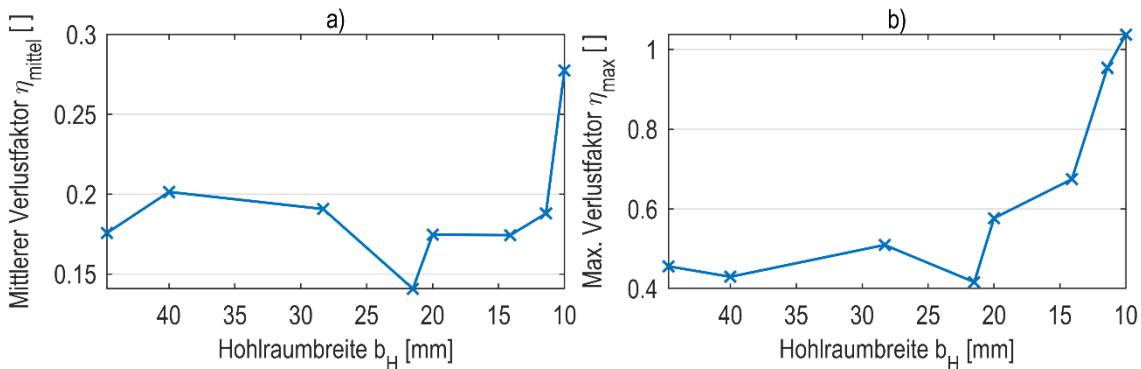
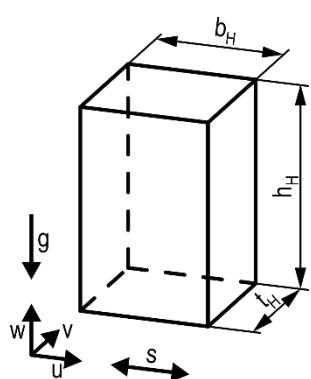


Abbildung 6-59: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für quaderförmige Hohlräume mit sinkender Hohlraumbreite b_H und quadratischer Seitenfläche

Abbildung 6-59 zeigt die statistischen Parameter des Verlustfaktors η bei quaderförmigen Hohlräumen mit quadratischer Seitenfläche. Die Abszisse ist umgekehrt, um der Reihenfolge in Abbildung 6-58 zu entsprechen. Insgesamt zeigen der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} und der maximale Verlustfaktor η_{max} einen ähnlichen Verlauf. Für große Hohlraumbreiten b_H ist der mittlere Verlustfaktor zunächst klein. Mit fallender Hohlraumbreite b_H steigt er zunächst an bis er bei einer Hohlraumbreite $b_H = 21,4$ mm das globale Minimum ($\eta_{\text{mittel}} = 0,14$) annimmt.

Bei weiterer Verringerung der Hohlraumbreite b_H steigt der mittlere Verlustfaktor bis auf das Maximum $\eta_{\text{mittel}} = 0,28$ an. Der maximale Verlustfaktor η_{max} zeigt den ersten Anstieg bei großen Hohlraumbreiten $b_H > 21,4$ mm erst verzögert. Er nimmt aber auch das globale Minimum ($\eta_{\text{max}} = 0,42$) erst bei einer Hohlraumbreite $b_H = 21,4$ mm ein. Hieran schließt sich mit fallender Hohlraumbreite b_H wiederum ein drastischer Anstieg bis zum Maximum von $\eta_{\text{max}} = 1,04$ bei einer Hohlraumbreite $b_H = 10$ mm an. Das Minimum liegt in beiden Fällen bei dem würfelförmigen Hohlraum. Dies kennzeichnet die geringste globale Dämpfung. Die Maximalwerte der statistischen Parameter liegen für die geringste Hohlraumbreite b_H in Verbindung mit der geringsten Hohlraumhöhe h_H und der größten Hohlraumtiefe t_H vor.



Randbedingungen

$$V_H = \text{konst.} = 10000 \text{ mm}^3$$

$$V_P = \text{konst.} = 10000 \text{ mm}^3$$

$$\beta_V = \text{konst.} = 1$$

$$h_H = [5; 6,25; 12,5; 21,54; 25; 50; 75; 100] \text{ mm}$$

$$b_H = [44,72; 40; 28,28; 21,54; 20; 14,14; 11,55; 10] \text{ mm}$$

$$t_H = [44,72; 40; 28,28; 21,54; 20; 14,14; 11,55; 10] \text{ mm}$$

Abbildung 6-60 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für quaderförmige Hohlräume mit quadratischer Bodenfläche. Die Hohlraumbreite b_H nimmt in dieser Abbildung wiederum von oben links nach unten rechts ab. Dies gilt auch für die Hohlraumtiefe t_H . Gleichzeitig steigt die Hohlraumhöhe h_H an. Im Vergleich zu den beiden vorangegangenen Untersuchungen zeigt sich für diese Untersuchungsreihe ein sehr unterschiedliches Dämpfungsverhalten. So zeigen sich insgesamt große Bereiche sehr geringer Dämpfungen. Es können wiederum zwei Bereiche hoher Dämpfung betrachtet werden. Der erste Bereich liegt bei geringen Frequenzen f und hohen Beschleunigungen Γ . Dieser Bereich wandert mit fallender Hohlraumbreite b_H und steigender Hohlraumhöhe h_H nach rechts zu höheren Frequenzen f und nach oben zu höheren Beschleunigungen Γ . Für die beiden geringsten Hohlraumbreiten b_H (Abbildung 6-60 g) und h)) kann dies nur noch als Vermutung geäußert werden, da hier der Bereich hoher Dämpfung außerhalb des Anregungsbereichs zu liegen scheint. Bis zu einer Hohlraumbreite $b_H = 14,1$ mm lässt sich ebenfalls eine Vergrößerung der Ausdehnung des Bereichs hoher Dämpfung erkennen. Der zweite Bereich hoher Dämpfung liegt bei geringen Beschleunigungen Γ und höheren Frequenzen f . Auch dieser Bereich verschiebt sich mit fallender Hohlraumbreite b_H nach rechts zu höheren Frequenzen f . Hierdurch liegt er bei geringen Hohlraumbreiten b_H wiederum außerhalb des Messbereichs. Insgesamt nimmt auch die Ausdehnung dieses Bereichs mit fallender Hohlraumbreite b_H und -tiefe t_H sowie steigender Hohlraumhöhe h_H wieder zu.

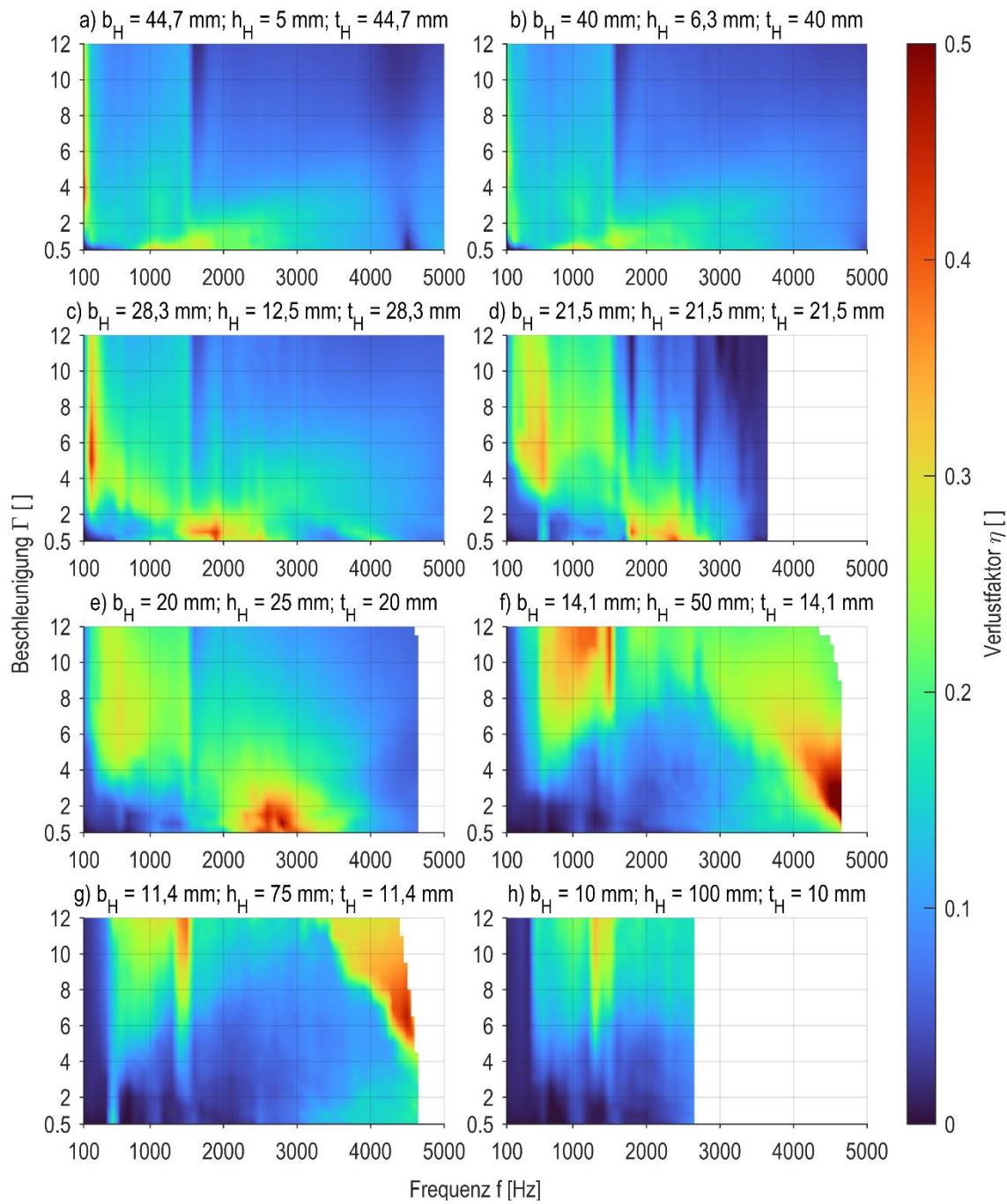


Abbildung 6-60: Verlustfaktor η für quaderförmige Hohlräume mit sinkender Hohlraumbreite b_H und quadratischer Bodenfläche

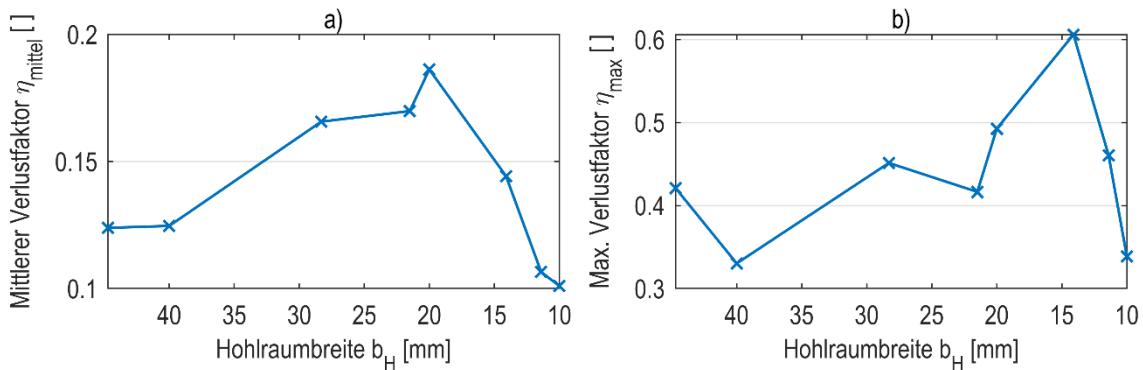


Abbildung 6-61: Statistische Kennwerte des für quaderförmige Hohlräume mit sinkender Hohlraumbreite b_H und quadratischer Bodenfläche

Abbildung 6-61 zeigt die statistischen Kennwerte des Verlustfaktors η der Untersuchungen für quaderförmige Hohlräume mit quadratischer Bodenfläche. Die Aussagekraft der Zahlenwerte des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} ist aufgrund der stark unterschiedlichen Eigenfrequenzen und der starken Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung jedoch nur eingeschränkt. Der generelle Verlauf soll dennoch betrachtet werden. Das Maximum des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} liegt für den würfelförmigen Hohlraum vor. Eine Vergrößerung oder Verkleinerung der Hohlraumbreite b_H führt zu einer Verringerung des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} . Der maximale Verlustfaktor η_{max} zeigt ein diffuseres Verhalten. Der Höchstwert wird für eine Hohlraumbreite von $\eta_{\text{max}} = 14,1$ mm erreicht.

Fazit

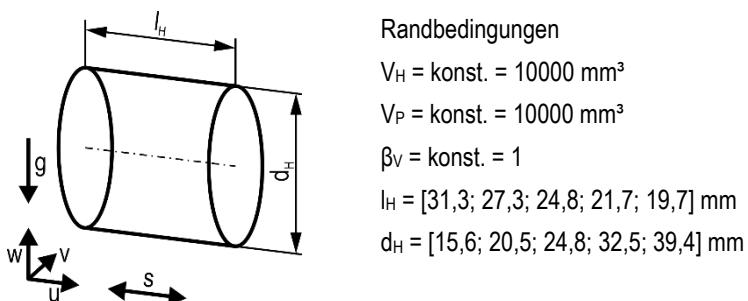
Zusammenfassend betrachtet zeigen besonders die Kennfelder der quadratischen Seitenfläche (Ausdehnung quer zu der Schwingrichtung und Hohlraumhöhe h_H gleich) hohe Dämpfungen (vgl. Abbildung 6-58). Hier liegen sowohl hohe Dämpfungen selbst als auch große Bereiche mit hoher Dämpfung vor. Für eine quadratische Anregungsfläche (Ausdehnung in Schwingrichtung und Hohlraumhöhe h_H sind gleich) liegen nur für die annähernd würfelförmigen Hohlräume Bereiche vor, in denen eine relevante Dämpfung durch die Pulverpartikel eingebracht wird. Bei großen oder geringen Hohlraumbreiten b_H sind hier nur geringe Dämpfungen zu beobachten. Bei quadratischer Bodenfläche (Ausdehnungen in Schwingrichtung und quer dazu gleich) nimmt die Dämpfung mit fallender Hohlraumbreite b_H und -tiefe t_H bei gleichzeitig steigender Hohlraumhöhe h_H zu. Hier ist der messbare Bereich jedoch zu klein, um eine valide Aussage treffen zu können. Die Dämpfung verschiebt sich besonders stark über dem untersuchten Anregungsbereich und speziell hin zu hohen Frequenzen f . Insgesamt lässt sich mit Abnahme der Hohlraumbreite b_H eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung zu höheren Frequenzen f beobachten.

6.3.2.3 Proportionen Zylinder

Im Folgenden werden die Proportionen zylinderförmiger Hohlräume bei horizontaler Anregung untersucht. Diese sind durch die Krümmung der Mantelfläche um die Zylinderachse gekennzeichnet. Die Zylinderachse wird zu der Charakterisierung der Orientierung des Hohlräums verwendet. Bei der horizontalen Anregung ergeben sich so drei Orientierungen des Zylinders:

- 1) Zylinderachse in Schwingrichtung (u-Achse),
- 2) Zylinderachse quer zu der Schwingrichtung und horizontal (v-Achse),
- 3) Zylinderachse quer zu der Schwingrichtung und vertikal (w-Achse).

Zur Bewertung der Proportionen zylinderförmiger Hohlräume werden diese Orientierungen im ersten Schritt separat betrachtet. Zunächst werden zylinderförmige Hohlräume mit der Zylinderachse in Schwingrichtung (u-Achse) betrachtet. Die Ausdehnung in Schwingrichtung ist somit konstant über der Anregungsfläche. Dabei liegt die Krümmung der Mantelfläche in Richtung der Erdbeschleunigung.



Das Primärvolumen V_P und das Hohlraumvolumen V_H werden konstant gehalten ($V_P = V_H = 12000 \text{ mm}^3$). Hierdurch ist auch das Volumenverhältnis $\beta_V = 1$ konstant.

Abbildung 6-62 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume mit steigendem Zylinderverhältnis β_{zu} . Wie bereits bei anderen Untersuchungen mit horizontaler Anregung beobachtet, liegen auch für die hier betrachteten zylinderförmigen Hohlräume meist zwei Bereiche hoher Dämpfung vor. Diese liegen wie bei vorangegangenen Untersuchungen bei geringen Frequenzen f und hohen Beschleunigungen Γ (Bereich 1) oder bei mittleren Frequenzen f und sehr geringen Beschleunigungen Γ (Bereich 2). Lediglich für das geringste Zylinderverhältnis $\beta_{zu} = 0,5$ liegt nur der erste Bereich hoher Dämpfung vor. Der zweite Bereich hoher Dämpfung fehlt bei dieser Hohlraumkonfiguration. Insgesamt ist mit steigendem Zylinderverhältnis β_{zu} eine Verkleinerung der Ausdehnung der Bereiche hoher Dämpfung zu beobachten. Für alle Kennfelder ist zudem eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung zu geringeren Frequenzen f zu beobachten.

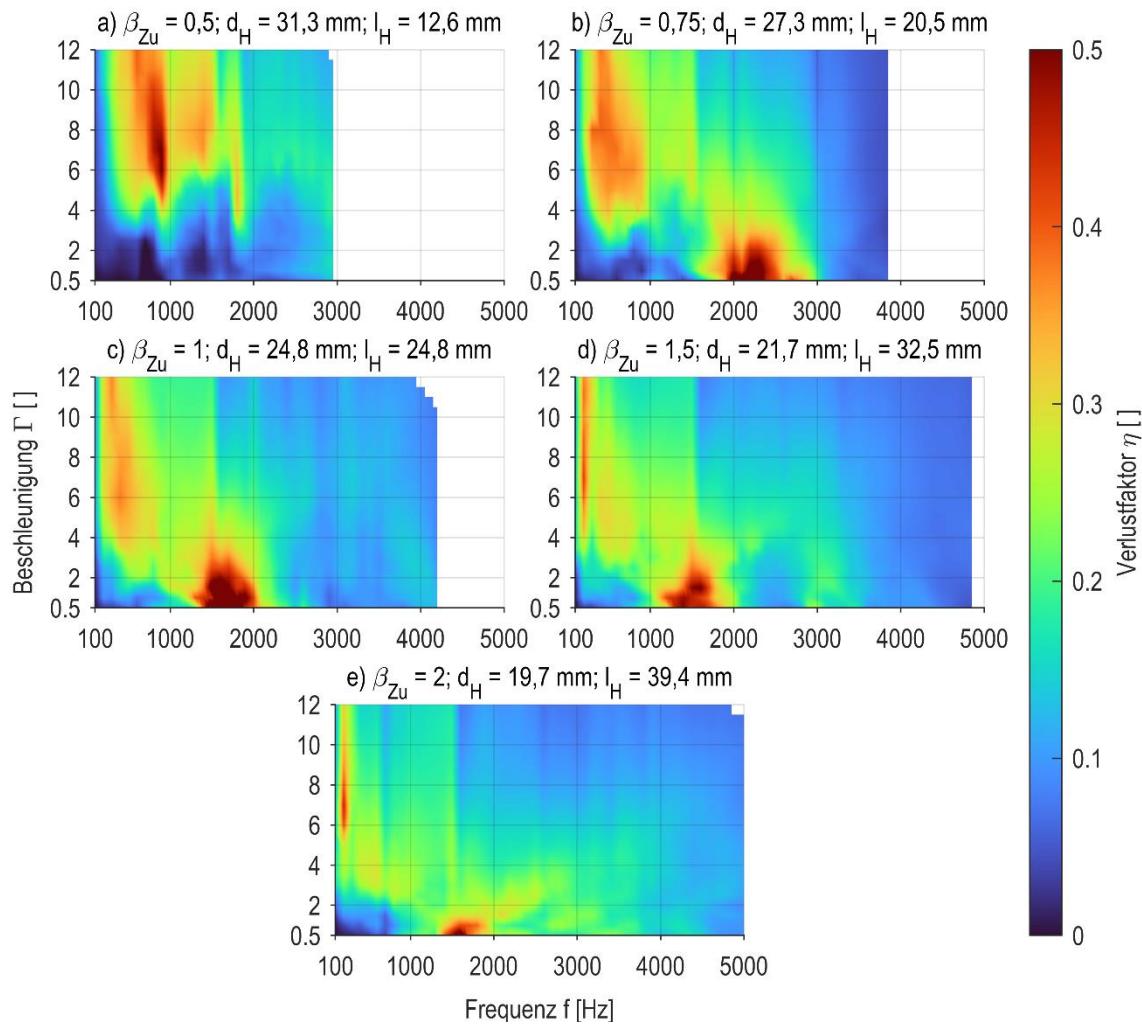


Abbildung 6-62: Kennfelder des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume mit steigendem Zylinderverhältnis β_{Zu} (Zylinderachse in Schwingrichtung, u -Achse)

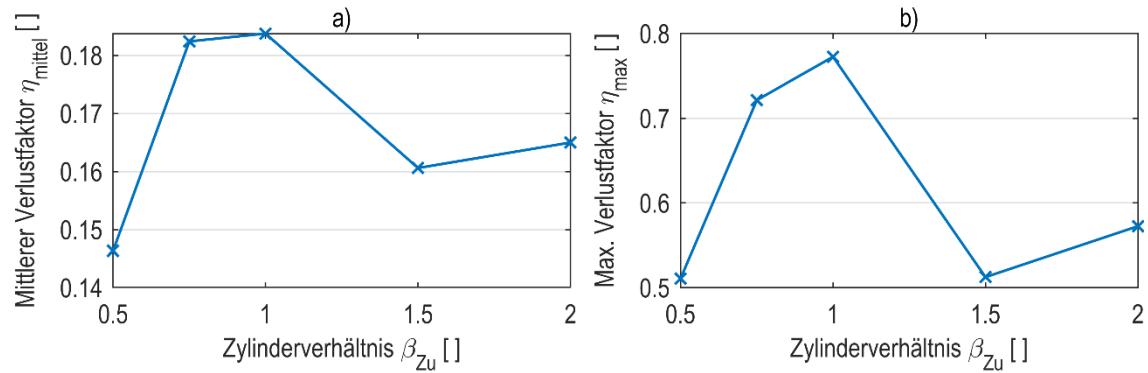


Abbildung 6-63: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume mit steigendem Zylinderverhältnis β_{Zu} (Zylinderachse in Schwingrichtung, u -Achse)

Die statistischen Kennwerte η_{mittel} und η_{max} (Abbildung 6-63) sind für das Zylinderverhältnis $\beta_{\text{Zu}} = 1$ am größten. Für ein Zylinderverhältnis $\beta_{\text{Zu}} = 0,5$ werden ebenfalls hohe Werte für die statistischen Kennwerte erzielt. Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} variiert dabei nur geringfügig im Vergleich zu anderen Messreihen.

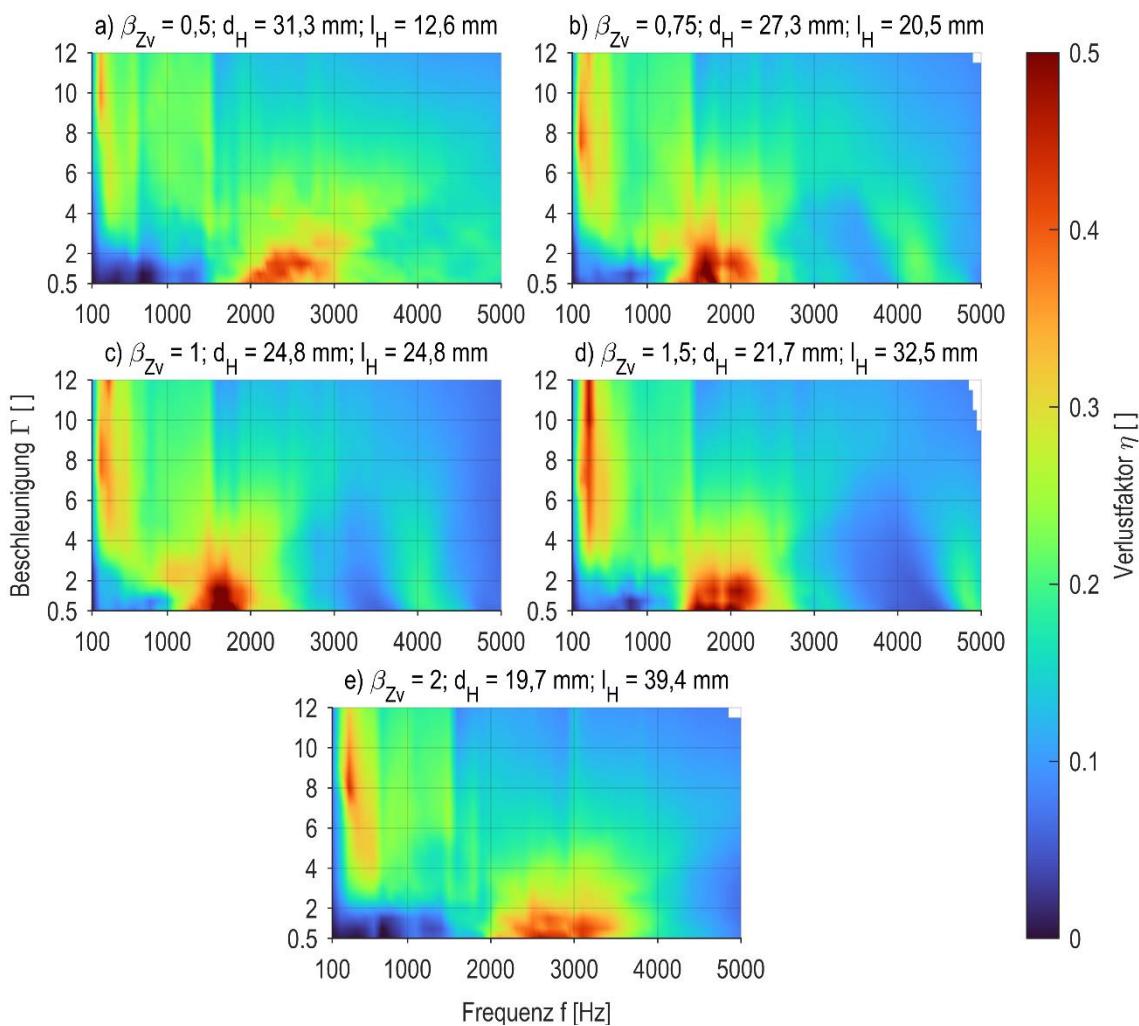
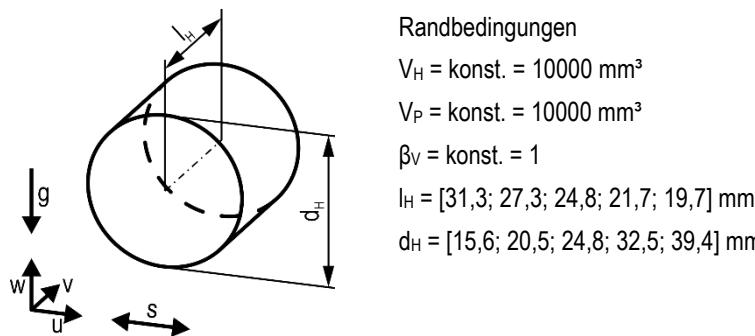


Abbildung 6-64: Kennfelder des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume mit steigendem Zylinderverhältnis β_{Zv} (Zylinderachse in quer zu der Schwingrichtung und horizontal, v-Achse)

Abbildung 6-64 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume, deren Zylinderachse quer zu der Schwingrichtung und horizontal ausgerichtet ist. Somit liegt die Krümmung in Richtung der Schwingung und die Anregungsfläche ist ebenfalls gekrümmt. Die beiden typischen Bereiche hoher Dämpfung sind für alle Zylinderverhältnisse β_{Zv} in unterschiedlicher Ausprägung zu erkennen. Die Ausdehnung variiert dabei nicht signifikant. Die Abgrenzung der Bereiche hoher Dämpfung nimmt jedoch mit steigendem Zylinderverhältnis β_{Zv} zu. Eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung ist zudem nicht eindeutig zu beobachten.

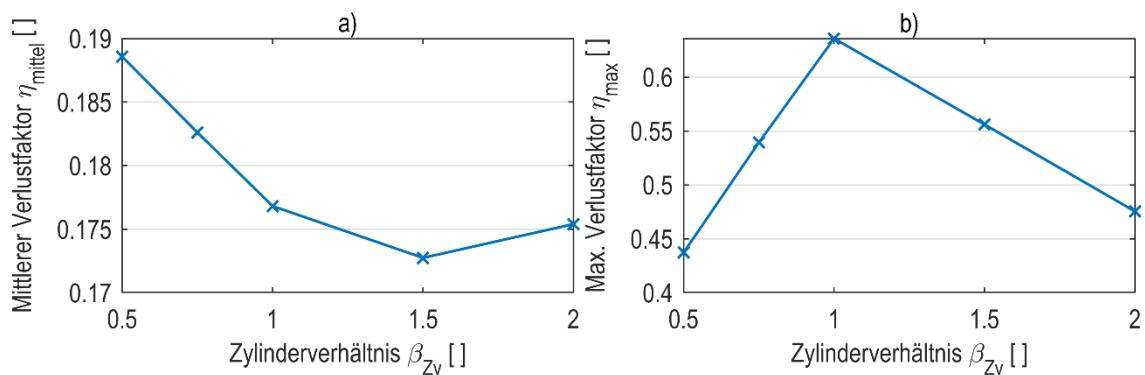


Abbildung 6-65: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume mit steigendem Zylinderverhältnis β_{Zv} (Zylinderachse in quer zu der Schwingrichtung und horizontal, v-Achse)

Dieses Verhalten ist auch in den statistischen Kennwerten zu beobachten (vgl. Abbildung 6-65). Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} nimmt mit steigendem Zylinderverhältnis β_{Zv} ab. Hierbei ist die Spreizung der Werte jedoch wiederum sehr klein. Der maximale Verlustfaktor η_{max} ist für ein Zylinderverhältnis $\beta_{Zv} = 1$ am größten. Daneben zeigt sich in beide Richtungen ein linear fallender Verlauf des maximalen Verlustfaktors η_{max} über dem Zylinderverhältnis β_{Zv} .

Im Folgenden werden Untersuchungen mit zylinderförmigen Hohlräumen betrachtet, bei denen die Zylinderachse quer zu der Schwingrichtung orientiert sind und diese zusätzlich vertikal in Richtung der Erdbeschleunigung steht (w-Achse). Den Hohlräum bildet dabei ein stehender Kreiszylinder, bei dem die Länge der Zylinderachse l_H gleichzeitig die Hohlräumhöhe h_H ($l_H = h_H$) ist. Sie ist somit in Richtung der Erdbeschleunigung konstant über der Bodenfläche. Die Anregungsfläche ist wiederum gekrümmt.

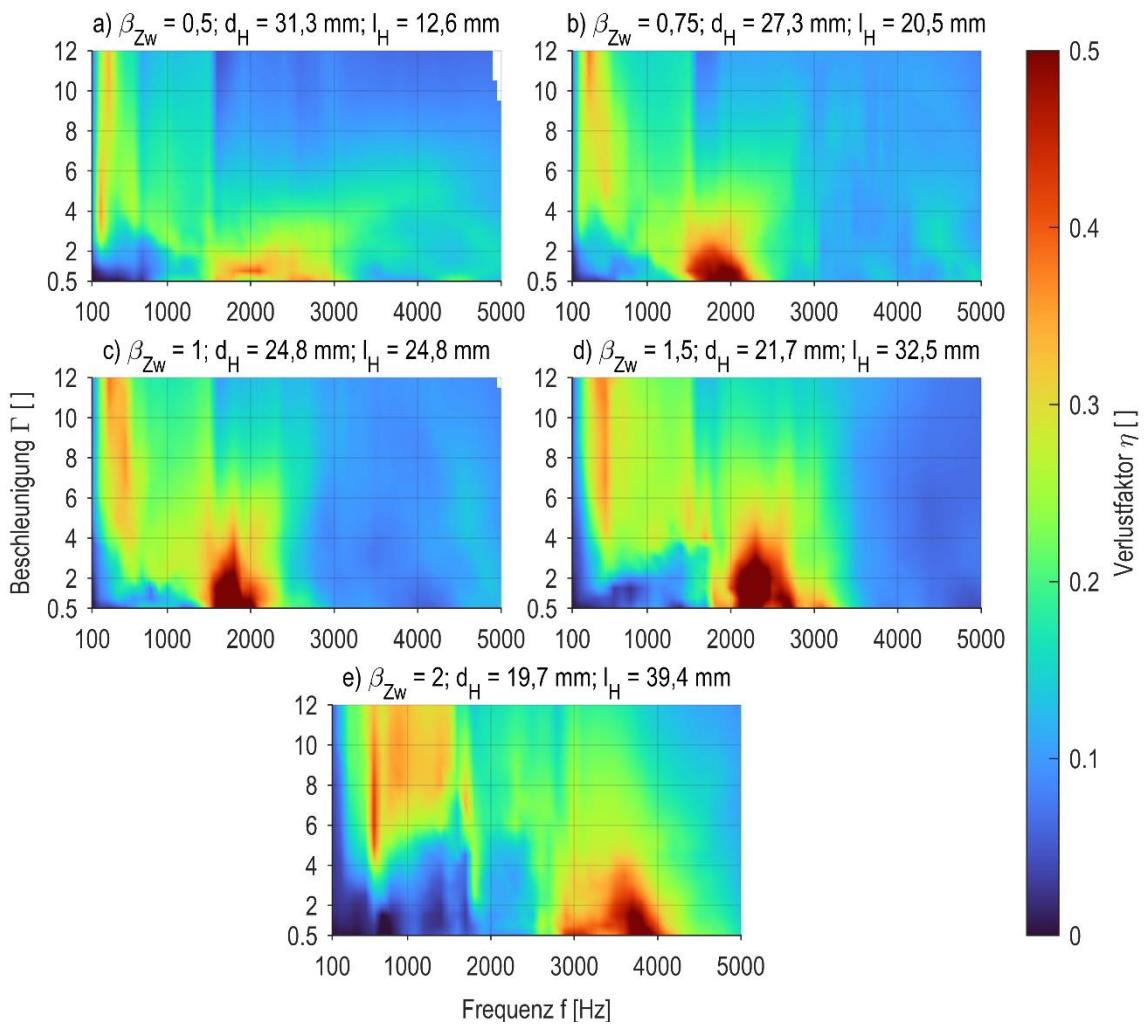
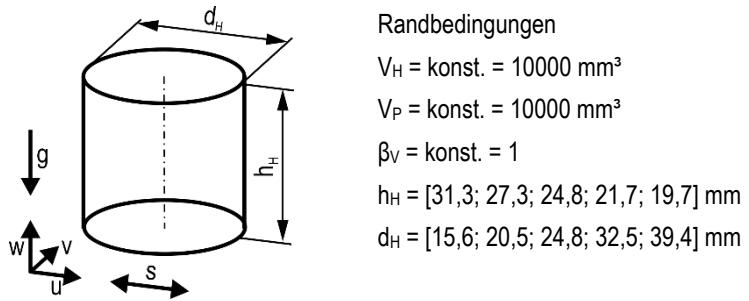


Abbildung 6-66: Kennfelder des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume mit steigendem Zylinderverhältnis β_{Zw} (Zylinderachse in quer zu der Schwingrichtung und vertikal, w-Achse)

Abbildung 6-66 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlräume als stehende Zylinder bei steigendem Zylinderverhältnis β_{Zw} . Die beiden charakteristischen Bereiche hoher Dämpfung bei horizontaler Anregung sind auch für diese Untersuchungen wieder ersichtlich. Mit steigendem Zylinderverhältnis β_{Zw} werden diese Bereiche in ihrer Ausdehnung größer.

ßer. Ebenfalls nimmt die Dämpfung hierfür zu. Zudem kann eine Verschiebung der Bereiche zu größeren Frequenzen f beobachtet werden. Hierbei verschiebt sich der erste Bereich hoher Dämpfung (geringe Frequenz f und hohe Beschleunigung Γ) weniger als der zweite Bereich (höhere Frequenz f und sehr geringe Beschleunigung Γ).

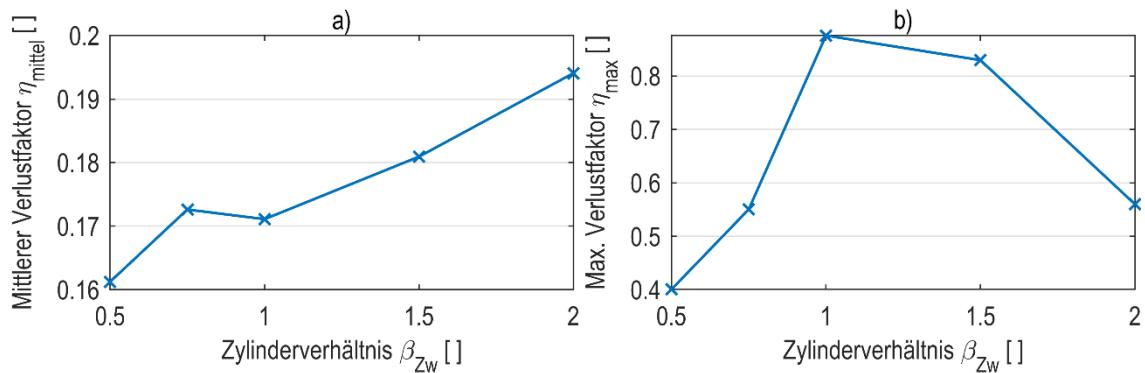


Abbildung 6-67: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für zylinderförmige Hohlräume mit steigendem Zylinderverhältnis β_{zv} (Zylinderachse in quer zu der Schwingrichtung und vertikal, w -Achse)

Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} steigt über dem Zylinderverhältnis β_{zv} an (vgl. Abbildung 6-67 a)). Hier kann insgesamt eine höhere Dämpfung über dem gesamten Kennfeld beobachtet werden. Die größte Dämpfung in Form des maximalen Verlustfaktors η_{max} wird wieder für ein Zylinderverhältnis $\beta_{zw} = 1$ erzielt.

6.3.2.4 Orientierung Zylinder

Die vorangegangenen Untersuchungen zu den Proportionen zylinderförmiger Hohlräume haben für die unterschiedlichen Orientierungen der Zylinderachse ein sehr ähnliches Verhalten der Dämpfung über den betrachteten Anregungsparametern erkennen lassen. Daher soll an dieser Stelle aufgrund der Vielzahl auf einen Vergleich der einzelnen Kennfelder verzichtet werden. Vielmehr werden an dieser Stelle die statistischen Kennwerte in einem Diagramm verglichen.

Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} (Abbildung 6-68 a)) zeigt ein sehr unterschiedliches Verhalten über dem Zylinderverhältnis β_z . Für das geringste Zylinderverhältnis $\beta_z = 0,5$ erzielt die Orientierung der Zylinderachse parallel zu der v -Achse (horizontal quer zu der Schwingrichtung) den größten Wert. Im Bereich des mittleren Zylinderverhältnisses $\beta_z = 1$ liegt der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} für die Orientierung der Zylinderachse parallel zu der u -Achse und somit ebenfalls parallel zu der Schwingrichtung am höchsten. Für die größeren untersuchten Zylinderverhältnisse ($\beta_z \geq 1,5$) zeigt die Orientierung der Zylinderachse in Richtung

der w-Achse die größten mittleren Verlustfaktoren η_{mittel} . Die Zylinderachse liegt hier in Richtung der Erdbeschleunigung.

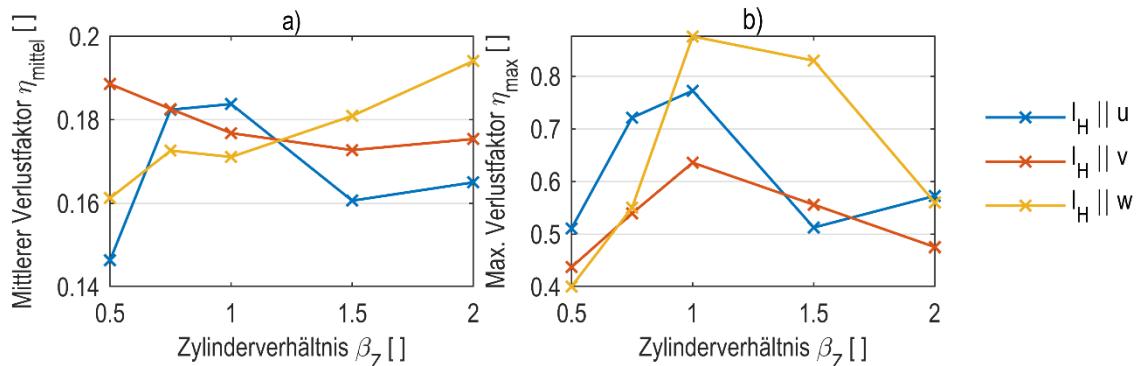


Abbildung 6-68: Statistische Kennwerte η_{mittel} und η_{max} für zylinderförmige Hohlräume mit unterschiedlicher Ausrichtung der Zylinderachse

Übergreifend betrachtet zeigt sich hier für die drei Hauptraumrichtungen (u, v und w) ein unterschiedliches Verhalten über dem Zylinderverhältnis β_Z . Der maximale Verlustfaktor η_{max} zeigt dieses Verhalten nicht in dem Maße (vgl. Abbildung 6-68 b)). Hier zeigt vor allem die Orientierung der Zylinderachse parallel zu der w-Achse (quer zu der Schwingrichtung und vertikal orientiert) für die Zylinderverhältnisse $\beta_Z = 1$ und $\beta_Z = 1,5$ sehr hohe Werte für den maximalen Verlustfaktor η_{max} .

Bei geringeren Zylinderverhältnissen β_Z zeigt diese Orientierung hingegen geringe Werte. Die Orientierung der Zylinderachse in Richtung der u-Achse (in Schwingrichtung, horizontal) zeigt für geringe Zylinderverhältnisse β_Z hohe Werte des maximalen Verlustfaktors η_{max} . Von allen Orientierungen zeigt jene, mit der Zylinderachse in Richtung der v-Achse (quer zu der Schwingrichtung und horizontal) sehr geringe Werte des maximalen Verlustfaktors η_{max} über dem Zylinderverhältnis β_Z . Für die betrachteten Extremwerte des Zylinderverhältnisses ($\beta_Z = 0,5$ und $\beta_Z = 2$) weist der maximale Verlustfaktor η_{max} über alle Orientierungen übergreifend geringe Werte auf, die zudem nah beieinander liegen.

Fazit

Im Folgenden wird für die Proportionen und die Orientierung zylinderförmiger Hohlräume ein gemeinsames und übergreifendes Fazit gezogen. Für eine möglichst breite Dämpfung sind unterschiedliche Zylinderverhältnisse für unterschiedliche Orientierungen zu präferieren. Eine eindeutige Aussage über die hierfür beste Konfiguration kann aufgrund der ähnlichen Maximalwerte des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} über dem Zylinderverhältnis β_Z nicht getroffen werden. Für eine möglichst hohe Dämpfung in einzelnen Anregungspunkten (Frequenz f und Beschleunigung Γ) bietet besonders die Orientierung der Zylinderachse in Richtung der w-Achse (quer zu der Schwingrichtung und vertikal) Potential bei mittleren

Zylinderverhältnissen $\beta_Z = 1$. Die zugehörigen Bereiche hoher Dämpfung können den Kennfeldern entnommen werden.

6.3.2.5 Volumen Zylinder

Den Abschluss der Untersuchungen zu zylinderförmigen Hohlräumen bilden Betrachtungen zu dem Volumen. Hierfür wird das Volumenverhältnis $\beta_V = 1$ verwendet und somit gleichzeitig das Primär- und Hohlraumvolumen (V_P und V_H) variiert. Betrachtet werden die drei möglichen Orientierungen der Zylinderachse in den drei Hauptraumrichtungen (u, v und w). Ebenso werden die beiden extremen Zylinderverhältnisse $\beta_Z = 0,5$ und $\beta_Z = 2$ einbezogen.

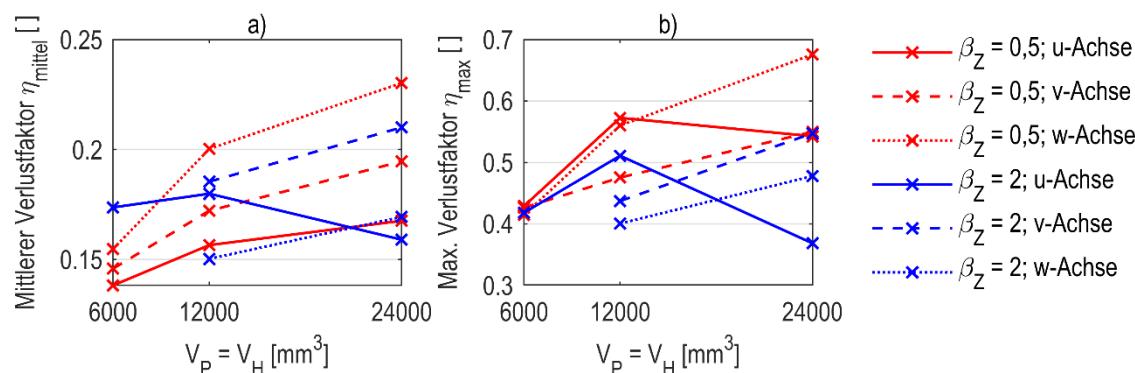


Abbildung 6-69: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors für zylinderförmige Hohlräume mit variiertem Primär- und Sekundärvolumen für unterschiedliche Zylinderverhältnisse und Orientierungen

Für die Bewertung des Einflusses von Primär- und Sekundärvolumen (V_P und V_H) werden aufgrund der Redundanz nur die statistischen Kennwerte verwendet. Abbildung 6-69 zeigt die statistischen Kennwerte des Verlustfaktors η über dem Primär- und Hohlraumvolumen. Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} steigt für das geringe Zylinderverhältnis $\beta_Z = 0,5$ für alle drei Orientierungen an. Dabei ist er für die Orientierung der Zylinderachse parallel zu der w-Achse am größten, gefolgt von der Orientierung der Zylinderachse parallel zu der v-Achse. Für das große Zylinderverhältnis $\beta_Z = 2$ liegt für die Orientierungen der Zylinderachse quer zu der Schwingrichtung (v- und w-Achse) ebenfalls ein steigender Verlauf über den Volumen vor. Für diese Orientierungen ist eine Untersuchung der geringsten Primär- und Hohlraumvolumen ($V_P = V_H = 6000 \text{ mm}^3$) nicht möglich, da aufgrund der kleinen Seitenfläche des Prüfkörpers keine Befestigung des notwendigen Schweißbolzens möglich ist.

Die Orientierung der Zylinderachse in Richtung der u-Achse (in Schwingrichtung) zeigt anfangs einen geringfügig steigenden Verlauf über den Volumen. Zwischen $V_P = V_H = 12000 \text{ mm}^3$ und $V_P = V_H = 24000 \text{ mm}^3$ fällt der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} wiederum ab. Für dieses Zylinderverhältnis zeigt die Orientierung der Zylinderachse in Richtung der v-Achse (quer zu der Schwingrichtung, horizontal) die höchsten Werte für den mittleren Verlustfaktor

η_{mittel} . Im maximalen Verlustfaktor η_{max} zeigt sich für beide Zylinderverhältnisse ein sehr ähnliches Verhalten. Lediglich bei einem Zylinderverhältnis von $\beta_Z = 0,5$ bei einer Orientierung der Zylinderachse in Richtung der u-Achse (in Schwingrichtung) weicht der Verlauf des maximalen Verlustfaktors η_{max} signifikant von den Verläufen des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} ab. Diese liegt deutlich höher und teils sogar über den anderen Verläufen.

Insgesamt sprechen die Daten für größere Primär- und Sekundärvolumen (V_P und V_H). Hierdurch können sowohl der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} als auch die maximale Dämpfung in Form des maximalen Verlustfaktors η_{max} erhöht werden. Die Ausnahme bildet hier die Orientierung der Zylinderachse in Richtung der u-Achse. Hier kann keine valide Aussage getroffen werden.

6.3.2.6 Volumen Kugel

Den Abschluss der Untersuchungen von Hohlräumen, mit gekrümmten Hohlraumwänden, bilden Untersuchungen zu den Volumenparametern kugelförmiger Hohlräume.

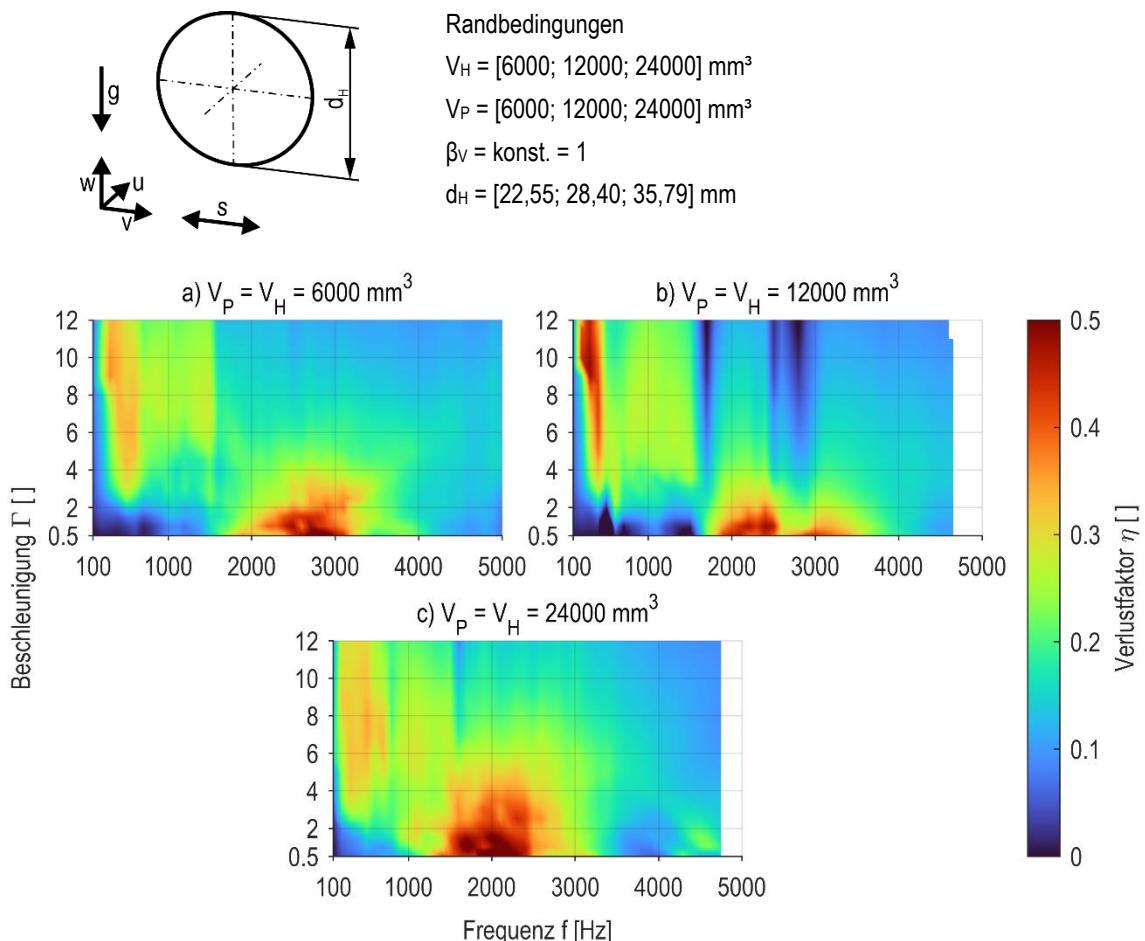


Abbildung 6-70: Kennfelder des Verlustfaktors η für kugelförmige Hohlräume mit steigendem Primär- und Hohlraumvolumen ($V_P = V_H$)

Abbildung 6-70 zeigt die Verlustfaktoren für kugelförmige Hohlräume bei steigendem Primär- und Hohlraumvolumen und konstantem Volumenverhältnis ($\beta_V = 1$). Alle Kennfelder zeigen wieder die für die horizontale Anregungsrichtung typischen zwei Bereiche hoher Dämpfung. Die Dämpfung im ersten Bereich hoher Dämpfung (geringe Frequenz f und hohe Beschleunigungen Γ) ist für das mittlere untersuchte Primär- und Hohlraumvolumen ($V_P = V_H = 12000 \text{ mm}^3$) am größten. Hier ist der Bereich jedoch auch am kleinsten in seiner Ausdehnung. Diese ist für das größte Primär- und Hohlraumvolumen ($V_P = V_H = 24000 \text{ mm}^3$) am größten. Für diese Volumen ist die Dämpfung in dem zweiten Bereich hoher Dämpfung (mittlere Frequenz f und geringe Beschleunigungen Γ) stark ausgeprägt. Hier liegt ebenfalls eine große Ausdehnung des Bereichs vor. Das mittlere untersuchte Primär- und Hohlraumvolumen ($V_P = V_H = 12000 \text{ mm}^3$) zeigt um $f = 1700 \text{ Hz}$ und $f = 2800 \text{ Hz}$ streifenförmige Bereiche, in denen die Dämpfung geringer ist. Dies ist besonders für mittlere bis hohe Beschleunigung zu beobachten. Nichtsdestotrotz ist für steigendes Primär- und Hohlraumvolumen eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung nach links zu kleineren Frequenzen f zu beobachten. Dies ist besonders für den zweiten Bereich hoher Dämpfung ersichtlich. Er verschiebt sich vom geringsten Volumen zu dem größten untersuchten Volumen von $f = 2800 \text{ Hz}$ zu $f = 2000 \text{ Hz}$.

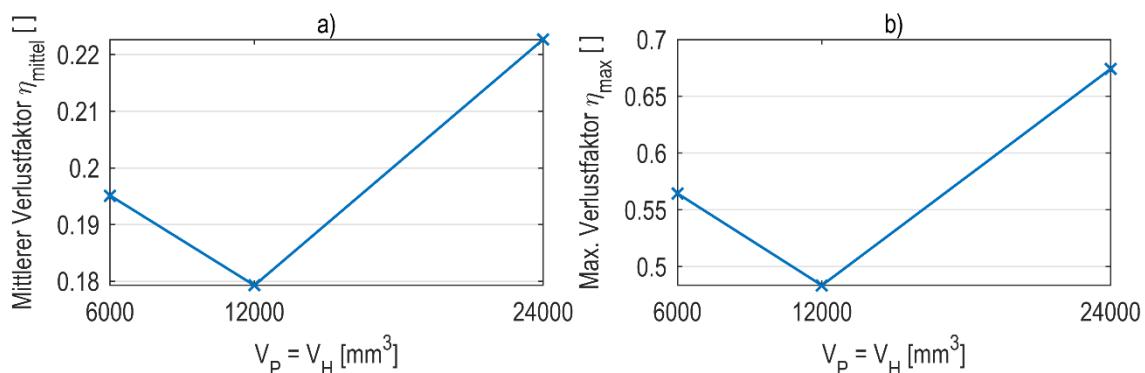


Abbildung 6-71: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für kugelförmige Hohlräume mit steigendem Primär- und Hohlraumvolumen V_P und V_H

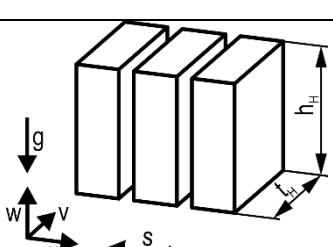
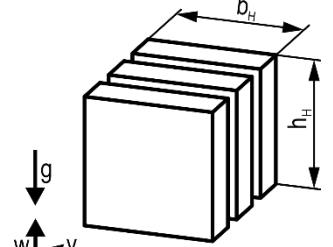
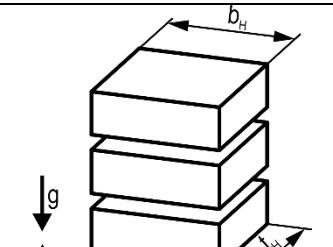
Die statistischen Kennwerte des Verlustfaktors η der Untersuchungen bei steigendem Kugelvolumen unterstützen die Beobachtungen der Kennfelder (vgl. Abbildung 6-71). Beide Kennwerte (mittlerer Verlustfaktor η_{mittel} und maximaler Verlustfaktor η_{max}) zeigen einen identischen Verlauf. Sie nehmen mit steigendem Primär- und Hohlraumvolumen zunächst ab und steigen dann auf den höchsten Wert an.

Bis auf die geringen Werte der statistischen Kennwerte für die Volumen $V_P = V_H = 12000 \text{ mm}^3$ ist ein steigender Trend mit steigendem Primär- und Hohlraumvolumen zu beobachten. Diese Beobachtung deckt sich mit anderen Untersuchungen der Volumenparameter.

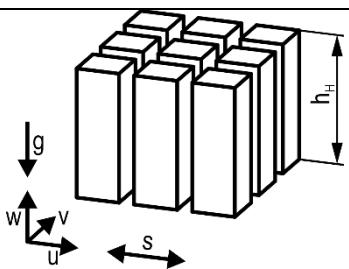
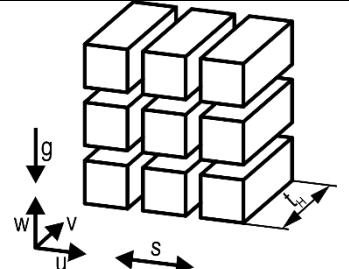
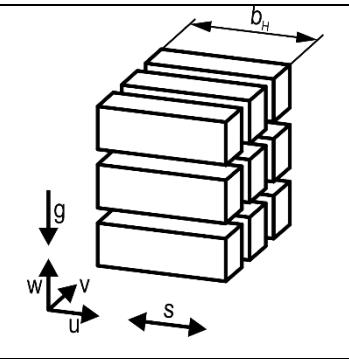
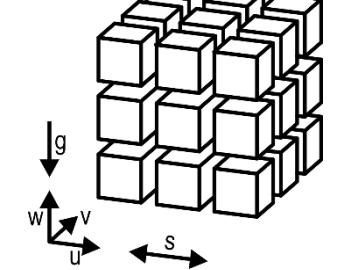
6.3.2.7 Hohlraumunterteilung

Im folgenden Abschnitt werden wiederum Hohlraumunterteilungen betrachtet. Es werden dieselben Prüfkörper verwendet, die bei vertikaler Anregungsrichtung untersucht wurden. Diese weisen Unterteilungen eines würfelförmigen Hohlraums in einer, zwei oder drei Raumrichtungen auf. Bedingt durch die unterschiedlichen Symmetrien und die unterschiedlichen Richtungen der Anregung und der Erdbeschleunigung sind für die horizontale Anregungsrichtung mehr Konfigurationen möglich. Zur Kennzeichnung der unterschiedlichen Konfigurationen werden die drei Raumrichtungen u, v und w verwendet. Hierbei werden Unterteilungen die quer zu der jeweiligen Hauptrichtung liegen als ausschlaggebendes Kriterium verwendet. Zusätzlich sind Rotationen um $\alpha_u = 90^\circ$ möglich.

Tabelle 6-6: Konfigurationen der Hohlraumunterteilungen für horizontale Anregung

	u	v	w		
K1	x				
K2		x			Randbedingungen $V_H = 10000 \text{ mm}^3$ $V_P = 10000 \text{ mm}^3$ $\beta_v = \text{konst.} = 1$
K3			x		

Fortsetzung Tabelle 6-6

	u	v	w	
K4	x	x		
K5	x		x	
K6		x	x	
K7	x	x	x	

Randbedingungen

$$V_H = 10000 \text{ mm}^3$$

$$V_P = 10000 \text{ mm}^3$$

$$\beta_v = \text{konst.} = 1$$

Zunächst sollen alle Konfigurationen separat betrachtet werden. Als Referenz dient jeweils der würfelförmige Hohlräum ohne Unterteilungen. Diesem werden für jede Konfiguration jeweils zwei Messreihen mit zwei und vier Hohlräumunterteilungen gegenübergestellt. Die Anzahl der Unterteilungen ist dabei bei unterschiedlichen Richtungen, in denen die Unterteilungen vorliegen, jeweils immer gleich.

Zunächst werden Unterteilungen in Richtung der u-Achse betrachtet (K1, Tabelle 6-6). Der Hohlräum ist somit in Anregungsrichtung unterteilt. Die Unterteilungen verlaufen vertikal und liegen senkrecht zu der Anregungsrichtung.

Abbildung 6-72 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen in Richtung der u-Achse. Ohne Hohlraumunterteilungen zeigen sich die typischen Bereiche hoher Dämpfung (Abbildung 6-72 a)). Für die beiden Kennfelder mit Hohlraumunterteilungen kann nur ein Bereich hoher Dämpfung am oberen Rand des Kennfelds bei sehr hohen Beschleunigungen Γ beobachtet werden. Dass diese Bereiche direkt am Rand des Kennfelds liegen, ist bei der Bewertung das Kennfeld mit zu berücksichtigen. Sowohl die Dämpfung als auch die Ausdehnung des Bereichs hoher Dämpfung ist für zwei Hohlraumunterteilungen am größten. Mit steigender Anzahl an Unterteilungen verschiebt sich dieser Bereich allerdings sowohl zu höheren Frequenzen f als auch zu höheren Beschleunigungen Γ . Hierdurch ergibt sich gleichzeitig ein großer Bereich sehr niedriger Dämpfungen bei geringen Frequenzen f und geringen Beschleunigungen Γ .

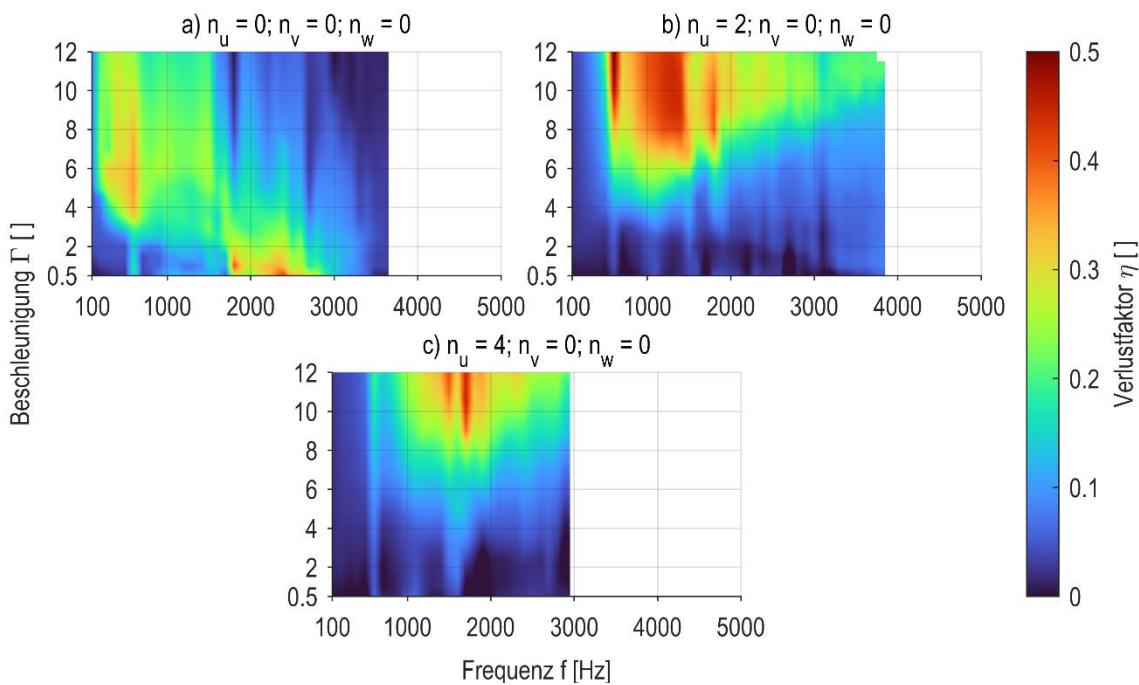


Abbildung 6-72: Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K1 (in Richtung der u-Achse)

Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} (Abbildung 6-73 a)) zeigt einen fallenden Trend. Dies spiegelt den Bereich geringer Dämpfung in der unteren linken Ecke der Kennfelder wider. In dem maximalen Verlustfaktor η_{max} (Abbildung 6-73 b)) zeigt sich durch das Einfügen von Hohlraumunterteilungen generell eine Steigerung. Der größte maximale Verlustfaktor $\eta_{\text{max}} = 0,52$ wird jedoch bei $n_u = 2$ Hohlraumunterteilungen erzielt. Eine weitere Erhöhung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen führt zu einer Verringerung des maximalen Verlustfaktors η_{max} . Dies kann jedoch eine Folge des begrenzten Anregungskennfelds sein.

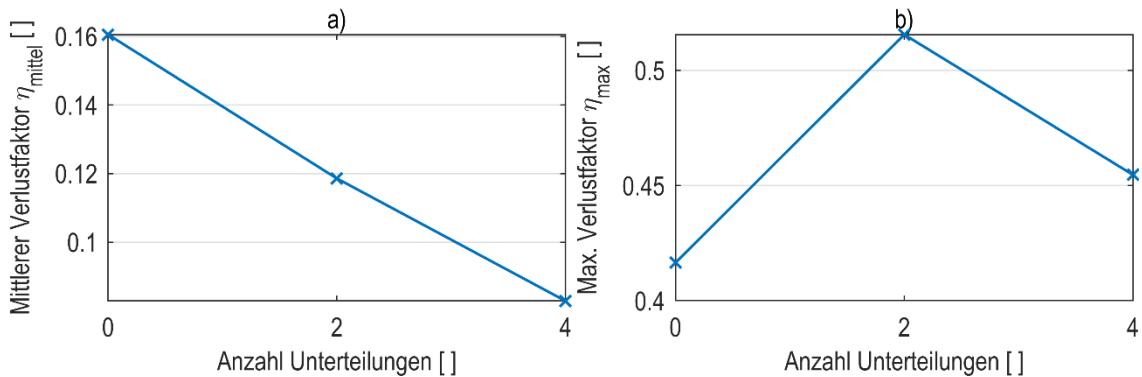


Abbildung 6-73: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K1 (in Richtung der u -Achse)

Eine möglichst breitbandige Dämpfung wird somit ohne Hohlraumunterteilungen erzielt. Dahingegen kann die maximale Dämpfung durch das Einbringen von Hohlraumunterteilungen in Schwingrichtungen gesteigert werden.

Nachfolgend werden Hohlraumunterteilungen in Richtung der v -Achse untersucht (Konfiguration K2). Diese sind somit parallel zu der Anregungsrichtung und vertikal orientiert.

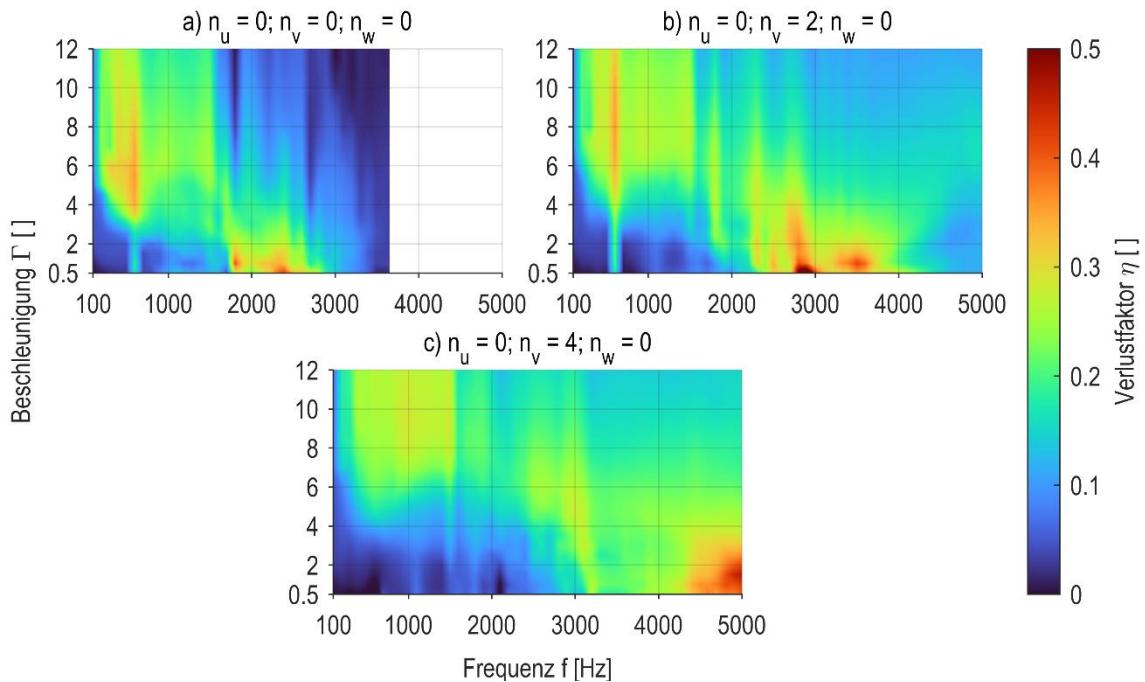


Abbildung 6-74: Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K2 (in Richtung der v -Achse)

Abbildung 6-74 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen in Richtung der v -Achse. Für alle drei Kennfelder sind die typischen zwei Bereiche hoher Dämpfung zu erkennen. Über der Anzahl an Hohlraumunterteilungen ist eine Vergrößerung dieser Bereiche zu beobachten. Ebenfalls ist eine signifikante Verschiebung nach rechts

zu höheren Frequenzen f ersichtlich. Im ersten Bereich (geringe Frequenz f und hohe Beschleunigung Γ) wird die Dämpfung geringer. Im zweiten Bereich hoher Dämpfung (hohe Frequenz f und geringe Beschleunigung Γ) nimmt die Dämpfung mit steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen zu. Für die höchste untersuchte Anzahl an Hohlraumunterteilungen $n_v = 4$ liegt dieser Bereich an der Grenze des Kennfelds bei $f = 5000$ Hz.

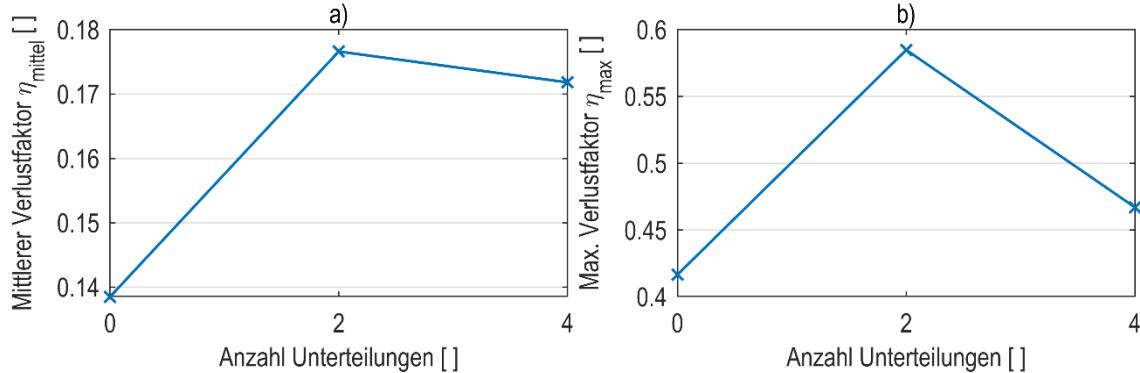


Abbildung 6-75: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K2 (in Richtung der v-Achse)

Abbildung 6-75 zeigt die statistischen Kennwerte des Verlustfaktors für Hohlraumunterteilungen in Richtung der v-Achse. Die Hohlraumunterteilungen sind quer zu der Schwingrichtung eingebracht und liegen somit parallel in ebendieser. Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} zeigt eine Steigerung für das Einbringen von Hohlraumunterteilungen. Hierbei ist es nicht signifikant, wie viele Hohlraumunterteilungen eingebracht werden. Der maximale Verlustfaktor ist besonders für $n_v = 2$ besonders hoch. Für mehr Hohlraumunterteilungen sinkt der maximale Verlustfaktor η_{max} wiederum.

Das Einbringen von Hohlraumunterteilungen lediglich in einer Richtung quer zu der Anregungsrichtung und horizontal führt zu einer wesentlich breitbandigeren Dämpfung. Die Anzahl der Hohlraumunterteilungen ist dabei nicht erheblich. Die punktuelle Dämpfung kann durch das Einbringen von zwei Hohlraumunterteilungen maximiert werden.

Den Abschluss der Untersuchungen zu Hohlraumunterteilungen in eine Richtung bilden Hohlraumunterteilungen in Richtung der w-Achse. Hierbei erfolgt die Unterteilung entlang der Richtung der Erdbeschleunigung.

Abbildung 6-76 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors für Hohlraumunterteilungen in Richtung der Erdbeschleunigung. Das Einbringen der Hohlraumunterteilungen führt zu einer sehr starken Änderung der Dämpfung über dem gesamten Kennfeld. Der erste typische Bereich hoher Dämpfungen (geringe Frequenz f und hohe Beschleunigung Γ) wird sowohl für $n_w = 2$ als auch für $n_w = 4$ sehr schmal und zeigt nur noch für $f = 200$ Hz sehr signifikante Dämpfungen. Gleichzeitig steigt die Dämpfung an dieser Stelle an und erstreckt sich über einen größeren Beschleunigungsbereich. Der zweite charakteristische Bereich hoher

Dämpfungen (höhere Frequenzen f und geringe Beschleunigung Γ) zeigen ein gegensätzliches Verhalten. Hier wird der Bereich insgesamt größer, jedoch sinken die Dämpfungen signifikant. Die Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung für diese Untersuchungen kann nur für den ersten Bereich hoher Dämpfung beobachtet werden.

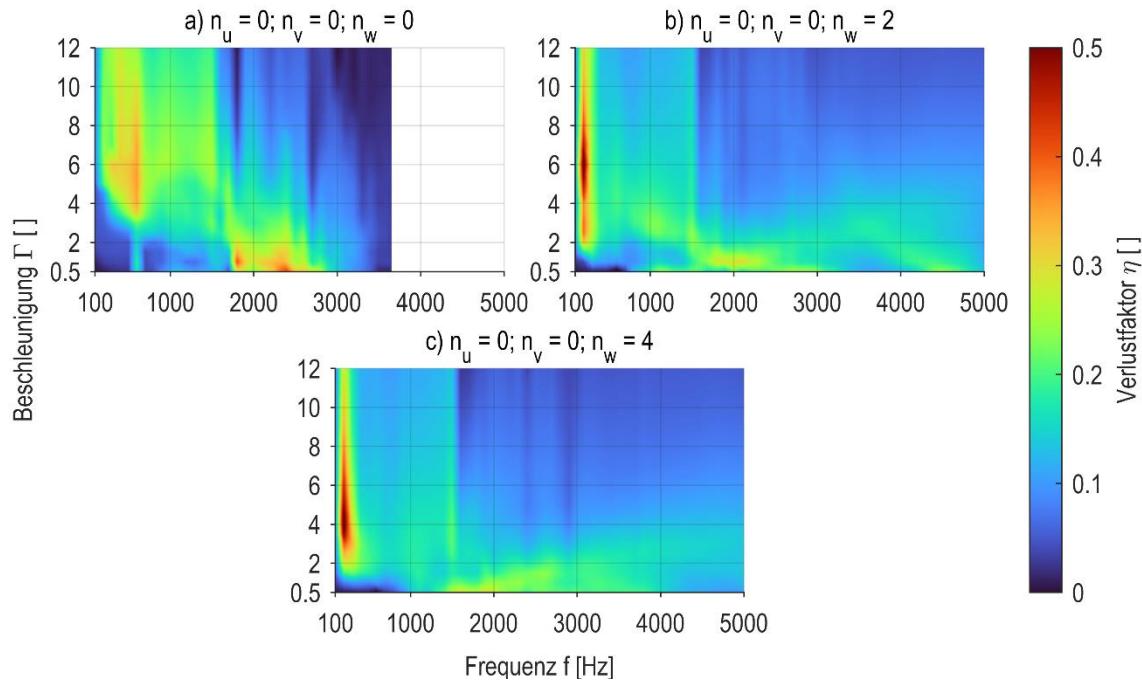


Abbildung 6-76: Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K3 (in Richtung der w-Achse)

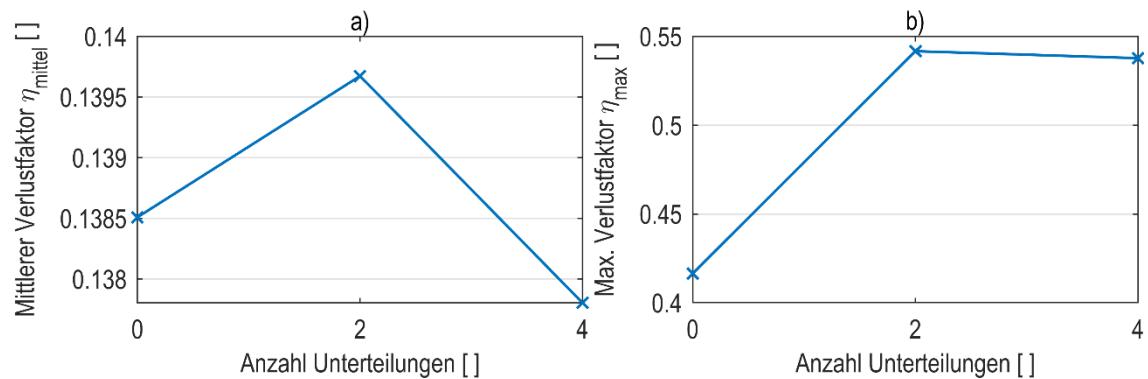


Abbildung 6-77: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K3 (in Richtung der w-Achse)

Die statistischen Kennwerte zeigen jedoch nur einen geringen Einfluss durch die Hohlraumunterteilungen (vgl. Abbildung 6-77). Besonders der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} variiert nur sehr geringfügig über der Anzahl an Unterteilungen n_w . Der maximale Verlustfaktor η_{max}

(Abbildung 6-77 b)) zeigt hingegen eine Steigerung durch das Einbringen von Hohlraumunterteilungen in Richtung der Erdbeschleunigung. Hierbei ist die Anzahl an Unterteilungen jedoch kaum relevant. Eine generelle Erhöhung der Dämpfung über dem Anregungskennfeld kann somit nicht vorgenommen werden. Jedoch ist eine Steigerung der maximalen Dämpfung in einzelnen Anregungspunkten möglich.

Im Folgenden werden Hohlraumunterteilungen in zwei Raumrichtungen untersucht. Dies sind die Konfigurationen K4 - K6 (vgl. Tabelle 6-6). Hierdurch wird die Anzahl an einzelnen Hohlräumen signifikant gesteigert. Für zwei Unterteilungen in zwei Richtungen liegen neun einzelne Hohlräume vor. Für vier Unterteilungen in zwei Richtungen resultieren 25 einzelne Hohlräume.

Zunächst erfolgen die Untersuchungen von Hohlraumunterteilungen in Richtung der u-Achse (in Schwingrichtung) und der v-Achse (quer zu der Schwingrichtung, horizontal). Die Unterteilungen liegen lediglich in den beiden horizontalen Richtungen. In der vertikalen Richtung erfolgt keine Unterteilung des Hohlraums.

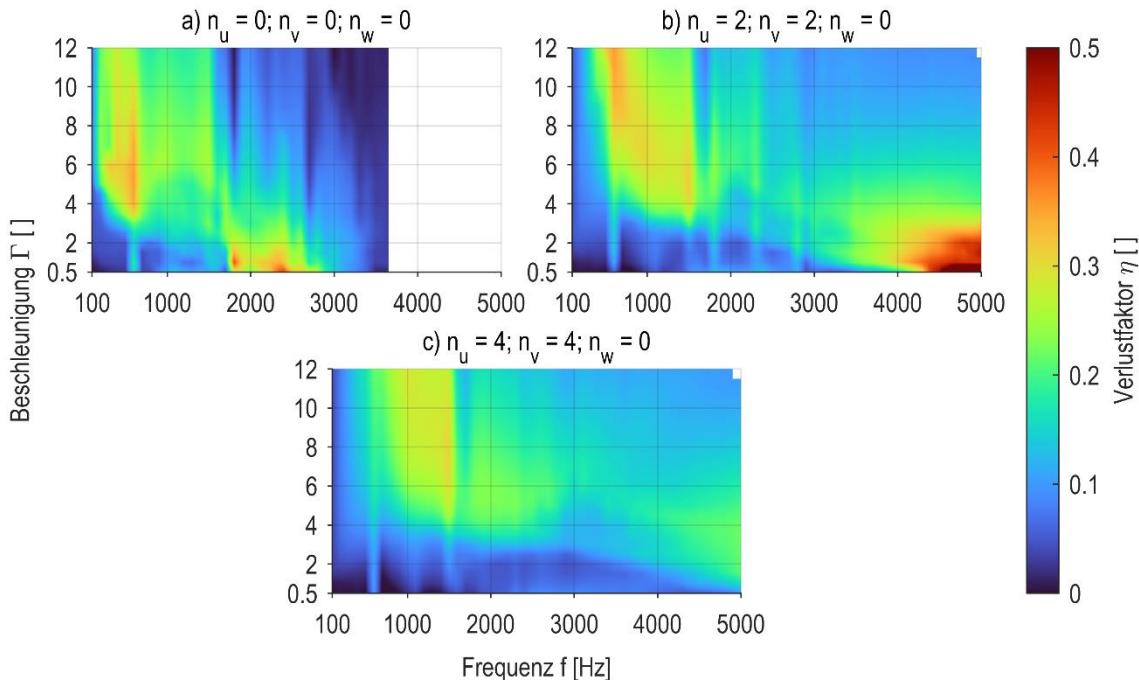


Abbildung 6-78: Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K4 (in Richtung der u- und v-Achse)

Abbildung 6-78 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η über dem Anregungskennfeld für Hohlraumunterteilungen in die beiden Richtungen der u- und v-Achse. Das Einbringen der Unterteilungen in die beiden beschriebenen Raumrichtungen führt zu einer signifikanten Änderung der Dämpfung über dem Kennfeld. Die beiden charakteristischen Dämpfungsbe-

reiche sind nahezu für alle drei Kennfelder zu erkennen. Lediglich für jeweils vier Hohlraumunterteilungen (vgl. Abbildung 6-78 c)) ist der zweite charakteristische Bereich (hohe Frequenzen f und geringe Beschleunigungen Γ) nicht erkennbar.

Eine Verschiebung der Bereiche nach rechts zu höheren Frequenzen f legt hier die Vermutung nahe, dass dieser Bereich außerhalb des Anregungsbereichs verschoben wird. Gleichzeitig führt diese Verschiebung zu einer Vergrößerung des Bereichs geringer Dämpfungen in der unteren linken Ecke der Kennfelder. Besonders stark ist die Verschiebung für den zweiten Bereich hoher Dämpfungen, aber auch der erste Bereich hoher Dämpfungen wird deutlich nach rechts verschoben. Die Ausdehnung der Bereiche hoher Dämpfung wird ebenfalls größer mit steigender Anzahl an Hohlraumunterteilungen in die beiden Richtungen. Im ersten Bereich hoher Dämpfung nimmt die Dämpfung jedoch gleichzeitig leicht ab. Im zweiten Bereich hoher Dämpfung steigt die Dämpfung durch das Einbringen von jeweils zwei Hohlraumunterteilungen signifikant an. Diese Beobachtung stützt sich aber aufgrund der beschriebenen Verschiebung aus dem Untersuchungsbereich hinaus lediglich auf die beiden ersten Kennfelder (vgl. Abbildung 6-78 a) und b)).

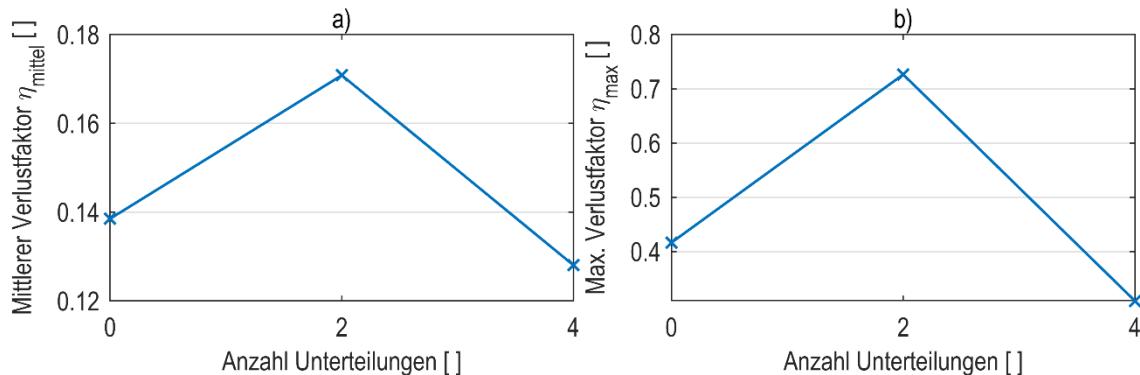


Abbildung 6-79: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K4 (in Richtung der u - und v -Achse)

Die statistischen Kennwerte unterstützen dieses Verhalten (vgl. Abbildung 6-79). Sowohl der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} als auch der maximale Verlustfaktor η_{max} zeigen den gleichen Verlauf über der Anzahl der Unterteilungen in die beiden Richtungen. Die größten Werte werden für jeweils zwei Unterteilungen erzielt. Eine weitere Erhöhung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen führt vielmehr zu den geringsten Werten der statistischen Kenngrößen. Hier kann aber wiederum der begrenzte Untersuchungsbereich die Ursache sein. Insgesamt liefert für den globalen Vergleich jedoch die mittlere untersuchte Hohlraumanzahl $n_u = n_v = 2$ das größte Potential zur Erhöhung der Dämpfung.

Im nächsten Schritt werden Hohlraumunterteilungen in Richtung der u - und w -Achse untersucht (Konfiguration K5). Hierbei liegen die Unterteilungen in Schwingrichtung und in Richtung der Erdbeschleunigung.

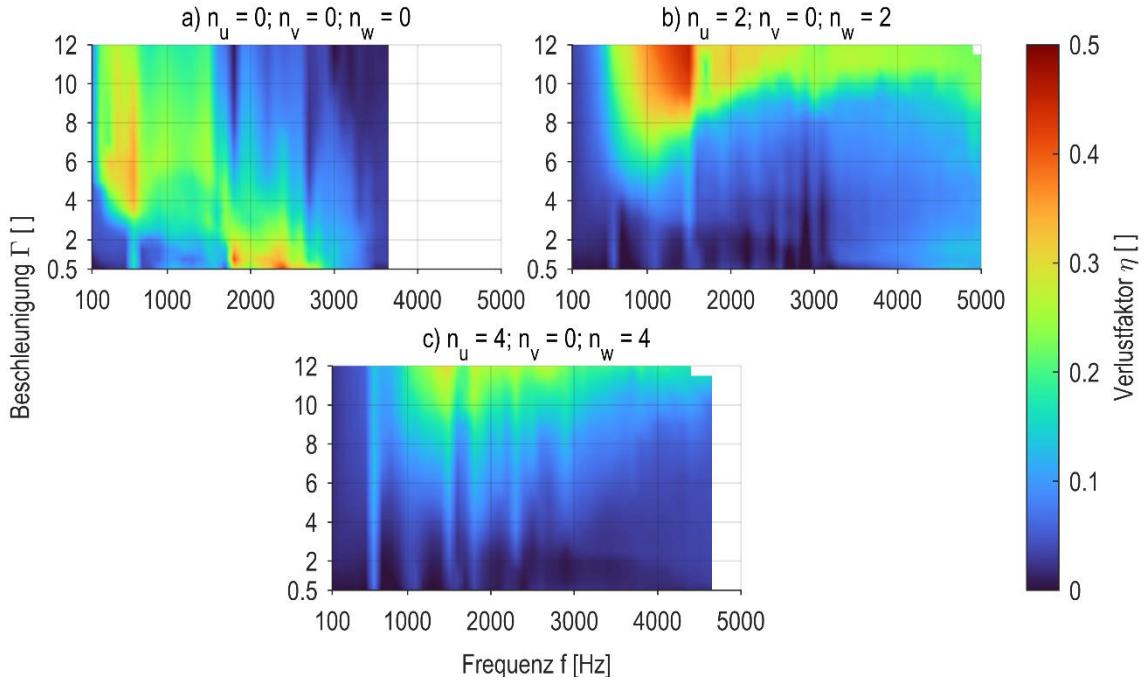


Abbildung 6-80: Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K5 (in Richtung der u - und w -Achse)

Abbildung 6-80 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η über dem Untersuchungsbereich. Hierfür zeigen sich nur für die Referenz ohne Hohlraumunterteilungen (Abbildung 6-80 a)) die typischen Bereiche hoher Dämpfung. Sind Hohlraumunterteilungen eingebracht, so resultiert dies in einem gänzlich anderen Dämpfungsverhalten. Hierfür liegen Dämpfungen nur am oberen Rand des Untersuchungsbereichs bei sehr hohen Beschleunigungen Γ vor. Dieser Bereich verschiebt sich mit steigender Anzahl an Unterteilungen weiter nach oben zu höheren Beschleunigungen.

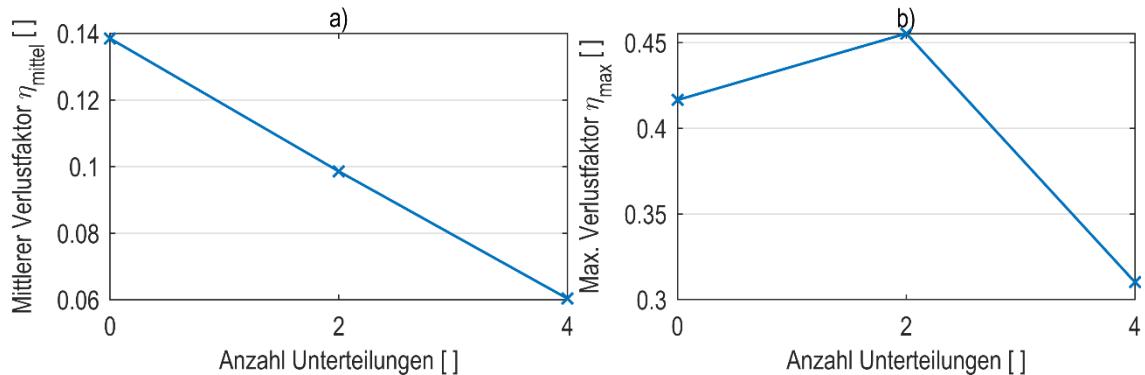


Abbildung 6-81: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K5 (in Richtung der u - und w -Achse)

Der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} nimmt über der Anzahl an Unterteilungen ab (vgl. Abbildung 6-81 a)). Dies resultiert aus dem sehr großen Bereich mit nur äußerst geringen Dämpfungen bei niedrigen Beschleunigungen $\Gamma < 8$ für die Prüfkörper mit Hohlraumunterteilungen. Der maximale Verlustfaktor η_{max} ist für zwei Unterteilungen je Richtung am größten (vgl. Abbildung 6-81 b)). Für mehr Hohlraumunterteilungen sinkt dieser Kennwert sehr stark ab. Diese Untersuchungen zeigen ein großes Potential in der Dämpfung von Schwingungen mit hoher Beschleunigung Γ .

Die letzten Untersuchungen zu Hohlraumunterteilungen in zwei Raumrichtungen werden für Unterteilungen in Richtung der v- und w-Achse vorgenommen (vgl. Konfiguration K6 Tabelle 6-6). Dies sind Unterteilungen quer zu der Schwingrichtung (horizontal) und in Richtung der Erdbeschleunigung. In Schwingrichtung liegen hier keine Unterteilungen vor.

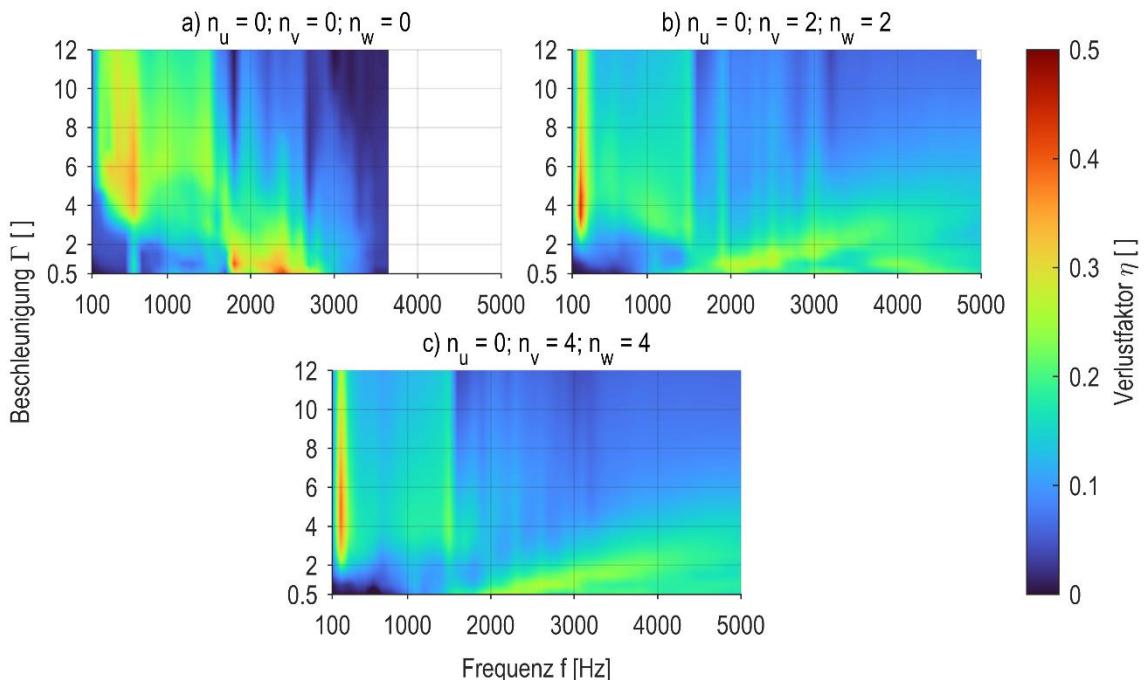


Abbildung 6-82: Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K6 (in Richtung der v- und w-Achse)

Abbildung 6-82 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η über dem Untersuchungsbereich für Hohlraumunterteilungen in Richtung der v- und w-Achse. Die Kennfelder erinnern sehr stark an die Kennfelder der Konfiguration K3 (vgl. Abbildung 6-76). Diese Konfiguration weist lediglich Hohlraumunterteilungen in Richtung der w-Achse auf. Der erste Bereich hoher Dämpfung (geringe Frequenz f und hohe Beschleunigung Γ) ist bei Hohlraumunterteilungen sehr schmal. Der zweite Bereich hoher Dämpfung ist für Hohlraumunterteilungen in die beiden beschriebenen Richtungen vergleichsweise groß, jedoch sind die Werte des Verlustfaktors hier eher geringer. Im Vergleich zu der Konfiguration K3 nimmt für die Konfiguration K6 die Dämpfung im ersten Bereich hoher Dämpfung nicht wesentlich zu. Eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung kann nur sehr geringfügig beobachtet werden.

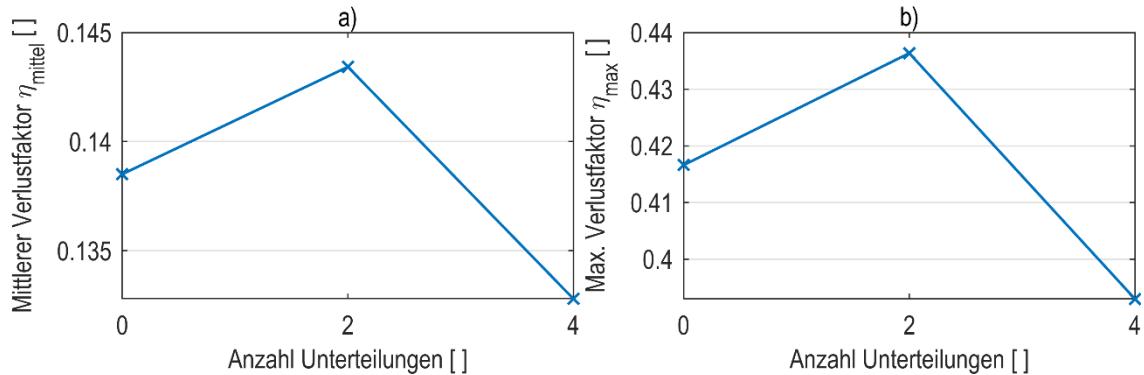


Abbildung 6-83: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K6 (in Richtung der v- und w-Achse)

Die statistischen Kennwerte zeigen nur wenig Abhängigkeit von der Anzahl an Unterteilungen bei dieser Konfiguration. Das Einbringen von Hohlraumunterteilungen quer zu der Schwingrichtung (horizontal und vertikal) birgt somit wenig Potential die Dämpfung insgesamt zu steigern. Lediglich die Bereiche der Dämpfung können hierdurch angepasst werden. Dabei ist die Anzahl der Unterteilungen nicht ausschlaggebend.

Als letzte Untersuchungen zu Hohlraumunterteilungen werden Hohlraumunterteilungen in alle drei Raumrichtungen (u-, v- und w-Achse) betrachtet. Dies entspricht Konfiguration K7. Hierdurch ergibt sich die größtmögliche Anzahl an einzelnen Hohlräumen. Für zwei Unterteilungen in alle drei Richtungen liegen 27 einzelne Hohlräume vor. Aus vier Unterteilungen in alle drei Richtungen resultieren 125 einzelne Hohlräume.

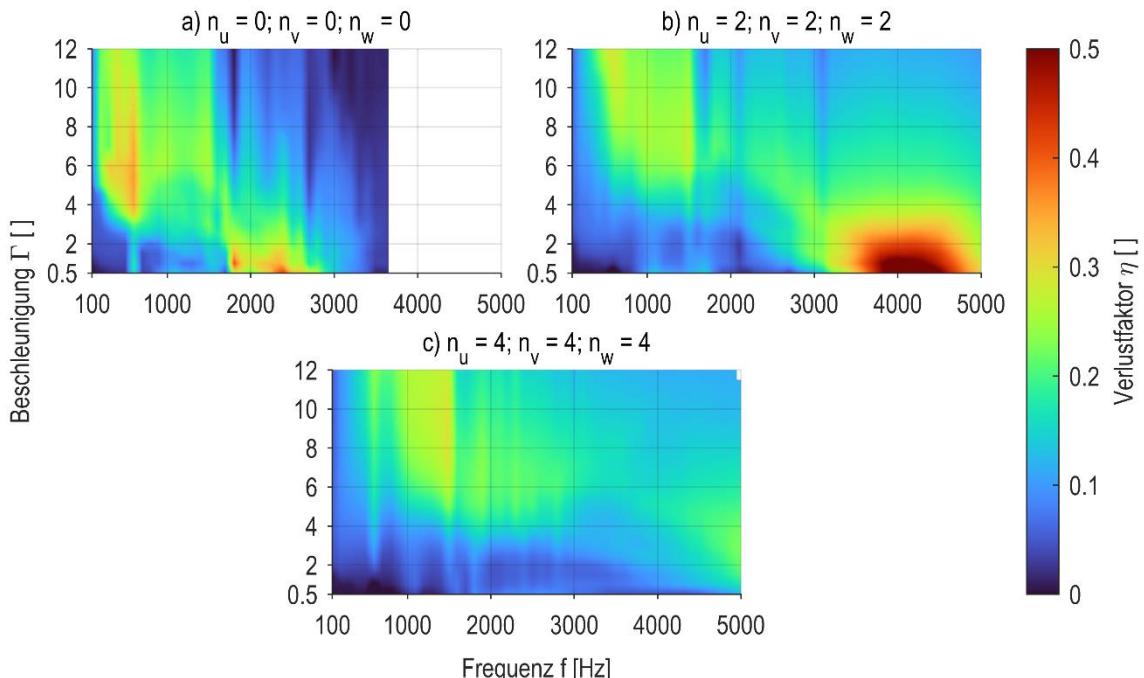


Abbildung 6-84: Kennfelder des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K7 (in alle drei Raumrichtungen u, v und w)

Abbildung 6-84 zeigt die Kennfelder des Verlustfaktors η über dem Untersuchungsbereich. Die Kennfelder ähneln dabei den Kennfeldern der Konfiguration K4 (Unterteilungen in Richtungen der u- und v-Achse). Die beiden typischen Bereiche hoher Dämpfung sind bis auf für die größte Anzahl an Hohlraumunterteilungen (Abbildung 6-84 c)) in den Kennfeldern erkennbar. Im ersten Bereich hoher Dämpfung (geringe Frequenz f und hohe Beschleunigung Γ) nimmt die Dämpfung mit steigender Anzahl an Unterteilungen ab. Der zweite Bereich hoher Dämpfungen (hohe Frequenz f und geringe Beschleunigung Γ) zeigt eine maximale Dämpfung für zwei Hohlraumunterteilungen je Richtung. Für vier Unterteilungen liegt dieser Bereich am Rand des Untersuchungsbereichs und zeigt eine eher mittlere Dämpfung.

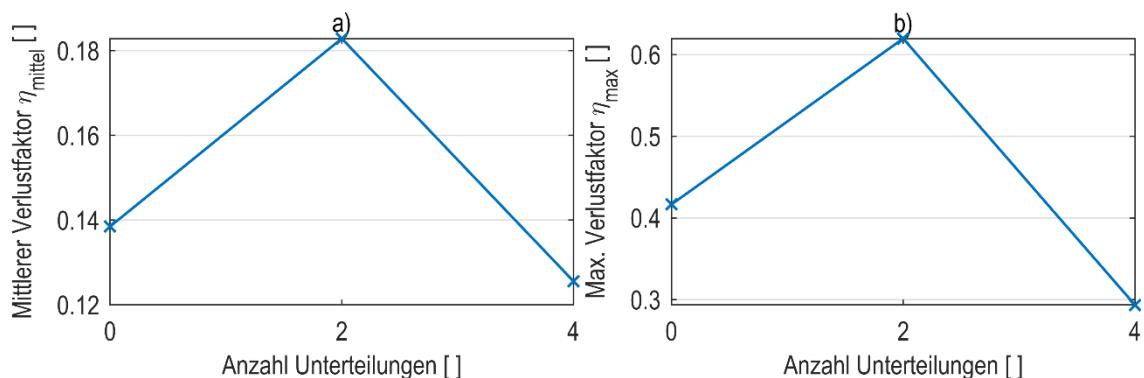


Abbildung 6-85: Statistische Kennwerte des Verlustfaktors η für Hohlraumunterteilungen der Konfiguration K7 (in alle drei Raumrichtungen u, v und w)

Die statistischen Kennwerte zeigen beide ein ähnliches Verhalten (vgl. Abbildung 6-85). Sowohl der mittlere Verlustfaktor η_{mittel} als auch der maximale Verlustfaktor η_{max} steigen über der Anzahl an Unterteilungen zunächst an, fallen dann jedoch wieder ab. Der maximale Wert wird dabei jeweils für zwei Unterteilungen erzielt. Das Minimum liegt für vier Unterteilungen vor.

Fazit

Übergreifend soll ein Fazit zu Hohlraumunterteilungen bei horizontaler Schwingungsanregung gezogen werden. Hierzu werden die statistischen Kennwerte aller Konfigurationen verglichen.

Abbildung 6-86 zeigt den Vergleich der statistischen Kennwerte mittlerer Verlustfaktor η_{mittel} und maximaler Verlustfaktor η_{max} für alle Hohlraumkonfigurationen bei horizontaler Anregung über der Anzahl an Hohlraumunterteilungen je Raumrichtung. Im mittleren Verlustfaktor η_{mittel} zeigen sich unterschiedliche Tendenzen über der Anzahl an Unterteilungen.

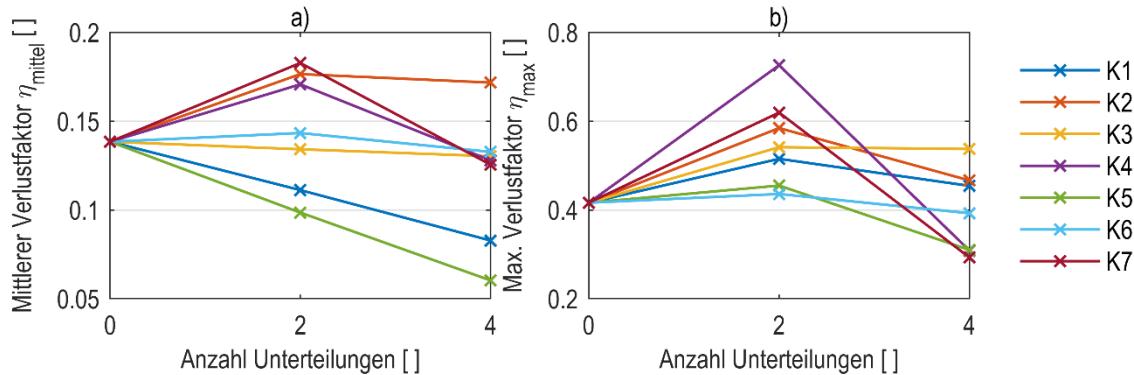


Abbildung 6-86: Statistische Kennwerte aller Konfigurationen bei horizontaler Anregung

Die beiden Konfigurationen K1 und K5 zeigen einen fallenden Trend. Sie weisen beide Unterteilungen in Richtung der u-Achse und somit in Schwingrichtung auf. Quer zu der Schwingrichtung in horizontaler Richtung liegen bei diesen Konfigurationen keine Unterteilungen.

Die Konfigurationen K3 und K6 zeigen keinen signifikanten Trend über der Anzahl an Unterteilungen. Diese beiden Konfigurationen sind durch Unterteilungen in Richtung der w-Achse gekennzeichnet. Diese liegen somit in Richtung der Erdbeschleunigung und reduzieren somit die zusammenhängende Partikelhöhe. Beide Konfigurationen besitzen keine Unterteilungen in Anregungsrichtung.

Die Konfigurationen K4 und K7 hingegen zeigen zunächst einen steigenden Trend. Dieser wechselt jedoch in der Mitte des Diagramms in einen fallenden Trend. Das Maximum im mittleren Verlustfaktor für diese beiden Konfigurationen liegt für zwei Hohlraumunterteilungen vor. Ohne und für vier Hohlraumunterteilungen liegen die Werte annähernd auf gleichem Niveau. Diese Konfigurationen besitzen Hohlraumunterteilungen in u- und v-Richtung.

Die Konfiguration K2 zeigt schließlich einen höheren mittleren Verlustfaktor η_{mittel} bei dem Vorhandensein von Hohlraumunterteilungen. Dieser ist dabei nicht abhängig von der Anzahl an Unterteilungen.

Einen positiven Effekt auf die mittlere Dämpfung bieten Hohlraumunterteilungen somit nur in den Konfigurationen K4, K7 und K2. Hierbei ist besonders die Konfiguration K2 hervorzuheben. Diese weist Unterteilungen nur quer zu der Schwingrichtung und quer zu der Richtung der Erdbeschleunigung auf. Hierdurch wird die mittlere Dämpfung im gesamten Untersuchungsbereich signifikant angehoben. Die Konfigurationen K4 und K7 weisen als Gemeinsamkeit Unterteilungen in Schwingrichtung und quer dazu (horizontal) auf. Diese Konfigurationen zeigen nur für die mittlere betrachtete Anzahl an Unterteilungen von zwei eine signifikante Steigerung des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} .

Der maximale Verlustfaktor η_{\max} (vgl. Abbildung 6-86 b)) zeigt eine Steigerung der maximalen Dämpfung besonders für einige Konfigurationen mit zwei Unterteilungen. Hier ist besonders die Konfiguration K4 zu erwähnen. Diese weist Hohlraumunterteilungen in Schwingrichtung (u-Achse) und horizontal quer dazu (v-Achse) auf. Der maximale Verlustfaktor beträgt hier $\eta_{\max} = 0,73$. Im Vergleich zu der Referenz ohne Unterteilungen ($\eta_{\max} = 0,42$) wird die maximale Dämpfung somit um den Faktor 1,74 gesteigert.

In absteigender Reihenfolge zeigen auch die Konfigurationen K7, K2, K3 und K1 eine Steigerung der maximalen Dämpfung für zwei Unterteilungen. Die Konfigurationen K5 und K6 zeigen keine signifikante Änderung in dem maximalen Verlustfaktor η_{\max} . Für vier Unterteilungen zeigt sich ein deutlich anderes Verhalten. Hier sind die maximalen Verlustfaktoren insgesamt geringer als für zwei Unterteilungen. Lediglich die Konfiguration K4 zeigt hier noch eine signifikante Steigerung der maximalen Dämpfung. Die Konfigurationen K2, K1 und K6 zeigen nur sehr geringe Änderungen in dem maximalen Verlustfaktor. Die Konfigurationen K4, K5 und K7 zeigen sogar eine deutliche Verschlechterung der maximalen Dämpfung.

6.3.2.8 Gitterstrukturen

Den Abschluss der Untersuchungen mit horizontaler Anregungsrichtung bilden wiederum Gitterstrukturen. Hierbei werden Untersuchungen mit der in Kapitel 6.3.1.8 beschriebenen Einheitszelle vorgenommen.

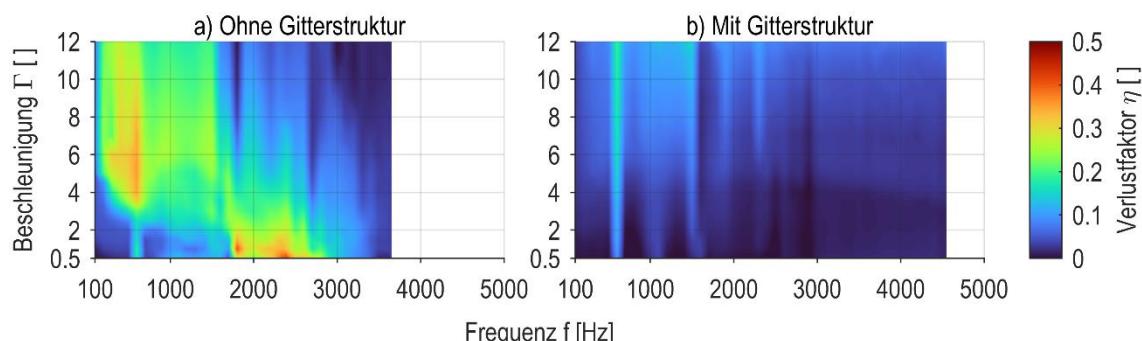


Abbildung 6-87: Vergleich der Kennfelder des Verlustfaktors η a) ohne und b) mit Gitterstruktur

Abbildung 6-87 zeigt in der Gegenüberstellung die Kennfelder ohne und mit Gitterstruktur im Hohlraum. Hierbei ist deutlich erkennbar, dass die Gitterstruktur zu einer signifikanten Reduzierung der Dämpfung im gesamten Untersuchungsbereich führt. Zudem ist die Beweglichkeit der Pulverpartikel so weit eingeschränkt, dass keine signifikante Dämpfung mehr erreicht wird. Dies untermauert die Entscheidung, im Rahmen dieser Arbeit die Untersuchungen zu Gitterstrukturen nicht weiter auszuweiten.

7 Interpretation der Ergebnisse und Ableiten von Konstruktionsregeln

In Kapitel 6.3 konnte anhand der Kennfelder der Verlustfaktoren und der dazugehörenden statistischen Kennwerte gezeigt werden, dass die Dämpfung des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers durch Anpassung der geometrischen Randbedingungen beeinflusst werden kann. Der Grad der Beeinflussbarkeit ist dabei für die unterschiedlichen Einflussfaktoren unterschiedlich ausgeprägt. Dabei sind zwei Zielstellungen zu unterscheiden.

Zum einen ist eine Anpassung an die auftretende Schwingung möglich. Hierbei wird der Bereich hoher Dämpfung durch Veränderung der geometrischen Randbedingungen über der Frequenz f und/oder der Beschleunigung Γ verschoben. Auf diese Weise kann eine größere Dämpfung in dem Anregungsbereich der vorliegenden Schwingung realisiert werden.

Zum anderen ist durch die Veränderung der geometrischen Randbedingungen eine Erhöhung der Dämpfung möglich. Hierbei können zwei untergeordnete Ziele erreicht werden. So kann die Dämpfung insgesamt angehoben werden. In den experimentellen Untersuchungen aus Kapitel 6.3 ist dies durch den mittlere Verlustfaktor η_{mittel} betrachtet worden.

Andererseits kann die maximale Dämpfung angehoben werden. Diese wurde in den Experimenten durch den maximalen Verlustfaktor η_{max} untersucht. In Verbindung mit der Verschiebung des Bereichs hoher Dämpfung über den Anregungsparametern ist durch die Erhöhung der maximalen Dämpfung eine sehr hohe, an die Schwingung angepasste Dämpfung möglich. Da so jedoch durch die geometrischen Randbedingungen zwei Zielstellungen gleichzeitig beachtet werden müssen, sind hierfür unterschiedliche Forderungen an die Geometrie des Hohlraums möglich.

Zusammenfassend werden die untersuchten geometrischen Einflussfaktoren hinsichtlich folgender vier Zielstellungen betrachtet:

- a) Erhöhung der globalen Dämpfung (mittlerer Verlustfaktor η_{mittel}),
- b) Erhöhung der maximalen Dämpfung (maximaler Verlustfaktor η_{max}),
- c) Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f ,
- d) Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ .

Dabei werden globale Trends der Einflussfaktoren berücksichtigt. So werden steigende Trends (\uparrow) oder fallende Trends (\downarrow) als Bewertung des Einflussfaktors hinsichtlich der Zielstellungen des mittleren und maximalen Verlustfaktors verwendet. Über den Anregungsparametern werden Verschiebungen des Bereichs hoher Dämpfungen zu höheren (\uparrow) oder niedrigeren (\downarrow) Werten bewertet. Nicht- signifikante Einflüsse auf die Dämpfung werden durch (-) gekennzeichnet. Dabei werden zunächst wieder vertikale und horizontale Schwingungen getrennt betrachtet.

Tabelle 7-1: Globale Trends der Einflussfaktoren hinsichtlich der vier Zielstellungen bei vertikalen Schwingungen

				η_{mittel}	η_{max}	f	Γ
V	Wür	Volumen	$V_P = V_H \uparrow$	\uparrow	\uparrow	\downarrow	\downarrow
V	Wür	Volumen	$V_P \downarrow; \beta_v \uparrow$	\uparrow	\uparrow	-	-
V	Wür	Volumen	$V_H \uparrow; \beta_v \uparrow$	\uparrow	\uparrow	\downarrow	\downarrow
V	Qua	Proportionen	$h_H \uparrow; A_E \downarrow$	-	-	\downarrow	-
V	Qua	Proportionen	$b_H \uparrow; h_H = t_H \downarrow$	\uparrow	\uparrow	\uparrow	-
V	Zyl	Proportionen; stehend	$d_H \downarrow; h_H \uparrow$	-	-	\downarrow	-
V	Zyl	Proportionen; liegend	$d_H \downarrow; l_H \uparrow$	-	-	\uparrow	-
V	Zyl	Orientierung		$li > st$	$st > li$	-	-
V	Zyl	Volumen	$V_P = V_H \uparrow$	\uparrow	-	-	-
V	Kug	Volumen	$V_P = V_H \uparrow$	\uparrow	-	\downarrow	\downarrow
V	Unt	K1 (w)	$n_w \uparrow$	\uparrow	\downarrow	\uparrow	-
V	Unt	K2 (u)	$n_u \text{ oder } n_v \uparrow$	\uparrow	\downarrow	\uparrow	\uparrow
V	Unt	K3 (u und v)	$n_u = n_v \uparrow$	\downarrow	\downarrow	\uparrow	\uparrow
V	Unt	K4 (u und w)	$n_u = n_w \uparrow$	\uparrow	\uparrow	\uparrow	\uparrow
V	Unt	K5 (u, v und w)	$n_u = n_v = n_w \uparrow$	-	\downarrow	\uparrow	\uparrow
V	Gitter			\downarrow	\downarrow	-	-

Bei vertikalen Schwingungen zeigen sich unterschiedliche Trends (vgl. Tabelle 7-1). Die Volumenparameter haben unabhängig von der Hohlraumform einen positiven Einfluss auf den mittleren Verlustfaktor η_{mittel} sowie auf den maximalen Verlustfaktor η_{max} bei würfelförmigen Hohlräumen. Zylinder und Quader zeigen hier nur vereinzelt einen positiven Effekt. Liegende Zylinder resultieren in einem größeren mittleren Verlustfaktor η_{mittel} , wohingegen stehende Zylinder einen größeren maximalen Verlustfaktor zur Folge haben. Hohlraumunterteilungen haben sowohl auf den mittleren als auch auf den maximalen Verlustfaktor unterschiedliche Einflüsse. Auffällig ist die Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung zu größeren Frequenzen f und zumeist zu höheren Beschleunigungen Γ durch das Einbringen von Hohlraumunterteilungen. Dabei ist die Konfiguration der Hohlraumunterteilungen nahezu irrelevant.

Tabelle 7-2: Globale Trends der Einflussfaktoren hinsichtlich der vier Zielstellungen bei horizontalen Schwingungen

				η_{mittel}	η_{max}	f	Γ
H	Würfel	Volumen	$V_P = V_H \uparrow$	\uparrow	\uparrow	\downarrow	-
H	Würfel	Volumen	$V_P \downarrow; \beta_v \uparrow$	\uparrow	\downarrow	\uparrow	-
H	Würfel	Volumen	$V_H \uparrow; \beta_v \uparrow$	\uparrow	\uparrow	-	-
H	Qua.	Proportionen	$b_H \uparrow; A_E \downarrow$	-	-	\downarrow	\downarrow
H	Qua.	Proportionen	$b_H = h_H \downarrow; t_H \uparrow$	\uparrow	\uparrow	-	-
H	Qua.	Proportionen	$b_H = t_H \downarrow; h_H \uparrow$	\uparrow	\uparrow	\uparrow	\uparrow
H	Zyl.	Proportionen; liegend (u)	$d_H \downarrow; l_H \uparrow$	-	-	\downarrow	\downarrow

H	Zyl.	Proportionen; liegend (v)	$d_H \downarrow; l_H \uparrow$	\downarrow	-	-	-
H	Zyl.	Proportionen; stehend (w)	$d_H \downarrow; h_H \uparrow$	\uparrow	-	\uparrow	\uparrow
H	Zyl.	Orientierung		-	-	-	-
H	Zyl.	Volumen	$V_P = V_H \uparrow$	\uparrow	\uparrow	-	-
H	Kugel	Volumen	$V_P = V_H \uparrow$	\uparrow	\uparrow	\downarrow	\downarrow
H	Unt.	K1 (u)	$n_u \uparrow$	\downarrow	-	\uparrow	\uparrow
H	Unt.	K2 (v)	$n_v \uparrow$	\uparrow	-	\uparrow	\uparrow
H	Unt.	K3 (w)	$n_w \uparrow$	-	\uparrow	\downarrow	\downarrow
H	Unt.	K4 (u und v)	$n_u = n_v \uparrow$	-	-	\uparrow	-
H	Unt.	K5 (u und w)	$n_u = n_w \uparrow$	\downarrow	\downarrow	\uparrow	\uparrow
H	Unt.	K6 (v und w)	$n_v = n_w \uparrow$	-	-	\downarrow	\downarrow
H	Unt.	K7 (u, v und w)	$n_u = n_v = n_w \uparrow$	-	-	\uparrow	\uparrow
H	Gitter			\downarrow	\downarrow	-	-

Auch für horizontale Schwingungen zeigen sich unterschiedliche Trends hinsichtlich der vier Zielstellungen (vgl. Tabelle 7-2). Die Volumenparameter zeigen auch hier vornehmlich einen positiven Effekt auf die mittlere und die maximale Dämpfung. Dabei ist ein großes Hohlraumvolumen V_H , ein geringes Primärvolumen V_P und ein großes Volumenverhältnis β_v vorteilhaft. Bei quader- und zylinderförmigen Hohlräumen zeigt sich hinsichtlich des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} ein übergreifender Trend. Mit steigender Ausdehnung in Richtung der Erdbeschleunigung (u) steigt der mittlere Verlustfaktor an. Dies ist unabhängig von der Form und der Orientierung der Hohlräume. Der Einfluss von Hohlraumunterteilungen auf die beiden Dämpfungsparameter ist geringer. Hier zeigen sich bei deutlich weniger Konfigurationen global beobachtbare Einflüsse auf die Kennwerte der Dämpfung. Hinsichtlich der Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung zeigen die Einflussfaktoren eher ein vergleichbares Verhalten. Resultiert ein Einflussfaktor in einer Verschiebung zu höheren Frequenzen f , so führt dies ebenfalls zu einer Verschiebung zu höheren Beschleunigungen Γ .

Übergreifend lassen sich positive Einflüsse der Volumenparameter auf die Dämpfung beobachten. Für beide untersuchten Anregungsrichtungen führen eine Vergrößerung des Hohlraumvolumens V_H , eine Verringerung des Primärvolumens V_P und eine Vergrößerung des Volumenverhältnisses β_v zu größeren Dämpfungen durch den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer. Das Hohlraumvolumen V_H kann dabei als der geeignetste Einflussfaktor zu der Beeinflussung der Dämpfung angesehen werden, da dieser direkt mit dem Partikeldämpfer zusammenhängt. Dahingegen ist die Reduzierung des Primärvolumens V_P eher eine generelle Forderung aus dem Leichtbau. Bauteilanforderungen hinsichtlich des Leichtbaus und damit verbundene schwingungsanfälliger Strukturen lassen sich somit effektiv durch den Einsatz direkt additiv gefertigter Partikeldämpfer unterstützen.

Die in Tabelle 7-1 und Tabelle 7-2 dargestellten Tendenzen der einzelnen Einflussfaktoren zu den vier möglichen Zielstellungen lassen sich ebenfalls als Konstruktionsregeln in Form von Steckbriefen darstellen. Im Rahmen der Konstruktionsrichtlinien sollen dabei keine

Konstruktionsregeln für die einzelnen Einflussfaktoren abgeleitet werden. Dabei können die Tendenzen in Tabelle 7-1 und Tabelle 7-2 verwendet werden. Vielmehr sollen globale Regeln zur Gestaltung formuliert werden. Hierzu werden die Einflussfaktoren in folgende Einflussfaktorgruppen zusammengeführt und betrachtet:

- Volumenparameter (Würfel, Zylinder, Kugel),
- Formparameter: Quader (Proportionen), Zylinder (Proportionen und Orientierung),
- Anzahlparameter: Hohlraumunterteilungen.

Diese werden dabei für alle vier Zielstellungen und für beide untersuchten Anregungsrichtungen betrachtet. Hieraus ergeben sich theoretisch 32 mögliche Konstruktionsregeln.

7.1 Konstruktionsregeln für vertikale Schwingungen

Zunächst werden die Konstruktionsregeln für direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer bei vertikaler Schwingrichtung abgeleitet.

7.1.1 Steigerung der globalen Dämpfung

Die globale Dämpfung spiegelt das Dämpfungsverhalten in den experimentellen Untersuchungen über dem gesamten Anregungsbereich wider. Sie kennzeichnet dabei eine breitbandige Dämpfung sowohl über dem betrachteten Frequenzbereich als auch über dem betrachteten Amplitudenbereich.

1.1.1 Steigerung der globalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Volumen	
Konstruktionsregel Zu der Steigerung der globalen Dämpfung sollten folgende Punkte beachtet werden: <ul style="list-style-type: none"> • Primärvolumen V_P verringern • Hohlraumvolumen V_H vergrößern • Volumenverhältnis β_V vergrößern 	Geometrie Würfel Zylinder Kugel	
Beschreibung Die allgemeine, globale Dämpfung wird erhöht, wenn im Verhältnis zu der Bauteilmasse eine große Anzahl an Partikeln und damit gleichzeitig eine hohe Partikelmasse vorhanden ist.		

Im Bereich der Volumenparameter erzeugen geringe Primärvolumen V_P , große Hohlraumvolumen V_H und große Volumenverhältnisse β_V eine große globale Dämpfung bei vertikaler Schwingrichtung. Für die konstruktive Umsetzung sind hier besonders die Vergrößerung von Hohlraumvolumen V_H und Volumenverhältnis β_V besonders interessant, da diese direkte Einflussfaktoren des Partikeldämpfers sind. Die Verringerung des Primärvolumens V_P ist in sehr vielen Fällen hingegen eine allgemeine Forderung des Leichtbaus.

1.1.2 Steigerung der globalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter	
Konstruktionsregel Eine hohe globale Dämpfung wird mit hoher Hohlraumbreite b_H und geringer Hohlraumtiefe t_H und -höhe h_H erzielt.		Geometrie Quader
Beschreibung Durch die geringe Hohlraumhöhe h_H liegen in Richtung der Erdbeschleunigung (w) weniger Partikelschichten übereinander. Hierdurch wird eine Bewegung der gesamten Partikelmasse über einen großen Frequenz- und Beschleunigungsbereich begünstigt.		

Bei quaderförmigen Hohlräumen unter vertikaler Schwingrichtung ergeben sich Vorteile für die globale Dämpfung aus einer geringen Hohlraumhöhe h_H und einer langen, schlanken Anregungsfläche A_E . Hierdurch wird der Druck in der Partikelmasse geringer und die Fluidisierung in einem größeren Anregungsbereich ist gewährleistet.

1.1.3 Steigerung der globalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter	
Konstruktionsregel Liegende Zylinder führen zu einer höheren globalen Dämpfung.		Geometrie Zylinder
Beschreibung Bei liegenden Zylindern liegen über der gekrümmten Anregungsfläche A_E unterschiedlich Partikelhöhen vor. Diese zeigen ein hohes Dämpfungsvermögen bei verschiedenen Anregungen.		

Für zylinderförmige Hohlräume ergibt sich bei vertikalen Schwingungen lediglich ein vorteilhafter Einfluss der Orientierung auf die globale Dämpfung. Liegende Zylinder rufen eine höhere globale Dämpfung hervor als stehende Zylinder. Durch die kreisförmige Querschnittsfläche in Schwingrichtung stehen Pulversäulen mit unterschiedlicher Höhe und dadurch mit unterschiedlichem Druck in der Partikelmasse zur Verfügung. Diese werden bei unterschiedlichen Anregungen fluidisiert und führen somit zu einem großen Bereich hoher Dämpfung.

1.1.4 Steigerung der globalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Hohlraumunterteilungen	
Konstruktionsregel Zur Steigerung der globalen Dämpfung sind die Anzahl an Hohlraumunterteilungen in folgende Richtungen zu erhöhen: <ul style="list-style-type: none"> • in Richtung der Erdbeschleunigung (w) • eine Richtung quer zu der Erdbeschleunigung (u oder v) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w) Zu vermeiden ist die Steigerung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen in: <ul style="list-style-type: none"> • beide Richtungen quer zu der Erdbeschleunigung (u und v) 		Geometrie Quader
Beschreibung Unterteilungen in Richtung der Erdbeschleunigung (w) führen zu geringeren einzelnen Hohlraumhöhen. In Einklang mit Konstruktionsregel 1.1.2 resultiert hieraus eine hohe globale Dämpfung. Das Vergrößern der Reibflächen zeigt hier einen negativen Effekt auf die globale Dämpfung.		

Hohlraumunterteilungen zeigen besonders in Richtung der Erdbeschleunigung einen positiven Effekt auf die globale Dämpfung vertikaler Schwingungen. Hierdurch wird die Hohlraumhöhe in den einzelnen Hohlräumen verringert. Dies führt zu einer besseren Beweglichkeit der Partikel über einem weiten Anregungsbereich.

7.1.2 Steigerung der maximalen Dämpfung

Die maximale Dämpfung spiegelt meist lediglich einen Punkt im Kennfeld wider. Die Steigerung der maximalen Dämpfung ist daher nur auf diesen einen Punkt bezogen und erlaubt keinerlei Rückschlüsse auf die gesamte Dämpfung. Durch die konstruktive Gestaltung der Hohlräume des Partikeldämpfers kann die Dämpfung aber über dem Anregungskennfeld verschoben werden. Dies ist speziell bei sehr diskreten Anregungen zielführend, sodass die Dämpfung größtmöglich nutzbar gemacht wird.

1.2.1 Steigerung der maximalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Volumenparameter	
Konstruktionsregel Zu der Steigerung der globalen Dämpfung sollten folgende Punkte beachtet werden: <ul style="list-style-type: none"> • Primärvolumen V_p verringern • Hohlraumvolumen V_H vergrößern • Volumenverhältnis β_v vergrößern 		Geometrie Würfel Quader Zylinder Kugel
Beschreibung Die maximale Dämpfung wird erhöht, wenn im Verhältnis zu der Bauteilmasse eine große Anzahl an Partikeln und damit gleichzeitig eine hohe Partikelmasse vorhanden ist.		

Äquivalent zu der globalen Dämpfung steigt auch die maximale Dämpfung bei vertikaler Schwingrichtung mit einem steigenden Volumenverhältnis β_v . Als Gestaltungsparameter des Partikeldämpfers ist an dieser Stelle erneut das Hohlraumvolumen V_H hervorzuheben.

1.2.2 Steigerung der maximalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter	
Konstruktionsregel Eine hohe maximale Dämpfung wird mit hoher Hohlraumbreite b_H und geringer Hohlraumtiefe t_H und -höhe h_H erzielt.		Geometrie Quader
Beschreibung Durch die geringe Hohlraumhöhe h_H liegen in Richtung der Erdbeschleunigung (w) weniger Partikelschichten übereinander. Hierdurch wird eine gleichmäßige Bewegung der gesamten Partikelmasse begünstigt.		

Die maximale Dämpfung bei vertikaler Schwingrichtung ist ebenfalls für quaderförmige Hohlräume mit geringer Hohlraumhöhe h_H und schlanker, langer Anregungsfläche A_E höher. Hier erfolgt eine gleichmäßige Anregung aller Partikel durch weniger Partikel übereinander.

1.2.3 Steigerung der maximalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter	
Konstruktionsregel Stehende Zylinder führen zu einer höheren maximalen Dämpfung.		Geometrie Zylinder
Beschreibung Im Vergleich zu liegenden Zylindern sind die Pulversäulen über der gesamten Anregungsfläche gleich groß. Dies führt zu einer größeren maximalen Dämpfung in einzelnen Anregungspunkten, als bei liegenden Zylindern.		

Im Gegensatz zu der Steigerung der globalen Dämpfung ist die maximale Dämpfung bei zylinderförmigen Hohlräumen in vertikaler Schwingrichtung durch stehende Zylinder höher. Hierbei sind die Pulversäulen (in Richtung der Erdbeschleunigung übereinanderliegende Pulverpartikel) über der Anregungsfläche A_E alle gleich hoch. Dies führt zu einem gleichmäßigen Druck im Pulverbett über der gesamten Anregungsfläche A_E und hierdurch zu einer Bewegung aller Partikel bei einer Anregung.

1.2.4 Steigerung der maximalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Hohlraumunterteilungen	
Konstruktionsregel Zur Steigerung der maximalen Dämpfung sind die Anzahl an Hohlraumunterteilungen in folgende Richtungen zu erhöhen: <ul style="list-style-type: none"> • eine Richtung quer zu der Erdbeschleunigung (u oder v) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w) Zu vermeiden ist die Steigerung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen in: <ul style="list-style-type: none"> • Richtung der Erdbeschleunigung (w) • eine Richtung quer zu der Erdbeschleunigung (u oder v) • beide Richtungen quer zu der Erdbeschleunigung (u und v) • beide Richtungen quer zu der Erdbeschleunigung (u und v) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w) 	Geometrie Quader	
Beschreibung Auf die maximale Dämpfung zeigen Hohlraumunterteilungen zumeist einen negativen Effekt. Sie unterteilen die Pulvermasse und führen so zu weniger übergreifender Interaktionen der Partikel.		

Die maximale Dämpfung wird durch Hohlraumunterteilungen meist herabgesetzt. Dies spricht für eine große zusammenhängende Partikelmasse, um die maximale Dämpfung zu erhöhen. Lediglich für Hohlraumunterteilungen in Richtung der Erdbeschleunigung und in eine Richtung quer dazu zeigt sich ein positiver Effekt auf die maximale Dämpfung.

7.1.3 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f

Um die Dämpfung an die Anregungsbedingungen anzupassen, ist eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung durch Veränderung der geometrischen Gestalt der Hohlräume möglich. In diesem Kapitel werden zunächst Konstruktionsregeln für das Verschieben der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f betrachtet.

1.3.1 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Volumenparameter	
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Frequenzen f: • Hohlraumvolumen V_H verringern • Volumenverhältnis β_V verringern Verschiebung zu niedrigeren Frequenzen f: • vice versa		Geometrie Würfel Quader Zylinder Kugel
Beschreibung Größere Hohlraumvolumen führen aufgrund größerer Partikelmasse zu einer Ver- ringerung der Eigenfrequenz der Partikelmasse.		

Aufgrund der höheren Masse an Partikeln bei größeren Hohlräumen ist die Eigenfrequenz des gesamten Partikelvolumens höher, sodass die Fluidisierung der Partikel erst bei höheren Frequenzen einsetzt.

1.3.2 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter	
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Frequenzen f: • Erhöhung der Hohlraumbreite b_H und Verringerung der Hohlraumtiefe t_H und - höhe h_H Verschiebung zu niedrigeren Frequenzen f: • vice versa		Geometrie Quader
Beschreibung Geringe Hohlraumhöhen h_H (Ausdehnung in Schwingrichtung) verschieben die Frequenzen hoher Dämpfung durch die geringere Wellenlänge in Schwingrichtung nach oben.		

Durch die Schwingungen bilden sich in Schwingrichtung Wellen im Pulverbett aus. Die Frequenz dieser Wellen ist maßgeblich durch die Ausdehnung in Schwingrichtung bestimmt. Mit geringerer Ausdehnung in Schwingrichtung reduziert sich die Eigenfrequenz der Partikelmasse. In dieser Eigenfrequenz ist die Bewegung der Partikel besonders groß. Hieraus resultieren dann hohe Dämpfungen.

1.3.3 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f		
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter	
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Frequenzen f: • liegende Zylinder: Verringerung des Hohlraumdurchmessers d_H und Vergrößerung der Hohlraumlänge l_H • stehende Zylinder: Vergrößerung des Hohlraumdurchmessers d_H und Verringerung der Hohlraumhöhe h_H Verschiebung zu niedrigeren Frequenzen f: • vice versa		Geometrie Zylinder
Beschreibung Geringe Ausdehnungen in Schwingrichtung verschieben die Frequenzen hoher Dämpfung durch die geringere Wellenlänge in Schwingrichtung nach oben.		

Für zylinderförmige Hohlräume bestätigt sich das bei Quadern gezeichnete Bild: Mit geringerer Ausdehnung in Schwingrichtung verschieben sich die Bereiche hoher Dämpfung zu höheren Frequenzen.

1.3.4 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f	
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Hohlräumunterteilungen
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Frequenzen f : <ul style="list-style-type: none"> Erhöhung der Anzahl an Hohlräumunterteilungen in alle drei Raumrichtungen Verschiebung zu niedrigeren Frequenzen f : <ul style="list-style-type: none"> vice versa 	Geometrie Quader
Beschreibung Durch viele Hohlräumunterteilungen resultieren viele einzelne Pulvermassen, die ihre maximale Beweglichkeit und somit Dämpfung bei höheren Frequenzen haben.	

Hohlräumunterteilungen verkleinern die einzelnen, zusammenhängenden Partikelmassen. Hierdurch steigt die Eigenfrequenz der Partikelmasse ebenfalls, sodass die Bereiche hoher Dämpfung zu höheren Frequenzen verschoben werden.

7.1.4 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ

Neben der Anpassung der Dämpfung an die auftretenden Schwingungen durch die Frequenz f ist durch die geometrische Gestaltung der Hohlräume ebenfalls eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ möglich.

1.4.1 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ	
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Volumenparameter
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Frequenzen f : <ul style="list-style-type: none"> Hohlräumvolumen V_H vergrößern Verschiebung zu niedrigeren Frequenzen f : <ul style="list-style-type: none"> vice versa 	Geometrie Würfel Quader Zylinder Kugel
Beschreibung Größere Partikelvolumen werden erst bei höheren Beschleunigungen fluidisiert.	

Ein größeres Partikelvolumen V_H benötigt mehr Energie um zu fluidisieren. Dies wird unter anderem durch höhere Beschleunigungen Γ erreicht. Folglich resultieren höhere Partikelvolumen in höheren notwendigen Beschleunigungen für eine hohe Dämpfung.

1.4.2 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ	
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter
Konstruktionsregel Keine Konstruktionsregel ableitbar.	Geometrie Quader
Beschreibung -	

1.4.3 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ	
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter
Konstruktionsregel Keine Konstruktionsregel ableitbar.	Geometrie Zylinder
Beschreibung -	

Für die Formparameter quader- und zylinderförmiger Hohlräume lassen sich keine Konstruktionsregeln ableiten. Hier war eine Beobachtung allgemeingültiger Zusammenhänge in den experimentellen Untersuchungen nicht möglich.

1.4.4 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ	
Schwingrichtung: Vertikal	Einflussfaktorgruppe: Hohlräumunterteilungen
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Beschleunigungen Γ durch Vergrößerung der Anzahl an Hohlräumunterteilungen in folgende Richtungen: <ul style="list-style-type: none"> • eine Richtung quer zu der Erdbeschleunigung (u oder v) • beide Richtungen quer zu der Erdbeschleunigungen (u und v) • eine Richtung quer zu der Erdbeschleunigung (u oder v) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w) • beide Richtungen quer zu der Erdbeschleunigung (u und v) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w) Verschiebung zu niedrigeren Beschleunigungen Γ : <ul style="list-style-type: none"> • vice versa 	Geometrie Quader
Beschreibung Hohlräumunterteilungen quer zu der Erdbeschleunigung (u und v) erhöhen die Reibfläche und benötigen größere Anregungen um die Partikelmasse zu fluidisieren.	

Hohlräumunterteilungen quer zu der Erdbeschleunigung und der Schwingrichtung erhöhen die Reibfläche, an der die Partikelmasse durch Reibung Energie dissipiert. Die größere Reibfläche macht eine stärkere Anregung notwendig, um die Partikelmasse zu fluidisieren. Hierdurch liegen die Bereiche hoher Dämpfung durch Erhöhung der Hohlräumunterteilungen quer zu der Erdbeschleunigung bei höheren Beschleunigungen Γ .

7.2 Konstruktionsregeln für horizontale Schwingungen

Im Folgenden sollen Konstruktionsregeln für direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer bei horizontalen Schwingungen aufgelistet werden. Hierbei liegt die Schwingrichtung quer zu der Erdbeschleunigung.

7.2.1 Steigerung der globalen Dämpfung

Zunächst erfolgt die Betrachtung der Einflussfaktoren hinsichtlich der Steigerung der globalen Dämpfung.

2.1.1 Steigerung der globalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Volumenparameter	
Konstruktionsregel Zu der Steigerung der globalen Dämpfung sollten folgende Punkte beachtet werden: <ul style="list-style-type: none"> Primärvolumen V_P verringern Hohlraumvolumen V_H vergrößern Volumenverhältnis β_V vergrößern 		Geometrie Würfel Quader Zylinder Kugel
Beschreibung Die allgemeine, globale Dämpfung wird erhöht, wenn im Verhältnis zu der Bauteilmasse eine große Anzahl an Partikeln und damit gleichzeitig eine hohe Partikelmasse vorhanden sind.		

Wie bei vertikalen Schwingungen, führen geringe Primärvolumen V_P , große Hohlraumvolumen V_H oder anders ausgedrückt große Volumenverhältnisse β_V bei horizontaler Schwingrichtung zu hohen globalen Dämpfungen. Die große Anzahl an Partikeln bei großem Hohlraumvolumen V_H erzeugt viele Kontaktstellen für die Reibung zwischen den Partikeln. Zudem wird der Energieaustausch zwischen dem Bauteil und den Partikeln durch die gleichzeitig steigende Partikelmasse begünstigt.

2.1.2 Steigerung der globalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter	
Konstruktionsregel Eine hohe globale Dämpfung wird erzielt mit: <ul style="list-style-type: none"> hoher Hohlraumtiefe t_H und geringer Hohlraumbreite b_H und -höhe h_H hoher Hohlraumhöhe h_H und geringer Hohlraumbreite b_H und -tiefe t_H 		Geometrie Quader
Beschreibung Geringe Ausdehnungen in Schwingrichtung (u) führen zu einer besseren Fluidisierbarkeit der Partikel.		

Durch geringe Ausdehnungen in Schwingrichtung (u) ergeben sich für horizontale Schwingungen größere globale Dämpfungen. In Schwingrichtung liegen weniger Partikel hintereinander, sodass die Anregung der Partikel durch die Schwingung des Primärsystems leichter erfolgen kann. Hierdurch steigt die Dämpfung in einem großen Frequenz- und Beschleunigungsbereich.

2.1.3 Steigerung der globalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter	
<p>Konstruktionsregel Eine hohe globale Dämpfung wird erzielt:</p> <ul style="list-style-type: none"> liegende Zylinder mit der Zylinderachse quer zu der Schwingrichtung (v): mit hohem Hohlraumdurchmesser d_H und geringer Hohlraumlänge l_H stehende Zylinder mit der Zylinderachse parallel zu der Richtung der Erdbeschleunigung (w): mit hoher Hohlraumhöhe h_H und geringem Hohlraumdurchmesser d_H <p>Vermieden werden sollten Zylinder mit der Zylinderachse in Schwingrichtung. Dies zeigt keinen positiven Einfluss auf die globale Dämpfung.</p>		<p>Geometrie Zylinder</p>
<p>Beschreibung Eine große Hohlraumabmessung in Richtung der Erdbeschleunigung und geringe Hohlraumabmessung quer zu der Schwingrichtung führen zu einem verteilten Druck in der Pulvermasse über der Hohlraumhöhe. Dies resultiert in einer unterschiedlichen Fluidisierbarkeit über dem Anregungsbereich. Zylinder mit der Zylinderachse parallel zu der Schwingrichtung zeigen keinen Effekt auf die globale Dämpfung.</p>		

Größere Hohlraumausdehnungen in Richtung der Erdbeschleunigung resultieren in einer größeren Anzahl an Partikeln übereinander. Dies führt zu einem größeren Druck in der Partikelmasse über der Hohlraumhöhe. Hierdurch fluidisiert die Partikelmasse bei unterschiedlichen Anregungen und zeigt somit eine größere globale Dämpfung. Untersuchungen mit zylinderförmigen Hohlräumen, deren Zylinderachse parallel zu der Schwingrichtung liegen, zeigen keinen Einfluss auf die globale Dämpfung. Die gekrümmten Flächen des Zylinders in Schwingrichtung und damit gleichzeitig in Bewegungsrichtung der Partikel haben bei horizontalen Schwingungen somit einen deutlichen Einfluss.

2.1.4 Steigerung der globalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Hohlraumunterteilungen	
<p>Konstruktionsregel Zur Steigerung der globalen Dämpfung sind die Anzahl an Hohlraumunterteilungen in folgende Richtungen zu erhöhen:</p> <ul style="list-style-type: none"> quer zu der Schwingrichtung (v) <p>Zu vermeiden ist die Steigerung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen in:</p> <ul style="list-style-type: none"> in Schwingrichtung (u) in Schwingrichtung (u) und die Richtung der Erdbeschleunigung (w) 		<p>Geometrie Quader</p>
<p>Beschreibung Unterteilungen quer zu der Schwingrichtung (v) vergrößern die Reibfläche des Pulvers signifikant. Hierdurch wird die globale Dämpfung erhöht. Unterteilungen in Schwingrichtung (u) verringern die Ausdehnung in diese Richtung zu stark.</p>		

Bei horizontaler Schwingrichtung liefern Hohlraumunterteilungen nur wenig positiven Einfluss auf die globale Dämpfung. Lediglich durch Erhöhung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen quer zu der Schwingrichtung kann die globale Dämpfung gesteigert werden. In Schwingrichtung eingebrachte Hohlraumunterteilungen senken hingegen die globale Dämpfung.

7.2.2 Steigerung der maximalen Dämpfung

Im Folgenden werden die Konstruktionsregeln für horizontale Schwingungen gegeben, die in einer Steigerung der maximalen Dämpfung resultieren. Wie bei den vertikalen Schwingungen, ist auch hier der punktförmige Charakter dieses Wertes über dem Anregungskennfeld zu berücksichtigen.

2.2.1 Steigerung der maximalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Volumenparameter	
Konstruktionsregel Zu der Steigerung der maximalen Dämpfung ist das Hohlraumvolumen V_H zu vergrößern.		Geometrie Würfel Quader Zylinder Kugel
Beschreibung Viele Partikel mit einer insgesamt großen Partikelmasse erzeugen einen höheren Momentaustausch zwischen der Partikelmasse und dem Bauteil.		

Bei horizontalen Schwingungen zeigt nur eine Vergrößerung des Hohlraumvolumens V_H einen positiven Einfluss auf die maximale Dämpfung. Eine Verringerung des Primärvolumens oder generell eine Vergrößerung des Volumenfaktors β_V zeigen keinen Einfluss auf die maximale Dämpfung. Ein größeres Hohlraumvolumen bedingt eine größere Anzahl an Partikeln im Dämpfer. Hierdurch erhöht sich zeitgleich die Anzahl an Dissipationsstellen und somit die Dämpfung. Speziell die maximale Dämpfung ist hierdurch anpassbar.

2.2.2 Steigerung der maximalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter	
Konstruktionsregel Eine hohe maximale Dämpfung wird erzielt mit: <ul style="list-style-type: none"> hoher Hohlraumtiefe t_H und geringer Hohlraumbreite b_H und -höhe h_H hoher Hohlraumhöhe h_H und geringer Hohlraumbreite b_H und -tiefe t_H 		Geometrie Quader
Beschreibung Geringe Ausdehnungen in Schwingrichtung (u) führen zu einer besseren Fluidisierbarkeit der Partikel.		

Wenige Partikelschichten in Schwingrichtung resultieren in einer besseren Fluidisierbarkeit für einen einzelnen Anregungspunkt. Dies führt zu einer Steigerung der maximalen Dämpfung.

2.2.3 Steigerung der maximalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter	
Konstruktionsregel Es ist keine Konstruktionsregel zur Erhöhung der maximalen Dämpfung ableitbar. Zu vermeiden sind liegende Zylinder quer zu der Schwingrichtung.		Geometrie Zylinder
Beschreibung -		

Schwingungen in die Krümmung des Zylinders hinein lassen das Pulver nicht vollständig fluidisieren, sodass hier eine geringere maximale Dämpfung erzielt wird. Dies ist in der Gestaltung von direkt additiv gefertigten Partikeldämpfern zu vermeiden. Die Ausdehnungen des Hohlraums sind an dieser Stelle nicht von Belangen.

2.2.4 Steigerung der maximalen Dämpfung		
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Hohlraumunterteilungen	
Konstruktionsregel Zur Steigerung der maximalen Dämpfung sind die Anzahl an Hohlraumunterteilungen in folgende Richtungen zu erhöhen: <ul style="list-style-type: none"> in Richtung der Erdbeschleunigung (w) Zu Vermeiden ist die Steigerung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen in: <ul style="list-style-type: none"> in Schwingrichtung (u) und die Richtung der Erdbeschleunigung (w) 		Geometrie Quader
Beschreibung Das Unterteilen des Hohlraums in Richtung der Erdbeschleunigung führt zu geringerem Druck in der Partikelmasse. Durch die einfachere und gleichmäßige Fluidisierbarkeit wird die maximale Dämpfung gesteigert.		

Die Unterteilung des Hohlraums in Richtung der Erdbeschleunigung reduziert den Druck in der Partikelsäule. Geringerer Druck in der Partikelsäule resultiert in einer besseren Fluidisierbarkeit und dadurch in einer Steigerung der maximalen Dämpfung. Eine gleichzeitige Erhöhung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen in Schwingrichtung wirkt sich jedoch kontraproduktiv aus.

7.2.3 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f

Im Folgenden werden die Konstruktionsregeln für die Gestaltung des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers hinsichtlich der Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f beschrieben.

2.3.1 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f		
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Volumen	
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Frequenzen f: <ul style="list-style-type: none"> Primärvolumen V_P verringern Verschiebung zu niedrigeren Frequenzen f: <ul style="list-style-type: none"> vice versa 		Geometrie Würfel Quader Zylinder Kugel
Beschreibung Durch die Verringerung des Primärvolumen V_P wird die Eigenfrequenz des Bauteils erhöht.		

Bei horizontalen Schwingrichtungen beeinflusst lediglich das Primärvolumen V_P die Verschiebung des Bereichs hoher Dämpfung über der Frequenz f. Durch Verringerung des Primärvolumens V_P wird die Eigenfrequenz des Bauteils vergrößert und dadurch der Bereich hoher Dämpfung hin zu größeren Frequenzen f verschoben. Dies gilt umgekehrt auch für die Vergrößerung des Primärvolumens V_P .

2.3.2 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f	
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Frequenzen f: • Verringerung der Hohlraumbreite b_H (Ausdehnung in Schwingrichtung) Verschiebung zu niedrigeren Frequenzen f: • vice versa	Geometrie Quader
Beschreibung Eine geringere Ausdehnung in Schwingrichtung führt zu einer höheren Eigenfrequenz der Partikelmasse in Schwingrichtung. Dies verschiebt den Bereich hoher Dämpfung zu höheren Frequenzen f.	

Für quaderförmige Hohlräume verschieben geringe Ausdehnungen in Schwingrichtung (Hohlraumbreite b_H) bei gleichbleibenden Volumenparametern die Bereiche hoher Dämpfung hin zu hohen Frequenzen und umgekehrt. Entscheidend ist hier die Eigenfrequenz der Partikelmasse. Für geringere Ausdehnungen der Partikelmasse in Schwingrichtung ist diese Eigenfrequenz höher. Für größere Ausdehnung in Schwingrichtung ist die Eigenfrequenz geringer. In diesen Eigenfrequenzen ist die Bewegung der Partikel und damit die Energiedissipation am größten.

2.3.3 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f	
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Frequenzen f: • Stehende Zylinder (w): Verringerung des Hohlraumdurchmessers d_H und Vergrößerung der Hohlraumhöhe h_H • Liegende Zylinder (u): Vergrößerung des Hohlraumdurchmessers d_H und Verringerung der Hohlraumlänge l_H Verschiebung zu niedrigeren Frequenzen f: • vice versa	Geometrie Zylinder
Beschreibung Vgl. Konstruktionsregel 2.3.2.	

Für zylinderförmige Hohlräume gilt gleiches wie für quaderförmige Hohlräume (vgl. Konstruktionsregel 2.3.2). Die Eigenfrequenz der Partikelmasse ist entscheidend für die Verschiebung des Bereichs hoher Dämpfung über der Frequenz f.

2.3.4 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f		
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Hohlraumunterteilungen	Geometrie
<p>Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Frequenzen f durch Vergrößerung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen in folgende Richtungen: • quer zu der Erdbeschleunigung und in Schwingrichtung (u) • quer zu der Erdbeschleunigung und quer zu der Schwingrichtung (v) • beide Richtungen quer zu der Erdbeschleunigung (u und v) • in Schwingrichtung (u) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w) • in alle drei Raumrichtungen (u, v, w)</p> <p>Verschiebung zu niedrigeren Frequenzen f durch Vergrößerung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen in folgende Richtungen: • in Richtung der Erdbeschleunigung (w) • die Richtung quer zu der Schwingrichtung (v) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w)</p>		Quader
<p>Beschreibung Hohlraumunterteilungen verringern die Ausdehnung der zusammenhängenden Partikelmasse in die jeweiligen Richtungen. Hohlraumunterteilungen in Schwingrichtung (u) reduzieren somit die Ausdehnung in ebendiese Richtung und erhöhen hierdurch die Eigenfrequenz der einzelnen Pulvermassen (vgl. Konstruktionsregel 2.3.2). Gleiches gilt für Unterteilungen quer zu der Schwingrichtung (v). Hohlraumunterteilungen in Richtung der Erdbeschleunigung (w) verringern hingegen die Eigenfrequenz in der Partikelmasse.</p>		

Hohlraumunterteilungen haben bei horizontalen Schwingungen einen starken Einfluss auf die Lage der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f. Sie beeinflussen in starkem Maße die Eigenfrequenzen der Partikelmasse und verschieben die Dämpfung so über der Frequenz. Hohlraumunterteilungen in Schwingrichtung (u) reduzieren dabei die Ausdehnung der zusammenhängenden Partikelmasse. Dies erhöht die Eigenfrequenz der Partikelmasse, wodurch der Bereich hoher Dämpfung zu höheren Frequenzen verschoben wird (vgl. Konstruktionsregel 2.3.2).

Dies wird ebenfalls, wenn auch in geringerem Maß, durch Hohlraumunterteilungen quer zu der Schwingrichtung (v) erreicht. Die Erhöhung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen in Richtung der Erdbeschleunigung (w) führt hingegen zu einer Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung hin zu geringeren Frequenzen f. Durch Reduzierung des gewichtskraftbedingten Drucks in der Partikelmasse wird hier die Eigenfrequenz der Partikelmasse herabgesetzt.

Besonders interessant erscheinen hier die Kombinationen der Hohlraumunterteilungen. Dominant hinsichtlich der Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f sind Hohlraumunterteilungen in Schwingrichtung (u). Diese führen immer zu einer Verschiebung zu höheren Frequenzen. Hohlraumunterteilungen in Richtung der Erdbeschleunigung sind weniger dominant. Sie zeigen keinen Einfluss, wenn gleichzeitig Hohlraumunterteilungen in Schwingrichtung vorliegen. Den geringsten Einfluss haben horizontale Hohlraumunterteilungen quer zu der Schwingrichtung (v). Diese resultieren lediglich in einer Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f wenn keine anderen Hohlraumunterteilungen vorliegen.

7.2.4 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ

Nachfolgend werden die Konstruktionsregeln für horizontale Schwingungen dargestellt, die eine Beeinflussung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ ermöglichen.

2.4.1 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ	
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Volumen
Konstruktionsregel Keine Konstruktionsregel ableitbar.	Geometrie Würfel Quader Zylinder Kugel
Beschreibung -	

Im Gegensatz zu vertikalen Schwingungen ist für horizontale Schwingungen keine Konstruktionsregel für die Volumenparameter ableitbar, die zu einer Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ führt.

2.4.2 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ	
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Beschleunigungen Γ : • Hohlräumbreite b_H verringern und Hohlräumhöhe h_H erhöhen Verschiebung zu niedrigeren Beschleunigungen Γ : • vice versa	Geometrie Quader
Beschreibung Die Erhöhung der Ausdehnung in Richtung der Erdbeschleunigung führt zu mehr Partikeln übereinander und einem höheren Druck in der Partikelmasse. Um diese alle in Bewegung zu versetzen sind höhere Beschleunigungen Γ notwendig.	

Durch die Vergrößerung der Hohlräumhöhe h_H (Ausdehnung in Richtung der Erdbeschleunigung) liegen mehr Partikel im Hohlräum übereinander. Hierdurch steigt der Druck in der Partikelmasse an und die Fluidisierung erfordert eine höhere Energie. Sie wird erst bei höheren Beschleunigungen bereitgestellt, sodass sich die Bereiche hoher Dämpfung hin zu diesen verschieben.

2.4.3 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ	
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Formparameter
Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Beschleunigungen Γ : • Stehende Zylinder (w): Verringerung des Hohlräumdurchmessers d_H und Vergrößerung der Hohlräumhöhe h_H • Liegenden Zylinder (u): Vergrößerung des Hohlräumdurchmessers d_H und Verringerung der Hohlräumlänge l_H Verschiebung zu niedrigeren Beschleunigungen Γ : • vice versa	Geometrie Zylinder
Beschreibung Vgl. Konstruktionsregel 2.4.2	

Äquivalent zu den Formparametern quaderförmiger Hohlräume zeigen auch zylindrische Hohlräume eine Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung zu höheren Beschleunigungen bei Vergrößerung der Hohlraumhöhe h_H (Ausdehnung in Richtung der Erdbeschleunigung). Liegende Zylinder quer zu der Schwingrichtung (v) zeigen keinen signifikanten Einfluss auf die Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ .

2.4.4 Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ	
Schwingrichtung: Horizontal	Einflussfaktorgruppe: Hohlraumunterteilungen
<p>Konstruktionsregel Verschiebung zu höheren Beschleunigungen Γ durch Vergrößerung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen in folgende Richtungen:</p> <ul style="list-style-type: none"> • in Schwingrichtung (u) • horizontal quer zu der Schwingrichtung (v) • in Schwingrichtung (u) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w) • in alle drei Raumrichtungen (u, v, w) <p>Verschiebung zu niedrigeren Beschleunigungen Γ durch Vergrößerung der Anzahl an Hohlraumunterteilungen in folgende Richtungen:</p> <ul style="list-style-type: none"> • in Richtung der Erdbeschleunigung (w) • die Richtung horizontal quer zu der Schwingrichtung (v) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w) 	<p>Geometrie Quader</p>
Beschreibung Größere Flächen parallel zu der Erdbeschleunigung (u und v) hindern die Fluidisierung der Partikelmasse. Hierdurch sind größere Beschleunigungen zur Fluidisierung notwendig. Unterteilungen in Richtung der Erdbeschleunigung reduzieren jedoch den Druck in den einzelnen Partikelmassen, sodass die zur Fluidisierung notwendigen Beschleunigungen ebenfalls sinken.	

Für Hohlraumunterteilungen zeigt sich zunächst ein diffuses Bild bezüglich der Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ . Hohlraumunterteilungen in Schwingrichtung (u) führen immer zu einer Verschiebung zu höheren Beschleunigungen Γ . Dies ist der dominierende Einflussfaktor sowohl in horizontaler Richtung (v) als auch in Richtung der Erdbeschleunigung (w). Die durch die Hohlraumunterteilung größeren Flächen parallel zu der Erdbeschleunigung (u und v) hemmen durch die größere Reibung die Fluidisierung der Pulverpartikel. Dies führt zu einer Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung hin zu größeren Beschleunigungen Γ . Die Hohlraumunterteilungen in Richtung der Erdbeschleunigung (w) verschieben die Bereiche hoher Dämpfung hingegen tendenziell zu niedrigeren Beschleunigungen Γ . Dies ist in der Verringerung des Drucks in der Partikelmasse zu begründen. Sie resultiert in geringeren notwendigen Beschleunigungen für die Fluisierung der Partikel.

7.3 Konstruktionsregeln für Hohlräume mit Gitterstrukturen

Auf das Ableiten von Konstruktionsregeln für Gitterstrukturen soll im Rahmen dieser Arbeit verzichtet werden. Aufgrund des geringen Umfangs und des explorativen Charakters der diesbezüglich durchgeführten Untersuchungen sind allgemeingültige Aussagen an dieser Stelle nicht möglich. Die Vielzahl an möglichen Einflussfaktoren bietet hier jedoch ein eigenständiges Forschungsfeld.

7.4 Fazit Konstruktionsregeln

In den vorangegangenen Unterkapiteln wurden Konstruktionsregeln für direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer auf Basis der Untersuchungen des Verlustfaktors abgeleitet. Unterschieden wurden vertikale und horizontale Schwingungen. Dabei wurden folgende Zielstellungen betrachtet:

- Erhöhung der globalen Dämpfung η_{mittel} ,
- Erhöhung der maximalen Dämpfung η_{max} ,
- Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f ,
- Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ .

Von den insgesamt 32 theoretisch möglichen Konstruktionsregeln für die vier Zielstellungen in den vier Einflussfaktorgruppen (Volumenparameter, Formparameter Quader und Zylinder, Hohlraumunterteilungen) in beiden betrachteten Anregungsrichtungen konnten insgesamt 28 allgemeingültige Konstruktionsregeln abgeleitet werden. Lediglich bei vier Kombinationen ließen sich keine allgemeingültigen Trends hinsichtlich der formulierten Zielstellungen erkennen, sodass hierfür keine Konstruktionsregeln aufgestellt werden konnten.

Die Volumenparameter zeigen einige grundlegende Tendenzen. Große Hohlraumvolumen V_H , geringe Primärvolumen V_P und große Volumenverhältnisse β_V zeigen einen positiven Effekt auf die globale und die maximale Dämpfung für beide Schwingrichtungen. Im Bereich der Formparameter zeigen geringe Ausdehnungen in Schwingrichtung allgemein hohe globale und maximale Dämpfungen. Hohlraumunterteilungen zeigen unterschiedliche Einflüsse. Generell eignen sich Hohlraumunterteilungen in Richtung der Erdbeschleunigung besser, um große globale und maximale Dämpfungen zu realisieren.

Für die Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f eignen sich für beide Schwingrichtungen jene Einflussfaktoren, die die Eigenfrequenzen der Partikelmasse beeinflussen. Hierzu zählen besonders die Volumenparameter, die Ausdehnungen in Schwingrichtung und das Einbringen von Hohlraumunterteilungen. Die Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ wird maßgeblich durch die Reibflächen parallel zu der Schwingrichtung und parallel zu der Erdbeschleunigung gesteuert. Insgesamt ist eine gute Beeinflussbarkeit der Dämpfung und eine Anpassung an die gegebenen Schwingungsbedingungen möglich. Anhand der Zielstellungen und der Einflussfaktorgruppen kann der direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer so spezifisch an die Anwendung angepasst werden.

8 Validierung an Anwendungsbeispiel

Die Validierung der experimentellen Untersuchungen soll an einem industrienahen Anwendungsbeispiel durchgeführt werden. Die Getriebewand eines modularen Mehrmotorenantriebssystems (MMDS, von engl.: multi motor drive system), welches für Demonstrationszwecke am Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik aufgebaut wurde, soll hierzu dienen. Das MMDS besteht dabei aus mehreren Elektromotoren, die über ein Sammelgetriebe mechanisch gekoppelt sind. In der industriellen Anwendung wird die mechanische Leistung über die gemeinsame Getriebeausgangswelle abgegeben [ZKB21-ol].

8.1 Grundlagen und Randbedingungen

Die Schwingungsanregung erfolgt bei Zahnradgetrieben vornehmlich durch dynamische Vorgänge im Zahneingriff. Über die Wellen und die Lagerstellen werden die entstehenden Schwingungen an das Getriebegehäuse weitergeleitet. Durch die Getriebewände werden die Schwingungen in Luftschall umgewandelt. Für die Anwendung ist dies in vielen Fällen unerwünscht, sodass eine Dämpfung der Schwingungen in den Bauteilen angestrebt wird [Hei12; KCH11].

Die Getriebewand des MMDS soll als Anwendungsbeispiel für die Validierung der Konstruktionsregeln zum direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer dienen. Hierzu werden experimentelle Untersuchungen zum Schwingungsverhalten durchgeführt. Die Bewertung erfolgt über die Beschleunigungsamplitude in diskreten Frequenzen. Es wird die Annahme getroffen, dass die Schwingung der Getriebewand maßgeblich durch die Zahneingriffsfrequenz f_z verursacht wird.

$$f_z = z \cdot n \cdot \frac{\min}{60s} \quad (8-1)$$

Nach Formel (8-1) hängt die Zahneingriffsfrequenz f_z von der Zähnezahl z und der Drehzahl n des Zahnrads ab. Verschiedene Frequenzen f der Schwingung können somit aufgrund der konstanten Zähnezahl z rein über die Drehzahl n eingestellt werden. Nach einer Einschwingzeit von zwei Sekunden wird die Beschleunigungsamplitude der respektiven Zahneingriffsfrequenz über eine Fast-Fourier-Transformation ermittelt.

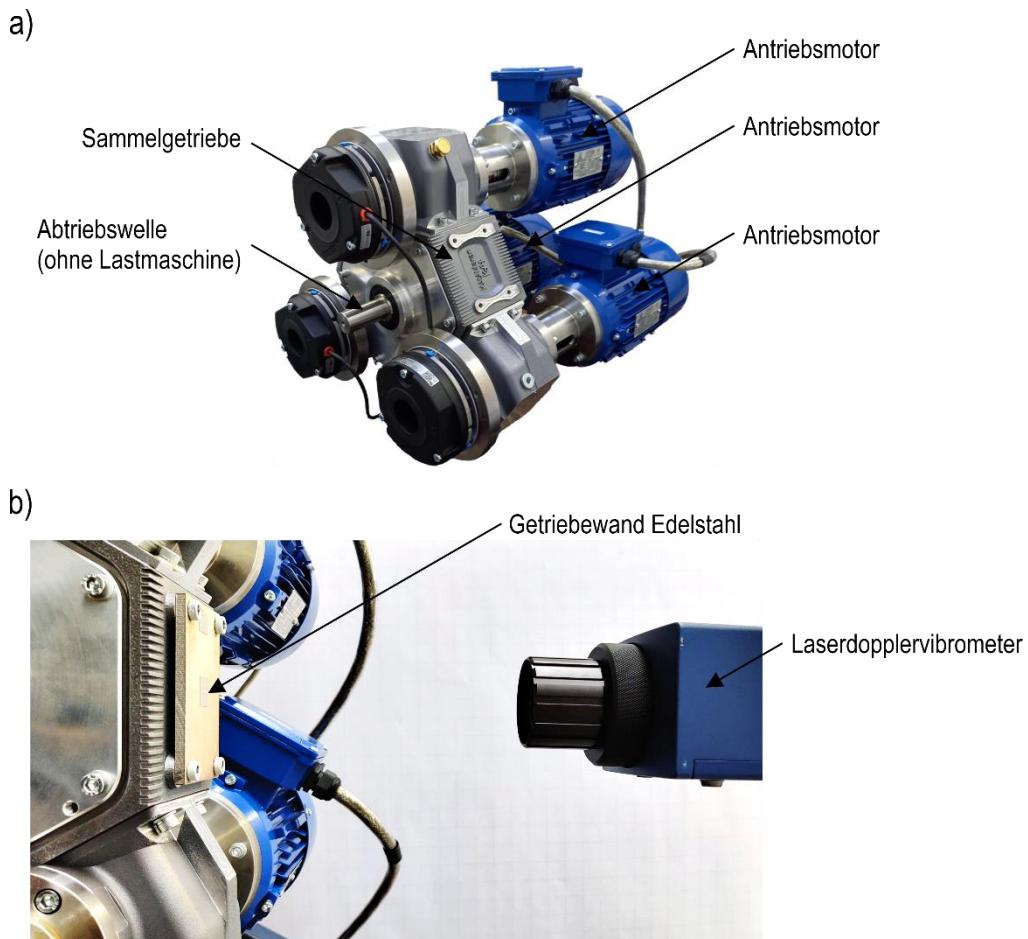


Abbildung 8-1: a) Grundlegender Aufbau des MMDS als Forschungsdemonstrator [ZKB21-ol]; b) Teilausschnitt der Versuche an der Getriebewand mit direkt additiv gefertigtem Partikeldämpfer

Das untersuchte MMDS verwendet drei Asynchronmotoren als Antriebsmotoren. Die Kenndaten der Elektromotoren können Tabelle 8-1 entnommen werden. Die Ansteuerung erfolgt über Frequenzumrichter im U/f-Betrieb. Tabelle 8-1: Kenndaten der Elektromotoren

Hersteller / Typ	JS Technik MX3-802-2
Leistung	1,1 kW
Nenndrehzahl	2860 1/min
Nennstrom	2,31 A
Nennmoment	3,7 Nm

Das Sammelgetriebe ist als nicht schaltbares Zahnradgetriebe mit geradverzahnten Stirnrädern ausgeführt. Dabei greifen die drei Antriebsräder in einem Versatz von 120° in das gemeinsame Sammelrad. Hierdurch kann die Leistung aller Antriebsmotoren an der Abtriebswelle des Sammelrades gebündelt werden. Die Kenndaten des Zahnradgetriebes können Tabelle 8-2 entnommen werden.

Tabelle 8-2: Kennwerte des Zahnradgetriebes

Übersetzung	1,8
Sammelrad	Zähnezahl $z_{G,\text{Sammelrad}}$ 90
	Zahnbreite $b_{G,\text{Sammelrad}}$ 16 mm
	Modul $m_{G,\text{Sammelrad}}$ 2 mm
	Eingriffswinkel $\alpha_{G,\text{Sammelrad}}$ 20°
	Wälzkreisdurchmesser $d_{w,\text{Sammelrad}}$ 180 mm
Antriebsrad	Zähnezahl $z_{G,\text{Antriebsrad}}$ 50
	Zahnbreite $b_{G,\text{Antriebsrad}}$ 16 mm
	Modul $m_{G,\text{Antriebsrad}}$ 2 mm
	Eingriffswinkel $\alpha_{G,\text{Antriebsrad}}$ 20°
	Wälzkreisdurchmesser $d_{w,\text{Antriebsrad}}$ 100 mm
	Achsabstand a_g 140 mm

Das MMDS befand sich zum Zeitpunkt der Untersuchungen noch im Aufbau, sodass einige Vereinfachungen vorgenommen und Randbedingungen als gegeben betrachtet werden müssen:

- Aufgrund des Fehlens einer Lastmaschine im Abtrieb, wurden für die Untersuchungen jeweils zwei Motoren gegeneinander verspannt, um so Lasten im Antriebssystem abbilden zu können.
- Für die Untersuchungen wurde der dritte Motor entfernt, die Antriebsverzahnung dieses Motors jedoch weiterhin mitgeschleppt. Die hierdurch entstehenden Belastungen des Antriebsmotors sollen jedoch vernachlässigt werden.
- Das Zahnradgetriebe ist nicht aktiv gekühlt, daher wurde eine Erwärmung auf Betriebstemperatur lediglich über eine Betriebsdauer von 30 Minuten eingestellt. Hier zeigte sich ein Beharrungszustand in der Temperaturentwicklung, sodass hier von konstanten Betriebsbedingungen ausgegangen werden kann.
- Nach Formel (8-1) hängt die Zahneingriffsfrequenz f_z von der Drehzahl n und der Zähnezahl z_G ab. Obgleich die Nenndrehzahl der verwendeten Motoren bei $n = 2860$ 1/min liegt, konnten im praktischen Betrieb lediglich Drehzahlen bis $n = 2000$ 1/min erzielt werden. Mit der Zähnezahl z_G ergibt sich hieraus eine maximale Zahneingriffsfrequenz von $f_{z,\text{max}} = 1666$ Hz.
- Im unteren Drehzahlbereich laufen die Motoren in der angewendeten Regelung nicht sauber, sodass keine annähernd konstanten Drehzahlen mehr erreicht werden können. Aus diesem Grund werden Frequenzen unter $f_z = 200$ Hz nicht mehr betrachtet. Dies entspricht einer geringsten Drehzahl der Antriebsmotoren von $n = 240$ 1/min.

- Das Getriebegehäuse ist bislang aus Aluminium gefertigt. Um eine Übertragbarkeit der Ergebnisse dieser Arbeit gewährleisten zu können, wird eine wandartige Struktur aus dem Edelstahl 316L gefertigt und mittels Schraubverbindung am Getriebegehäuse befestigt.

Der untersuchte Frequenzbereich liegt basierend auf den Grenzen der Drehzahlen zwischen $f = [200 \dots 1600]$ Hz. Die Abstufung innerhalb dieses Bereichs erfolgt mit $\Delta f = 100$ Hz.

Die Dämpfungswirkung soll durch die Amplituden der Beschleunigung bewertet werden. Hierzu wird der Spitzenwert der Beschleunigung der Getriebewand mit dem bereits bekannten Laservibrometer aufgezeichnet. Die Getriebewand ist senkrecht orientiert. Aufgrund der geringen Steifigkeiten in horizontaler Richtung werden hier die größten Schwingungen erwartet. Die Messung der Beschleunigungsamplituden Γ erfolgt daher auch in horizontaler Richtung. Um unterschiedliche Belastungssituationen und damit unterschiedliche Amplituden der Schwingung betrachten zu können, werden zwei unterschiedliche Messreihen vorgenommen. In der ersten Messreihe laufen beide Motoren mit der gleichen Solldrehzahlvorgabe. Das Getriebe ist in diesem Zustand nur gering belastet. In der zweiten Messreihe werden beide Motoren elektrisch gegeneinander verspannt. Hierzu wird die Solldrehzahl des einen Motors erhöht und gleichzeitig die Solldrehzahl des zweiten Motors im gleichen Verhältnis verringert. Dieses Verhältnis kennzeichnet den Schlupf j . Für die Messreihe ohne Last wird ein Schlupf von $j = 0\%$ und für die Messreihe unter Last wird ein Schlupf von $j = 10\%$ verwendet.

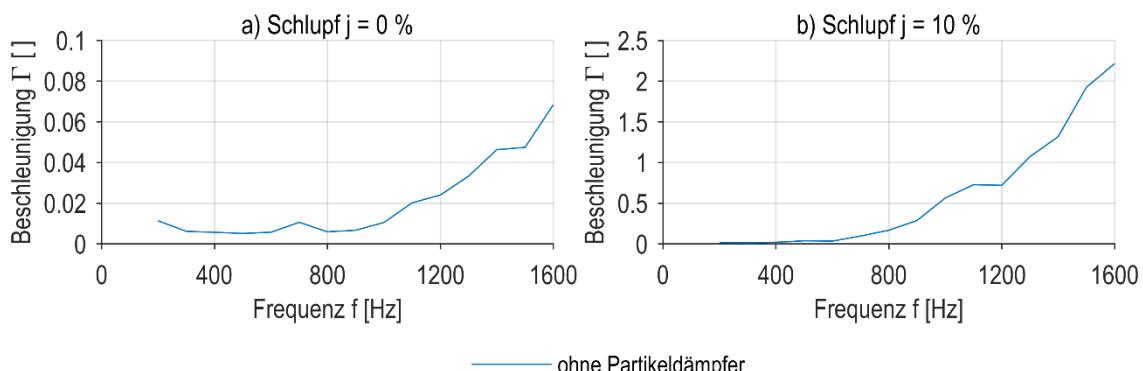


Abbildung 8-2: Beschleunigungsamplituden Γ der Getriebewand ohne direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer über der Frequenz f a) bei Schlupf $j = 0\%$ b) bei Schlupf $j = 10\%$

Abbildung 8-2 zeigt die Beschleunigungsamplituden Γ über dem Frequenzbereich f für die beiden untersuchten Schlupfe. Für den Schlupf $j = 0\%$ liegen die Beschleunigungsamplituden deutlich unter $\Gamma < 0,01$. Unter Last liegen die Amplituden besonders im oberen Bereich

der untersuchten Frequenzen f deutlich höher. Für die maximale betrachtete Frequenz $f = 1600$ Hz ergibt sich bei $j = 10\%$ eine Beschleunigungsamplitude von $\Gamma = 2,2$.

Neben den bisher betrachteten Einflussfaktoren, welche die Schwingung charakterisieren, sollen im Folgenden noch die geometrischen Einflüsse betrachtet werden. Diese sind durch die Ausdehnung der Wand maßgebend bestimmt. Aufgrund der vier Anschraubpunkte wurde für die Wand eine Höhe von $H_w = 94$ mm und eine Breite von $B_w = 64$ mm gewählt. Die Dicke wurde auf $T_w = 5$ mm festgelegt. Dies soll zum einen eine Integration des Hohlraums für den Partikeldämpfer ermöglichen, zum anderen soll der wandartige Charakter beibehalten werden und somit eine zu geringe Dicke T_w vermieden werden.

8.2 Auswahl des Partikeldämpfers

Angesichts der Randbedingungen sind vereinzelte Konstruktionsregeln für den Partikeldämpfer nicht anwendbar oder sinnvoll. Aufgrund der untersuchten Schwingrichtung sind nur die Konstruktionsregeln zu horizontalen Schwingungen relevant. Zunächst wurde im Bereich der Volumenparameter beobachtet, dass große Hohlraumvolumen und Volumenverhältnisse zu einer großen globalen Dämpfung führen (vgl. Konstruktionsregel 7.2.1). Daher soll ein möglichst großer Hohlraum geschaffen werden.

Aufgrund der Form der Wand werden hierfür quaderförmige Hohlräume gewählt. Darüber hinaus bilden die Anregungsparameter signifikante Einflüsse auf die Dämpfungswirkung des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers. Durch die vergleichsweise geringen Frequenzen f und Beschleunigungen Γ liegt die Anregung eher in dem Bereich, der wenig Dämpfung durch den additiv gefertigten Partikeldämpfer zeigt (vgl. Kapitel 6.3).

Bedingt durch die geringe Dicke T_w der Wand scheiden die Formparameter quaderförmiger Hohlräume hier als Stellschraube zur Verbesserung der Dämpfung aus. Das Einbringen von Hohlraumunterteilungen bietet jedoch die Möglichkeit zur Anpassung des Dämpfers an die auftretenden Schwingungen. Gemäß Konstruktionsregeln 2.3.4 verschieben sich Bereiche hoher Dämpfung zu geringeren Frequenzen f , wenn Hohlraumunterteilungen quer zu der Schwingrichtung (v) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w) eingebracht werden. Gleichermaßen gilt für die Beschleunigung: Durch Einbringen von Hohlraumunterteilungen quer zu der Schwingrichtung (v) und in Richtung der Erdbeschleunigung (w) verschieben sich Bereiche hoher Dämpfung zu niedrigeren Beschleunigungen.

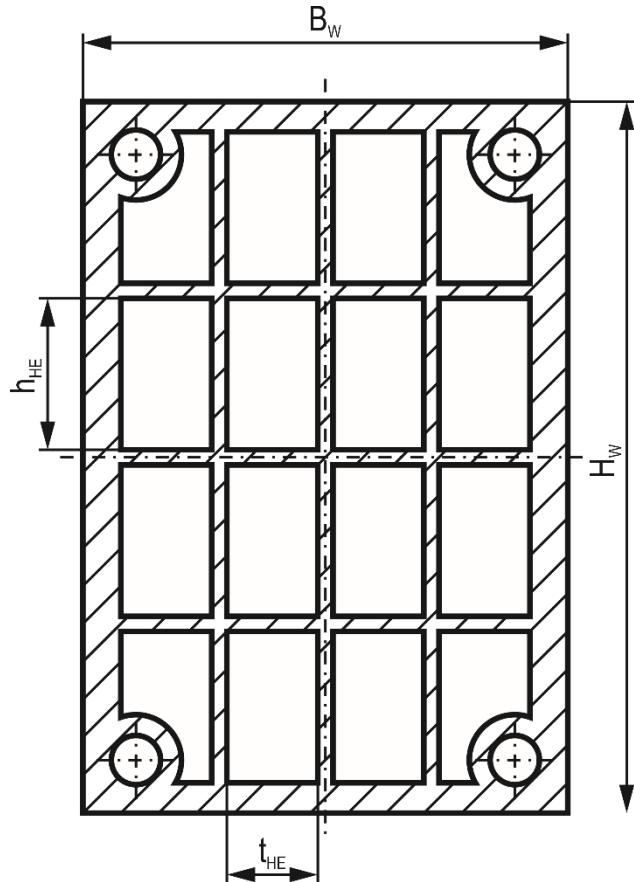


Abbildung 8-3: Schnittansicht der Getriebewand mit integriertem Partikeldämpfer

Entsprechend der Schnittansicht (vgl. Abbildung 8-3) werden in beide Richtungen jeweils drei Hohlraumunterteilungen eingebracht. Somit werden insgesamt 16 einzelne Hohlräume erzeugt, die im additiven Fertigungsprozess mit Partikeln gefüllt werden. In Schwingrichtung wird die Hohlraumbreite $b_H = 3 \text{ mm}$ gewählt. Hierdurch ergeben sich Wandstärken von $t_w = 1 \text{ mm}$ in Schwingrichtung. Die einzelnen Hohlräume werden mit einer Hohlraumhöhe des Einzelhohlraums $h_{HE} = 20 \text{ mm}$ und einer Hohlraumtiefe des Einzelhohlraums $t_{HE} = 12 \text{ mm}$ gestaltet. In Tabelle 8-3 sind die Volumenparameter angegeben. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass diese nur für die Getriebewand angegeben sind und nicht das gesamte Antriebssystem beinhalten.

Tabelle 8-3: Volumen der Wand ohne Partikeldämpfer und der Wand mit Partikeldämpfer

Ohne Partikeldämpfer	Primärvolumen Wand $V_{PW,oPD}$	29310,31 mm ³
	Hohlräumvolumen $V_{H,oPD}$	0 mm ³
Mit Partikeldämpfer	Primärvolumen Wand $V_{PW,mPD}$	19056,50 mm ³
	Hohlräumvolumen $V_{H,mPD}$	10253,81 mm ³

So zeigt sich ein weiterer Vorteil durch die additive Fertigung: Im Bereich der Bohrungen zu der Verschraubung der Wand mit dem Getriebe können die einzelnen Hohlräume angepasst werden, sodass die Anschraubflächen aus Vollmaterial bestehen. Darüber hinaus erwirken die Hohlräumunterteilungen eine Steigerung der Steifigkeit gegenüber einem einzelnen großen Hohlräum.

8.3 Experimentelle Untersuchungen

Anhand experimenteller Untersuchungen soll im Folgenden die Beeinflussung des Schwingungsverhaltens der Getriebewand durch den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer bewertet werden. Hierdurch soll im Speziellen die Anwendbarkeit der in dieser Arbeit abgeleiteten Konstruktionsregeln gezeigt werden.

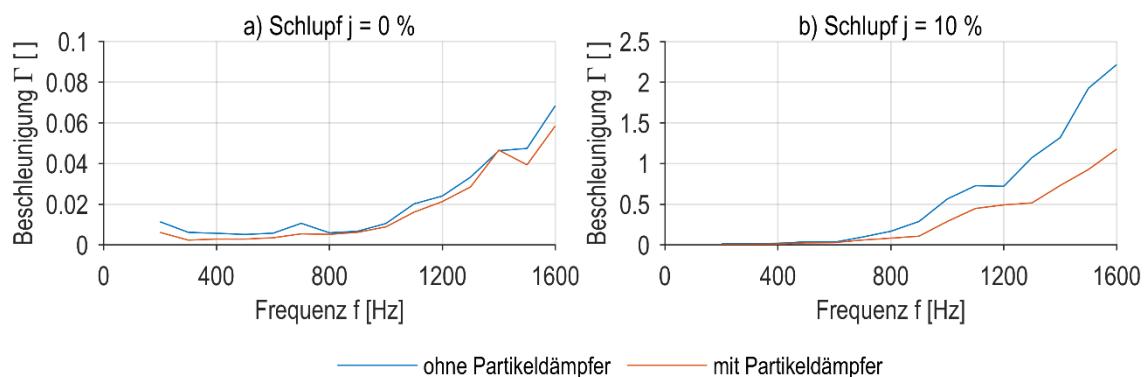


Abbildung 8-4: Beschleunigungsamplituden Γ der Getriebewand mit und ohne direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer über der Frequenz f a) bei Schlupf $j = 0 \%$ b) bei Schlupf $j = 10 \%$

Abbildung 8-4 zeigt die an der Getriebewand gemessenen Beschleunigungsamplituden Γ mit und ohne direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer für die beiden Lastniveaus. Für die geringen Beschleunigungsamplituden Γ der geringen Last bei einem Schlupf von $j = 0 \%$ liegen die Kurven sehr nah beieinander. Wenngleich liegt die Kurve für die Getriebewand mit Partikeldämpfer meist unter der Kurve für die Getriebewand ohne Partikeldämpfer. Dies spricht für eine sehr geringe Dämpfung durch den Partikeldämpfer. Bedingt durch die sehr geringen Beschleunigungsamplituden ist dieses Verhalten erwartbar. Für größere Beschleunigungsamplituden, wie sie bei der größeren Last bei einem Schlupf von $j = 10 \%$

vorliegen, laufen die Kurven deutlich auseinander. Dies ist besonders für größere Beschleunigungsamplituden Γ bei größeren Frequenzen f zu beobachten. Die Beschleunigungsamplituden Γ für die Getriebewand ohne Partikel sind hier deutlich größer als die Beschleunigungsamplituden für die Getriebewand mit Partikeldämpfer. Dies spricht für eine insgesamt große Beeinflussung des Schwingungsverhaltens durch den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer und eine deutliche Steigerung der Dämpfung.

Insgesamt kann somit durch das Anwendungsbeispiel „Getriebewand“ gezeigt werden, dass die abgeleiteten Konstruktionsregeln erfolgreich angewendet werden können. Dabei stellen auch anspruchsvollere Randbedingungen kein Hindernis dar, die an den Grenzen der in den experimentellen Untersuchungen gesteckten Randbedingungen hinsichtlich der Anregungsparameter liegen. Ebenso wenig sind engere geometrische Randbedingungen ein Ausschlusskriterium für die Anwendung der abgeleiteten Konstruktionsregeln und den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer. Vielmehr konnte durch das Anwendungsbeispiel der große Freiraum der additiven Fertigung in der Gestaltung zusätzlich genutzt werden. Dies spricht zusätzlich für die Kombination der additiven Fertigung und des Partikeldämpfers.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Die additiven Fertigungsverfahren bieten hinsichtlich der Gestaltung von Bauteilen große Vorteile. Durch ihre Verfahrenseigenschaften können sie zudem zu einer Erhöhung der inhärenten Bauteilfunktionalität führen. Durch das Laser-Strahlschmelzen (LBM, von engl. Laser Beam Melting) kann ein Partikeldämpfer direkt im Fertigungsprozess in das Bauteil eingebracht und dabei durch geometrische Anpassungen an die vorliegenden Randbedingungen angepasst werden. Diese Arbeit liefert durch die Erarbeitung von Konstruktionsregeln einen Beitrag zum Verständnis des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers und gibt Hinweise zu einem erfolgreichen Einsatz in praktischen Anwendungen.

In Kapitel 2 wurde zunächst der aktuelle Stand der Technik der additiven Fertigungsverfahren vorgestellt. Besonderes Augenmerk wurde auf das LBM gelegt. Hierfür wurden Einflüsse auf den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer herausgestellt. Dazu zählen die pulverförmigen Ausgangswerkstoffe und Fertigungsrestriktionen. Im zweiten Teil dieses Kapitels wurden Maßnahmen zur Reduzierung von Schwingungen klassifiziert und der Partikeldämpfer hierin eingeordnet und vorgestellt. Der Leistungsansatz nach YANG bildet die Grundlage für die experimentellen Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit und wurde daher ebenfalls im Stand der Technik thematisiert. Den Abschluss des Kapitels bildet eine auszughafte Übersicht zu bereits bekannten Anwendungen additiver Fertigungsverfahren zur Schwingungsreduzierung.

In Kapitel 5 wurde die Ausgangssituation analysiert und der direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer als Untersuchungsgegenstand definiert. Wesentlich waren hier die Einflussfaktoren auf den betrachteten Partikeldämpfer und die in dieser Arbeit gesetzten Randbedingungen. Hierdurch wurde die Anzahl an Einflussfaktoren eingeschränkt. Durch die Charakterisierung des verwendeten Pulvermaterials konnte der Untersuchungsgegenstand abschließend definiert werden.

Kapitel 6 widmet sich den experimentellen Untersuchungen. Hierzu wurde zunächst die verwendete Prüftechnik vorgestellt. Dies umfasst den Prüfaufbau, das Durchführen von Messungen sowie notwendige Korrekturen und schließlich die Validierung der Prüftechnik. Die Versuchsplanung orientierte sich an dem reduzierten Ishikawa-Diagramm aus Kapitel 5 und berücksichtigte vornehmlich geometrische Einflussfaktoren sowie Schwingungs- und Anregungsparameter. Hieran schließen sich die Ergebnisse und Beobachtungen der experimentellen Untersuchungen getrennt nach vertikaler und horizontaler Schwingrichtung an. Dabei wurde die Dämpfungswirkung der betrachteten Einflussfaktoren anhand der Kennfelder des Verlustfaktors η sowie den Diagrammen der statistischen Kennwerte bewertet. Hierbei wurden Veränderungen in der Ausdehnung von Bereichen hoher Dämpfung als

auch die Verschiebung dieser Bereich über den Anregungsparametern Frequenz f und Beschleunigung Γ herausgearbeitet. Ebenso wurden Veränderungen des mittleren Verlustfaktors η_{mittel} und des maximalen Verlustfaktors η_{max} herangezogen, um das Dämpfungsverhalten des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers zu beurteilen.

In Kapitel 7 folgte die Interpretation der Ergebnisse. Hierzu wurden Konstruktionsregeln hinsichtlich folgender vier Zielstellungen erfasst und beschrieben:

- Erhöhung der globalen Dämpfung,
- Erhöhung der maximalen Dämpfung,
- Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Frequenz f ,
- Verschiebung der Bereiche hoher Dämpfung über der Beschleunigung Γ .

Dabei konnten von 32 möglichen Konstruktionsregeln für die betrachteten Einflussfaktoren 28 Konstruktionsregeln für den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer abgeleitet werden. Anhand der ermittelten Einflussfaktorgruppen und der Zielstellungen können mit den Konstruktionsregeln direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer an die Schwingungen angepasst werden und die Dämpfung zielgerichtet eingesetzt werden.

Kapitel 8 widmet sich der Validierung der ermittelten Konstruktionsregeln an einem Anwendungsbeispiel. Gegenstand dieser Validierung ist die Getriebewand eines Forschungsdemonstrators. Anhand einer Analyse der Randbedingungen hinsichtlich Geometrie und Schwingungen kann basierend auf den Konstruktionsregeln ein direkt additiv gefertigter Partikeldämpfer ausgewählt werden. Die resultierende Dämpfung in den untersuchten zwei Leistungsbereichen entspricht den Erwartungen für die gewählten Konstruktionsregeln, wodurch die Validierung als erfolgreich angesehen werden kann.

Ausblick

Die ermittelten Konstruktionsregeln zeigen großes Potential für die Funktionsintegration eines Partikeldämpfers durch Anwendung der additiven Fertigungsverfahren auf. Sie bilden dabei einen wichtigen Zwischenschritt auf dem Weg zu einer allgemeingültigen Beschreibung des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers.

Der Gültigkeitsbereich der erarbeiteten Konstruktionsregeln ist durch die gesetzten Randbedingungen aktuell noch eingeschränkt. Dies betrifft zum einen die geometrischen Randbedingungen hinsichtlich der Hohlraumgeometrie. Durch die additive Fertigung sind hier sehr wenig Grenzen gesetzt, die es in weiteren Arbeiten zu erweitern gilt. Beispielhaft und rein explorativ wurde in dieser Arbeit eine Gitterstruktur betrachtet.

Zum anderen sind die Anregungsparameter Frequenz f und Beschleunigung Γ nur in durch die Prüftechnik vorgegebenen Grenzen untersucht worden. Auch hier ist eine Erweiterung

der Parameter unabdingbar, um den direkt additiv gefertigten Partikeldämpfer vollständig zu erfassen. Im Rahmen der additiven Fertigung ist ebenfalls eine Erweiterung der Parameterraums zielführend. Dabei sind unter anderem andere Partikelgrößenverteilungen und weitere Fertigungsmaschinen mit anderen Beschichtersystemen denkbar. Durch das Anwendungsbeispiel in Kapitel 8 wird aufgezeigt, dass andere Werkstoffe ebenfalls noch untersucht werden müssen.

Denkbar sind auch andere additive Fertigungsverfahren. Beispiele hierfür sind das Lasersintern, welches basierend auf Kunststoffpulver Bauteile herstellt, sowie die Stereolithografie, die mit flüssigem Ausgangsmaterial arbeitet.

Neben diesen Aspekten in den Randbedingungen bietet besonders der Versuchsumfang ein großes Potential für weitere Forschung. Hierbei sind Verfahren zur Simulation aber auch Methoden des maschinellen Lernens denkbar, die zu einem effizienten und umfassenden Verständnis des direkt additiv gefertigten Partikeldämpfers beitragen können.

10 Literaturverzeichnis

[Ada15] ADAM, G. A. O.: Systematische Erarbeitung von Konstruktionsregeln für die additiven Fertigungsverfahren Lasersintern, Laserschmelzen und Fused Deposition Modeling. ISBN: 978-3-8440-3474-5, Bd. 1, Shaker, Aachen, 2015

[AJ16] ANDREASSEN, E.; JENSEN, J. S.: A practical multiscale approach for optimization of structural damping. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Bd. 53, Iss. 2, 2016, S. 215–224

[AJS+15] ANDREASSEN, E.; JENSEN, J. S.; SIGMUND, O.; THOMSEN, J. J.: Optimal Design of Porous Materials, Lyngby, 2015

[BBT+13] BEN ROMDHANE, M.; BOUHADDI, N.; TRIGUI, M.; FOLTETE, E.; HADDAR, M.: The loss factor experimental characterisation of the non-obstructive particles damping approach. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Bd. 38, Iss. 2, 2013, S. 585–600

[BDB15] BAJKOWSKI, J. M.; DYNIEWICZ, B.; BAJER, C. I.: Damping properties of a beam with vacuum-packed granular damper. *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 341, 2015, S. 74–85

[BHS17] BERGER, U.; HARTMANN, A.; SCHMID, D.: 3D-Druck - Additive Fertigungsverfahren - Rapid Prototyping, Rapid Tooling, Rapid Manufacturing. ISBN: 978-3-8085-5034-2, 2. Auflage, Verlag Europa-Lehrmittel - Nourney Vollmer GmbH & Co. KG, Haan-Gruiten, 2017

[BS08] BROMMUNDT, E.; SACHAU, D.: Schwingungslehre mit Maschinendynamik - Mit 286 Aufgaben. ISBN: 383510151X, 1. Aufl., Teubner, Wiesbaden, 2008

[Cho15] CHO, W.: Towards additively manufactured tool holder with cavity to mitigate chatter, 2015

[CWC+11] CUI, Z.; WU, J. H.; CHEN, H.; LI, D.: A quantitative analysis on the energy dissipation mechanism of the non-obstructive particle damping technology. *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 330, Iss. 11, 2011, S. 2449–2456

[DH12] DRESIG, H.; HOLZWEISSIG, F.: Maschinendynamik. ISBN: 3642295711, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2012

[DIN 1311-1] Schwingungen und schwingungsfähige Systeme - Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung, Beuth Verlag, 2000

[Ehl23] EHLERS, T.: Auslegung partikelgedämpfter Strukturauteile für die Additive Fertigung, Hannover : Institutionelles Repositorium der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität, 2023

[EL20] EHLERS, T.; LACHMAYER, R.: Einsatz additiv gefertigter Partikeldämpfer – eine Übersicht. In: Lachmayer, R.; Retschlag, K.; Kaierle, S. (Ed.): Konstruktion für die Additive Fertigung 2019, 2020, S. 123–142

[ETW+21] EHLERS, T.; TATZKO, S.; WALLASCHEK, J.; LACHMAYER, R.: Design of particle dampers for additive manufacturing. *Additive Manufacturing*, Bd. 38, 2021

[Geb16] GEBHARDT, A.: Additive Fertigungsverfahren - Additive Manufacturing und 3D-Drucken für Prototyping - Tooling - Produktion. ISBN: 978-3-446-44401-0, 5., neu bearbeitete und erweiterte Auflage, Hanser, München, 2016

[GMG19] GAGNON, L.; MORANDINI, M.; GHIRINGHELLI, G. L.: A review of particle damping modeling and testing. *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 459, 2019, S. 114865

[Hei12] HEIDER, M. K.: Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben - Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad- und Planetengetrieben. ISBN: 978-3-8439-0767-5, Bd. 185, 1. Aufl., Verl. Dr. Hut, München, 2012

[JKM13] JÄGER, H.; KNAEBEL, M.; MASTEL, R.: Technische Schwingungslehre. ISBN: 978-3-8348-1396-1, 8., überarb. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013

[KCH11] KERLE, H.; CORVES, B.; HÜSING, M.: Getriebetechnik - Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmässig übersetzender Getriebe. ISBN: 978-3-8348-0961-2, 4., bearb. und erg. Aufl., Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2011

[KZ16] KÜNNEKE, T.; ZIMMER, D.: Funktionsintegration additiv gefertigter Dämpfungsstrukturen bei BiegeschwingungenAdditiv gefertigte Bauteile und Strukturen. 1. Tagung des DVM-Arbeitskreises „Additiv gefertigte Bauteile und Strukturen“, Berlin, 2016, S. 151–160

[KZ17] KÜNNEKE, T.; ZIMMER, D.: Funktionsintegration additiv gefertigter Dämpfungsstrukturen bei Biegeschwingungen. In: Richard, H. A.; Schramm, B.; Zipsner, T. (Ed.): Additive Fertigung von Bauteilen und Strukturen, 2017, S. 61–74

[KZ21] KÜNNEKE, T.; ZIMMER, D.: Konstruktionsregeln für additiv gefertigte Partikeldämpfer. In: Konstruktion, ISSN: 0720-5953, 2021, S. 61–74

[LWM+17] LU, Z.; WANG, Z.; MASRI, S. F.; Lu, X.: Particle impact dampers: Past, present, and future. Structural Control and Health Monitoring, Bd. 34, Iss. 7, 2017, S. e2058

[MLL+19] MACONACHIE, T.; LEARY, M.; LOZANOVSKI, B.; ZHANG, X.; QIAN, M.; FARUQUE, O.; BRANDT, M.: SLM lattice structures: Properties, performance, applications and challenges. Materials & Design, Bd. 183, 2019

[MPS13] MAGNUS, K.; POPP, K.; SEXTRO, W.: Schwingungen - Physikalische Grundlagen und mathematische Behandlung von Schwingungen; mit ... 68 Aufgaben mit Lösungen. ISBN: 978-3-8348-2574-2, 9., überarb. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013

[MS21] MEYER, N.; SEIFRIED, R.: Damping prediction of particle dampers for structures under forced vibration using effective fields. Granular Matter, Bd. 23, Iss. 3, 2021

[Pan08] PANOSSIAN, H.: Non-Obstructive Particle Damping: New Experiences and Capabilities. 49th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 16th AIAA/ASME/AHS Adaptive Structures Conference, 10th AIAA Non-Deterministic Approaches Conference, 9th AIAA Gossamer Spacecraft Forum, 4th AIAA Multidisciplinary Design Optimization Specialists Conference, 2008

[RK15] REIHER, T.; KOCH, R.: FE-Optimization and data handling for Additive Manufacturing of structural parts, Paderborn, 2015

[RK16] REIHER, T.; KOCH, R.: Product Optimization with and for Additive Manufacturing, Austin, 2016

[SBR+20] SCOTT-EMUAKPOR, O. E.; BECK, J.; RUNYON, B.; GEORGE, T.: Multi-Factor Model for Improving the Design of Damping in Additively Manufactured ComponentsAIAA Scitech 2020 Forum 2020, 2020

[Sel09] SELKE, P.: Maschinendynamik. ISBN: 3894320109, Bd. 3, 4., komplett überarb. und erw. Neuaufl., Westarp-Wiss.-Verl.-Ges, Hohenwarsleben, 2009

[SGB+19] SCOTT-EMUAKPOR, O. E.; GEORGE, T.; BECK, J.; RUNYON, B. D.; O'HARA, R.; HOLYCROSS, C.; SHERIDAN, L.: Inherent Damping Sustainability Study on Additively Manufactured Nickel-Based Alloys for Critical PartAIAA Scitech 2019 Forum. AIAA Scitech 2019 Forum, San Diego, California, 2019

[SGR+18] SCOTT-EMUAKPOR, O.; GEORGE, T.; RUNYON, B.; HOLYCROSS, C.; LANGLEY, B.; SHERIDAN, L.; O'HARA, R.; JOHNSON, P.; BECK, J.: Investigating Damping Performance of Laser Powder Bed Fused Components With Unique Internal StructuresVolume 7C: Structures and Dynamics. ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Oslo, Norway, 2018

[SGR+19a] SCOTT-EMUAKPOR, O.; GEORGE, T.; RUNYON, B.; BECK, J.; SHERIDAN, L.; HOLYCROSS, C.; O'HARA, R.: Sustainability Study of Inherent Damping in Additively Manufactured Nickel Alloy. AIAA Journal, Bd. 57, Iss. 1, 2019, S. 456–461

[SGR+19b] SCOTT-EMUAKPOR, O.; GEORGE, T.; RUNYON, B.; LANGLEY, B.; SHERIDAN, L.; HOLYCROSS, C.; O'HARA, R.; JOHNSON, P.: Forced-Response Verification of the Inherent Damping in Additive Manufactured Specimens. In: Kramer, S.; Jordan, J. L.; Jin, H.; Carroll, J.; Beese, A. M. (Ed.): Mechanics of Additive and Advanced Manufacturing, Volume 8, 2019, S. 81–86

[SGR+20] SCOTT-EMUAKPOR, O.; GEORGE, T.; RUNYON, B.; HOLYCROSS, C.; SHERIDAN, L.; O'HARA, R.: Assessing Additive Manufacturing Repeatability of Inherently Damped Nickel Alloy Components. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Bd. 142, Iss. 3, 2020

[SHE17] SEYDA, V.; HERZOG, D.; EMMELMANN, C.: Relationship between powder characteristics and part properties in laser beam melting of Ti–6Al–4V, and implications on quality. *Journal of Laser Applications*, Bd. 29, Iss. 2, 2017, S. 22311

[SKS+17] SCHMITT, M.; KAMPS, T.; SEIDEL, C.; REINHART, G.: Affecting Transmission NVH-Behaviour by Implementing a Damping System Using Additive Manufacturing, 2017

[SLB+15] STRONDL, A.; LYCKFELDT, O.; BRODIN, H.; ACKELID, U.: Characterization and Control of Powder Properties for Additive Manufacturing. *JOM*, Bd. 67, Iss. 3, 2015, S. 549–554

[SLM21-ol] SLM SOLUTIONS AG: Material Data Sheet - Fe-Alloy 316L (1.4404). Unter: https://www.slm-solutions.com/fileadmin/Content/Powder/MDS/MDS_Fe-Alloy_316L_0820_V0.91_EN_LS.pdf, Zuletzt geprüft: 05. Januar 2021

[TMV+16] THOMPSON, M. K.; MORONI, G.; VANEKER, T.; FADEL, G.; CAMPBELL, R. I.; GIBSON, I.; BERNARD, A.; SCHULZ, J.; GRAF, P.; AHUJA, B.; MARTINA, F.: Design for Additive Manufacturing: Trends, opportunities, considerations, and constraints. *CIRP Annals*, Bd. 65, Iss. 2, 2016, S. 737–760

[VBÖ+19a] VOGEL, F. A.; BERGER, S.; ÖZKAYA, E.; BIERMANN, D.: Vibration Suppression in Turning TiAl6V4 Using Additively Manufactured Tool Holders with Specially Structured, Particle Filled Hollow Elements. *Procedia Manufacturing*, Bd. 40, 2019, S. 32–37

[VBÖ+19b] VOGEL, F.; BERGER, S.; ÖZKAYA, E.; BIERMANN, D.: Additiver Werkzeugaufbau zur verbesserten Prozessdynamik bei der Drehbearbeitung von TiAl6V4. *Werkstoffzeitschrift*, Bd. 2019, 2019

[VDI 2062-1] Schwingungsisolierung - Begriffe und Methoden, Beuth Verlag, 2011

[VDI 3405] Additive Fertigungsverfahren - Grundlagen, Begriffe, Verfahrensbeschreibungen, VDI, 2014

[VDI 3405-2.3] Additive Fertigungsverfahren Strahlschmelzen metallischer Bauteile, VDI, 2018

[VDI 3833-1] Schwingungsdämpfer und Schwingungstilger: Schwingungsdämpfer - Grundlagen, Kenngrößen, Realisierung, Anwendung, Beuth Verlag, 2014

[VDI 3833-2] Schwingungsdämpfer und Schwingungstilger - Schwingungstilger und Schwingungstilgung, Beuth Verlag, 2006

[VÖB18] VOGEL, F.; ÖZKAYA, E.; BIERMANN, D.: Additiver Werkzeugaufbau zur Dämpfung von Prozessschwingungen. *VDI-Z Integrierte Produktion*, Bd. 2018, Iss. ½, 2018, S. 42–45

[Yan03] YANG, M. Y.: Development of Master Design Curves for Particle Impact Dampers. Dissertation, The Pennsylvania State University, 2003

[ZCW+16] ZHANG, K.; CHEN, T.; WANG, X.; FANG, J.: Rheology behavior and optimal damping effect of granular particles in a non-obstructive particle damper. *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 364, 2016, S. 30–43

[ZKB21-ol] ZIMMER, DETMAR; KOERS, THORSTEN; BÜHRMANN, TOBIAS: Design and drive technology in an AM-optimized modular drive. Unter: https://dmrc.uni-paderborn.de/fileadmin/dmrc/04_DMRC/04_AnnualReport/Jahresbericht2021_Online.pdf, Zuletzt geprüft: 31. Mai 2023

Studentische Arbeiten

Die nachstehend aufgeführten studentischen Arbeiten wurden im Kontext der vorliegenden Dissertation am Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik der Universität Paderborn angefertigt. Die Definition der Zielsetzung, die Bearbeitung sowie die Auswertung, Interpretation und Visualisierung von Ergebnissen erfolgten unter wissenschaftlicher Anleitung der Betreuenden Prof. Dr.-Ing Detmar Zimmer, Dr.-Ing. Vera Denzer und Thomas Künneke. Die erzielten Ergebnisse sind zum Teil in die Dissertation eingeflossen. Der Autor bedankt sich bei allen Studierenden für ihren Einsatz und ihre große Unterstützung.

- [Bau15] Baus, E.; (Künneke, T.): Systematische Untersuchung von additiv gefertigten Dämpfungsstrukturen unter Biegebelastung. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2015
- [Bau17] Baus, E.; (Künneke, T.): Erarbeitung und Implementierung eines Simulationsmodells für die Untersuchung des Bewegungsverhaltens der Partikel in additiv hergestellten Partikeldämpfern. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Studienarbeit, 2017
- [Bod14] Bode, M.; (Künneke, T.): Systematisches Entwickeln der Prüftechnik für die Untersuchung von Dämpfungswirkungen in additiv gefertigten Bauteilen unter Biegebelastung und überlagerter Rotation. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2014
- [Bue18] Bücker, S.; (Künneke, T.): Entwicklung einer auf AM angepassten Konstruktionsmethodik anhand eines industriellen Demonstrators. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2018
- [Dah16] Dahmann, M.; (Künneke, T.): Systematische Recherche zur Maschinenakustik von Zahnradgetrieben. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Projektarbeit, 2016
- [Dom18] Dommasch, M.; (Künneke, T.): Erarbeitung von Konstruktionsrichtlinien für eine nachbearbeitungsgerechte Gestaltung von laserstrahlgeschmolzenen Bauteilen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Masterarbeit, 2018
- [Eis20] Eising, P.; (Künneke, T.): Untersuchung von unterschiedlichen Modellen zur Regression von experimentell ermittelten Dämpfungskennwerten und ableiten von Konstruktionshinweisen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Studienarbeit, 2020
- [Goh16] Gohlke, M.; (Künneke, T.): Experimentelle Untersuchung von additiv gefertigten Dämpfungsstrukturen unter Torsionsbelastung. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Masterarbeit, 2016
- [Haa15] Haase, M.; (Künneke, T.): Systematische Gestaltung und Aufbau der Prüftechnik zur Untersuchung additiv gefertigter Dämpfungsstrukturen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2015
- [Haa17] Haase, M.; (Künneke, T.): Systematische Umgestaltung der Prüftechnik zur Untersuchung additiv gefertigter Dämpfungsstrukturen unter freier Torsionsschwingung. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Projektarbeit, 2017
- [Hel15] Helling, C.; (Künneke, T.): Untersuchung von funktionsintegrierten, additiv gefertigten Dämpfungsstrukturen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2015
- [Hel16] Helling, C.; (Künneke, T.): Systematische Recherche zu Methoden zur Simulation von Partikeldämpfern. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Projektarbeit, 2016

[Joo20] Joosten, J. I.; (Künneke, T.): Ermittlung und Systematisierung von Einflussfaktoren auf die Dämpfungswirkung für direkt additiv gefertigte Partikeldämpfer basierend auf der Betrachtung klassischer Partikeldämpfer. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Studienarbeit, 2020

[Jue14] Jürgens, S.; (Künneke, T.): Systematische Entwicklung der Prüfkörper für die Untersuchung von Dämpfungswirkungen in additiv gefertigten Bauteilen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2014

[Kha16] Kharatyan, A.; (Künneke, T.): Untersuchung des Schwingungsübertragungsverhaltens additiv gefertigter Bauteile. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Studienarbeit, 2016

[Kie14] Kießler, A.; (Künneke, T.): Systematische Entwicklung der Prüftechnik für die Untersuchung von Dämpfungswirkungen in additiv gefertigten Bauteilen unter Torsionsbelastung und überlagerter Rotation. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2014

[Kie15] Kießler, A.; (Künneke, T.): Untersuchung des Steifigkeitseinflusses bei additiv gefertigten Dämpfungsprüfkörpern auf das Schwingungsverhalten unter freien Biegeschwingungen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Projektarbeit, 2015

[Kru20] Kruse, P.; (Künneke, T.): Systematische Entwicklung und Bewertung von Konzepten zur Drehmomentmessung durch additiv gefertigte Strukturen mit dem Laser-Strahlschmelzen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Studienarbeit, 2020

[Lie17] Liefke, M.; (Künneke, T.): Systematische Untersuchung von funktionsintegrierten, additiv gefertigten Dämpfungsstrukturen mit Flüssigkeitsfüllung. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2017

[Lue19] Lüke, M.; (Künneke, T.): Entwicklung und Inbetriebnahme einer Aktorik zur weggesteuerten, translatorischen Anregung für Schwingungsuntersuchungen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Studienarbeit, 2019

[Lue20] Lüke, M.; (Künneke, T.): Konstruktion einer Lamellenbremse in nasslaufender und Trockenlaufender Ausführung für selbstfahrende Mähdrescher. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Masterarbeit, 2020

[Mei16] Meier, A.; (Künneke, T.): Systematische Recherche zum Einsatz additiver Fertigungsverfahren zur Geräusch- und Schwingungsreduzierung von Zahnrädern in Getrieben. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Projektarbeit, 2016

[Mei17] Meier, A.; (Künneke, T.): Systematische Untersuchungen von funktionsintegrierten, additiv gefertigten Dämpfungsstrukturen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Studienarbeit, 2017

[Mue20] Mütze, P.; (Künneke, T.): Prozessabsicherung eines tangentialen Wärmetauschers einer Brennwert-Wärmezelle. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Masterarbeit, 2020

[Pil19] Pillkahn, P.; (Künneke, T.): Erarbeitung von Konstruktionsrichtlinien für eine nachbearbeitungsgerechte Gestaltung von laserstrahlgeschmolzenen Bauteilen im Kontext von Stützstrukturen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Masterarbeit, 2019

[Pop19] Popp, E.; (Künneke, T.): Weiterentwicklung einer auf AM angepassten Konstruktionsmethodik. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Studienarbeit, 2019

[Rus21] Rustemeier, P.; (Künneke, T.): Experimentelle Untersuchung von direkt additiv gefertigten Partikeldämpfern aus dem Laser-Strahlschmelzverfahren. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2021

[San20] Sander, S.; (Künneke, T.): Aufbau und Inbetriebnahme eines Prüfstands zur Untersuchung additiv gefertigter Partikeldämpfer. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Studienarbeit, 2020

[Sch21] Schmidt, E.; (Künneke, T.): Optimierung der Saatgutförderung bei der pneumatischen Drillsaat zur Verbesserung der Saatgutablage bezüglich ihrer Längsverteilung. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Masterarbeit, 2021

[Tar15] Tarampouskas, A.; (Künneke, T.): Aufzeigen der Potentiale von grundlegenden Maschinenelementen mittels Topologieoptimierung anhand eines schrägverzahnten Stirnrades. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Projektarbeit, 2015

[Vol19] Volmari, P.; (Künneke, T.): Charakterisierung der Pulvereigenschaften additiv hergestellter Partikeldämpfer aus dem Laser-Strahlschmelzen. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Masterarbeit, 2019

[Zan19] Zang, D.; (Künneke, T.): Umsetzung eines vereinfachten Simulationsmodells für additiv gefertigte Partikeldämpfer. Universität Paderborn, Lehrstuhl für Konstruktions- und Antriebstechnik, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2019

Erklärung zur Zitation von Inhalten aus studentischen Arbeiten

In Ergänzung zu meinem Antrag auf Zulassung zur Promotion in der Fakultät für Maschinenbau der Universität Paderborn erkläre ich gemäß §11 der Promotionsordnung und unter Beachtung der Regelung zur Zitation studentischer Arbeiten:

Die von mir vorgelegte Dissertation habe ich selbstständig verfasst und ich habe keine anderen als die dort angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Es sind Inhalte studentischen Ursprungs (studentische Arbeiten) in dieser Dissertation enthalten.

Ich habe die verwendeten Arbeiten entsprechend der Regelung „Zitation aus studentischen Arbeiten in Dissertationen“ zitiert.

Harsewinkel, im November 2024

Thomas Künneke