

Forschungsberichte aus dem
wbk Institut für Produktionstechnik
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Bastian Rothaupt

**Dämpfung von Bauteilschwingungen
durch einstellbare Werkstückdirektspannung
mit Hydrodehnspanntechnik**

Band 256



Forschungsberichte aus dem
wbk Institut für Produktionstechnik
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer
Prof. Dr.-Ing. Gisela Lanza
Prof. Dr.-Ing. habil. Volker Schulze

Bastian Rothaupt

**Dämpfung von Bauteilschwingungen
durch einstellbare Werkstückdirektspannung
mit Hydrodehnspanntechnik**

Band 256

**Dämpfung von Bauteilschwingungen
durch einstellbare Werkstückdirektspannung
mit Hydrodehnspanntechnik**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
angenommene

DISSERTATION

von

M.Sc. Bastian Rothaupt

Tag der mündlichen Prüfung: 13.06.2022
Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer
Korreferent: Univ.-Prof. Friedrich Bleicher

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2022

Copyright Shaker Verlag 2022

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-8735-2

ISSN 0724-4967

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren
Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9
Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort des Herausgebers

Die schnelle und effiziente Umsetzung innovativer Technologien wird vor dem Hintergrund der Globalisierung der Wirtschaft der entscheidende Wirtschaftsfaktor für produzierende Unternehmen. Universitäten können als "Wertschöpfungspartner" einen wesentlichen Beitrag zur Wettbewerbsfähigkeit der Industrie leisten, indem sie wissenschaftliche Grundlagen sowie neue Methoden und Technologien erarbeiten und aktiv den Umsetzungsprozess in die praktische Anwendung unterstützen.

Vor diesem Hintergrund wird im Rahmen dieser Schriftenreihe über aktuelle Forschungsergebnisse des Instituts für Produktionstechnik (wbk) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) berichtet. Unsere Forschungsarbeiten beschäftigen sich sowohl mit der Leistungssteigerung von additiven und subtraktiven Fertigungsverfahren, den Produktionsanlagen und der Prozessautomatisierung sowie mit der ganzheitlichen Betrachtung und Optimierung der Produktionssysteme und -netzwerke. Hierbei werden jeweils technologische wie auch organisatorische Aspekte betrachtet.

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer

Prof. Dr.-Ing. Gisela Lanza

Prof. Dr.-Ing. habil. Volker Schulze

Vorwort des Verfassers

Die vorliegende Dissertation entstand im Wesentlichen während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Produktionstechnik (wbk) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Für die sehr guten Rahmenbedingungen des wissenschaftlichen Arbeitens am Institut, den fachlichen Austausch und die persönliche Förderung gilt mein Dank Prof. Jürgen Fleischer. Herrn Prof. Friedrich Bleicher danke ich für den wissenschaftlichen Austausch zum Thema und die Übernahme des Korreferats, sowie Prof. Albert Albers für die Übernahme des Prüfungsvorsitz.

Eine wissenschaftliche Arbeit entsteht immer im Austausch und der Diskussion mit Wegbegleitern. Danken möchte ich insbesondere meinen ehemaligen Kollegen und Studenten Quirin Spiller, Andreas Spohrer, Benedikt Klee, Markus Netzer, Philipp Gönzheimer, Markus Schäfer, Simon Merz, David Barton, Jonas Hillenbrand, Tobias Storz, Sven Roth, Marco Friedmann, Sven Coutandin, Patrick Rottmann sowie Jan Corduan. Allen Mitarbeitern des Instituts aus Werkstatt, Verwaltung und IT danke ich für ihre Unterstützung. Für den fachlichen Austausch danke ich Philipp Schröder, Sebastian Scharinger sowie Thomas Retzbach.

Für ihre große Unterstützung während meines Studiums danke ich meinen Eltern. Für ihren Rückhalt, ihre Ermutigung und ihre Geduld auf dem Weg zur Promotion danke ich meiner Frau Pamela und meinen beiden Kindern Fabian und Kira.

Aalen, 13.06.2022

Bastian Rothaupt

Abstract

During the machining of thin-walled parts, solid body vibrations are induced in the workpiece by the tooth meshing during the milling process, which occur as bending and torsional vibrations. These can have a negative effect on the machining result in terms of dimensional accuracy and surface quality and therefore have to be reduced, particularly in finishing processes, in order to avoid expensive and time-consuming rework. Due to its position in the force flow, workpiece clamping technology offers potential for the damping of workpiece vibrations. Previous work focused on complex actively controlled systems or passive damping clamping technology, which does not allow the damping effect to be adjusted.

On the contrary, the present work investigates a semi-passive approach to damp and influence workpiece vibrations of thin-walled parts by means of direct workpiece clamping. The vibration properties of the workpiece in terms of natural frequency, damping and dynamic compliance are influenced by the adjustability of the axial pull-in force and the radial hydraulic expansion clamping technology acting on a clamping bolt connected to the workpiece. Using a functional prototype with a demonstrator part, it can be shown that the hydraulic expansion technology achieves a three times higher damping of the bending mode. By additionally optimizing the joint between the workpiece and the clamping device, a damping ratio of up to 6% is achieved. A prediction model is used to investigate the extent to which a component-independent prediction of the damping ratio as a function of the clamping forces is possible. Finally, the findings are used to derive design guidelines for the application-oriented implementation of workpiece direct clamping systems with hydraulic expansion technology.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Formelzeichen	IV
Abkürzungsverzeichnis	VII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Aufbau der Arbeit	4
2 Stand der Technik und Forschung	7
2.1 Stationäre Werkstückspanntechnik in Werkzeugmaschinen	7
2.2 Hydrodehnspanntechnik	13
2.2.1 Funktionsweise und Aufbau	13
2.2.2 Anwendungsbeispiele und Einsatzgebiete	14
2.2.3 Modellierungsansätze und simulative Untersuchungsergebnisse	17
2.3 Modellierung, Simulation und Messung der Dämpfung von Bauteilschwingungen	19
2.3.1 Definition des Dämpfungsbegriffs	20
2.3.2 Beschreibung schwach gedämpfter Schwingungen	21
2.3.3 Experimentelle Bestimmung von Bauteilschwingungen und modaler Dämpfung	22
2.3.4 Modellierung von Dämpfungseffekten	26
2.4 Ansätze zur Schwingungsdämpfung in Werkzeugmaschinen	29
2.4.1 Erhöhung der dynamischen Steifigkeit	30
2.4.2 Passiv dämpfende Zusatzsysteme	31
2.4.3 Aktiv dämpfende Zusatzsysteme	32
2.4.4 Semi-passiv und semi-aktiv dämpfende Zusatzsysteme	33
2.5 Schwingungsdämpfung in der Spanntechnik	34
2.5.1 Passiv dämpfende Spannsysteme	34
2.5.2 Aktiv dämpfende Spannsysteme	38

2.6	Bewertung des Stands der Technik und Forschung	41
2.6.1	Fazit zum Stand der Technik und Forschung	41
2.6.2	Forschungsdefizit und Handlungsbedarf	43
3	Konkrete Zielsetzung und Vorgehensweise	46
3.1	Konkrete Zielsetzung	46
3.2	Vorgehensweise zur Zielerreichung	46
4	Funktionsprinzip eines Werkstückdirektspannungssystems mit Hydrodehnspanntechnik	49
4.1	Funktionsprinzip und Wirkungsweise	49
4.2	Geometrische Systembeschreibung der Hydrodehnspanntechnik	50
4.3	Einflussfaktoren auf die Hydrodehnspannkraft	52
5	Entwurf und Umsetzung des Spannsystems	55
5.1	Anforderungs- und Funktionsanalyse	55
5.2	Prinziplösungen und Konzeptentwicklung	57
5.3	Konstruktive und fertigungstechnische Umsetzung	64
5.4	Montage, Kalibrierung und Inbetriebnahme	68
6	Einfluss des Spannsystems auf statische Bauteileigenschaften	70
6.1	Auswahl eines Demonstratorbauteils	70
6.2	Modellbildung	71
6.2.1	Strukturmodellierung	71
6.2.2	Modellierung der Lastschritte und Randbedingungen	79
6.3	Verschiebung der Dehnkammerwand	82
6.4	Axialverschiebung des Spannbolzens	84
6.5	Analyse des Spannungszustands der Spannfläche	85
6.6	Statische Bauteilnachgiebigkeit	85
7	Einflussanalyse auf schwingungsdynamische Bauteil-eigenschaften	88
7.1	Experimentelle Modalanalyse	88
7.1.1	Versuchsaufbau und Messmittel	88
7.1.2	Versuchsdurchführung	89

7.1.3	Versuchsauswertung	92
7.2	Einfluss der Spannkkräfte	93
7.2.1	Untersuchung der Eigenfrequenzen	94
7.2.2	Untersuchung modaler Dämpfungsgrade	96
7.2.3	Messung der dynamischen Nachgiebigkeiten	98
7.2.4	Erprobung des Spannsystems im Zerspanungsversuch	100
7.2.5	Zwischenfazit	102
7.3	Einfluss der Spannfläche	103
7.3.1	Umsetzung dämpfender Spannflächen	103
7.3.2	Untersuchung der Eigenfrequenzen	104
7.3.3	Vergleich modaler Dämpfungsgrade	107
7.3.4	Vergleich dynamischer Nachgiebigkeiten	109
7.3.5	Fazit zur Untersuchung des Einflusses der Spannfläche	110
8	Identifikation und Vorhersage modaler Dämpfungsparameter	111
8.1	Experimentelle Bestimmung der modalen Dämpfung	111
8.1.1	Versuchsplanung	112
8.1.2	Experimentelle Bestimmung der modalen Dämpfung	113
8.2	Bestimmung lokaler Dämpfungswerte	115
8.3	Vorhersagemodell modaler Dämpfungsparameter	119
9	Gestaltungsrichtlinien zur Umsetzung schwingungsdämpfender Spannsysteme mit Hydrodehnspanntechnik	124
10	Zusammenfassung und Ausblick	128
10.1	Zusammenfassung	128
10.2	Ausblick	131
	Literaturverzeichnis	VIII
	Abbildungsverzeichnis	XIV
	Tabellenverzeichnis	XVII
	Wissenschaftlicher und beruflicher Werdegang	XIX

Formelzeichen

<u>Formelzeichen</u>	<u>Größe</u>	<u>Einheit</u>
α	Rayleigh-Koeffizient	[-]
β	Rayleigh-Koeffizient	[-]
δ	Abklingkonstante	[1/s]
η	Verlustfaktor	[-]
ϑ	Dämpfungsgrad	[-]
λ	Eigenwert	[-]
Λ	Logarithmisches Dekrement	[-]
μ	Reibkoeffizient	[-]
ξ	Dämpfungsparameter	[-]
ω, ω_0	Eigenkreisfrequenz	[1/s]
ω_d	Frequenz des schwach gedämpften Systems	[1/s]
Ω	Frequenz im Fourierraum	[1/s]
A	Amplitude	[mm]
c	Dämpfungskonstante	[Ns/m]
c_1	Stoßfaktor	[-]
c_2	Sicherheitsfaktor	[-]
\mathbf{C}	Dämpfungsmatrix	[Ns/m]
d	Nenndurchmesser Schraube	[mm]
$D_{DK,i,x}$	Innendurchmesser Dehnkammergelement	[mm]
$D_{GK,a}$	Außendurchmesser Grundkörper	[mm]
$D_{GK,i}$	Innendurchmesser Grundkörper	[mm]
E_{\perp}, E_{\parallel}	Elastizitätskonstanten	[N/mm]
f	Dämpfungskraft	[N]
F	Axiale Vorspannkraft	[N]
F_a	Axialspannkraft	[N]
F_H	Haltekraft	[N]

F_j	Fouriertransformiertes Eingangssignal	[-]
F_P	Prozesskraft	[N]
F_r	Radialspannkraft	[N]
F_{SP}	Spannkraft	[N]
g_{ij}	Übertragungsfunktion	[-]
\check{h}	Höhe der Dünnschicht	[mm]
j	Index für Schwingungsform	[-]
k	Steifigkeit	[N/mm ²]
k_{\perp}, k_{\parallel}	Kontaktsteifigkeiten	[N/mm ²]
K	Drehmomentenkoeffizient	[-]
K	Steifigkeitsmatrix	[N/mm ²]
$l_{DK,ges}$	Gesamtlänge Dehnkammer	[mm]
$l_{DK,x}$	Länge Dehnkammergelement	[mm]
m	Masse	[kg]
M	Massematrix	[kg]
N	Normalkraft	[N]
$Q1, Q2, Q3$	Querschnitte 1-3	[-]
Q_i	Fouriertransformiertes Ausgangssignal	[-]
r	Index für Dissipationsquelle	[-]
r	Eigenvektor	[-]
$s_{DK,x}$	Breite Dehnkammergelement	[mm]
$s_{DW,x}$	Wandstärke Dehnkammerwand	[mm]
t	Zeit	[s]
T	Anzugsdrehmoment	[Nm]
U	Potentielle Energie	[J]
V_{DK}	Dehnkammervolumen	[mm ³]
x	Weg	[m]
\dot{x}	Geschwindigkeit	[m/s]

\ddot{x}	Beschleunigung	[m/s ²]
X	Modalmatrix	[-]

Abkürzungsverzeichnis

<u>Abkürzung</u>	<u>Bedeutung</u>
AVC	Active vibration control (Aktiv geregelte Schwingungs- dämpfung)
FEM	Finite Elemente Methode
FRF	Frequence Response Function (Nachgiebigkeitsfrequenz- gang)
HDKA	Hydrodehnkissenaktor
HIDAMET	High dampening metal (Hochdämpfendes Metall)
MAC	Modal Assurance Criterion
MLMM	Most Likelihood Estimation of a Modal Model
OEE	Overall equipment effectiveness (Gesamtanlageneffektiv- tät)
PID Regler	proportional integral differential Regler
RCSA	Receptance Coupling Substructure Analysis
SLS	Selektives Lasersintern
TCP	Tool Center Point
TVD	Tuned viscous damper (Viskoser Hilfsmassendämpfer)

1 Einleitung

1.1 Motivation

In der industriellen Zerspanung von Metallbauteilen spielt der Einfluss der Spanntechnik in bisherigen Forschungsarbeiten eine eher untergeordnete Rolle. Sowohl im Auslegungsprozess von Maschinenstrukturen als auch bei der Optimierung von Zerspanungsprozessen wird der Einfluss der Spanntechnik auf Produktivität und Bearbeitungsqualität oft unterschätzt oder vernachlässigt. Dabei kommt insbesondere der Werkstückspanntechnik eine essentielle Rolle in der Werkzeugmaschine und der Optimierung ganzer Prozessketten zur Bearbeitung von Werkstücken zu. (Kalocsay & Bergs et al. 2014; Möhring & Wiederkehr 2016)

Hauptfunktion der Werkstückspanntechnik ist die Fixierung des zu bearbeitenden Werkstücks. Neben der Bestimmung einer eindeutigen Werkstückposition und -orientierung muss ein Spannmittel die durch die Bearbeitung auftretenden statischen, dynamischen und thermischen Kräfte aufnehmen und diese als integraler Bestandteil der Maschinenstruktur in den Kraftfluss einleiten. Eine weitere Anforderung besteht in einer möglichst deformationsarmen Spannung, um ein formgenaues Bearbeitungsergebnis zu erzielen. Das Werkstück soll weder durch die aufgebrachtten Spannkkräfte noch durch die auftretenden Bearbeitungskräfte verformt werden. (Fleischer & Denkena et al. 2006; Klocke 2018)

Um diese Anforderungen zu erfüllen wird in der industriellen Praxis vermehrt die Werkstückdirektspannung in Form von Nullpunktspannsystemen eingesetzt. Dabei wird das Werkstück mittels eines eingeschraubten Spannbolzens mit Zentrierkegel form- und kraftschlüssig auf eine Planfläche eines aktuierten stationären Spannmoduls gespannt, wobei hohe Positionier- und Wiederholgenauigkeiten kleiner 5 µm sowie hohe Einspannsteifigkeiten erzielt werden können. Durch hauptzeitparalleles Aufspannen können Rüstzeiten minimiert werden. Durch die unterseitige Direktspannung und die im Gegensatz zu anderen Spannmitteln nicht vorhandene Störkontur wird eine fünfseitige Bearbeitung des Werkstücks möglich. (Brecher & Weck 2019a)

Die Spannvorrichtung bildet zusammen mit dem Werkstück ein schwingendes System. Insbesondere bei der Spannung dünnwandiger Bauteile werden während des Fräsprozesses durch den Zahneingriff Festkörperschwingungen im Werkstück induziert, wel-

che in Form von Biege- und Torsionsschwingungen auftreten. Diese können das Bearbeitungsergebnis hinsichtlich Formgenauigkeit und Oberflächengüte negativ beeinflussen und sind deshalb besonders bei Schlichtprozessen zu reduzieren, um teure und aufwändige Nacharbeiten zu vermeiden. Außerdem wirken sich diese Schwingungen verkürzend auf Werkzeugstandzeiten aus. (Klocke 2018; Lerez et. al 2016).

Bauteilschwingungen können durch die Erhöhung der passiven Dämpfungswirkung von Spannvorrichtungen reduziert werden. Dies setzt voraus, dass das Spannsystem an der Schwingungsform des Bauteils beteiligt ist und ein Gegenlager bildet. Schwingungsformen, welche vollständig im Bauteil liegen, können also durch das Spannsystem nicht beeinflusst werden. Die passive Schwingungsdämpfung wird durch viskos dämpfende Materialien oder durch Reibung verschiedener Elemente im Kraftfluss des Spannsystems erzeugt. (Klocke 2018)

Hydraulisch aktivierte Spannsysteme bieten aufgrund der viskosen Dämpfungseigenschaften des Hydraulikmediums großes Potential für die passive Schwingungsdämpfung. Im Bereich der Werkzeugschwingung werden Hydrodehnspannfutter eingesetzt, welche neben den vorteilhaften Dämpfungseigenschaften hohe Zentrier- und Rundlaufeigenschaften aufweisen. Dabei wird ein zylindrischer Werkzeugschaft kraftschlüssig in einer Bohrung radial gespannt. Durch das Aufbringen eines hohen Drucks auf das Hydraulikmedium wird der Bohrungsdurchmesser durch die Ausdehnung radial angeordneter Dehnkammern reduziert. (Fleischer & Schulze et al. 2016; Weck & Brecher 2006) In der Werkstückspannung kommt diese Technologie jedoch bisher nicht zum Einsatz.

Diese Arbeit adressiert das Forschungsdefizit im Bereich der semi-passiven Dämpfung insbesondere Schwingungen dünnwandiger Bauteile mittels stationärer einstellbarer Werkstückdirektspannung für die Fräsbearbeitung. Als Ansatz wird deshalb im Folgenden ein Spannsystem entwickelt und untersucht, welches vorteilhaft die Eigenschaften der Werkstückdirektspannung und der Hydrodehnspanntechnik kombiniert und somit den Anforderungen an eine präzise, steife und schwingungsdämpfende Bauteilspannung gerecht wird. Das Spannsystem soll Bauteilschwingungen mittels einstellbarer Spannkräfte dämpfen und beeinflussen können. Dabei werden sowohl wie bei Nullpunktspannsystemen axial an einem Spannbolzen wirkende Einzugskräfte als auch die durch die Hydrodehnspanntechnik radial auf den Spannbolzen wirkende Druckkräfte kombiniert. Der Kombination dieser beiden einstellbaren Freiheitsgrade mit ihren unter-

schiedlichen Einflüssen auf Schwingungsdämpfung und Nachgiebigkeit wird das Potential zugemessen bei ausreichender EinspannstEIFigkeit Schwingungen dünnwandiger Bauteile signifikant zu dämpfen und so das Bearbeitungsergebnis zu verbessern.

1.2 Zielsetzung

Ziel der vorliegenden Dissertation ist die Dämpfung und Beeinflussung von Bauteilschwingungen durch ein Werkstückdirektspannungssystem mit einstellbarer Spannkraft für die Fräsbearbeitung in Werkzeugmaschinen.

Es wird ein Spannsystem entwickelt, welches eine semi-passive Schwingungsdämpfung der Eigenschwingungsformen des zu bearbeitenden Werkstücks ermöglicht. Für die Einstellung der Dämpfung und die gezielte Verschiebung von Eigenfrequenzen wird ein Prototyp realisiert, welcher die radial auf einen Spannbolzen wirkende Hydrodehnspannung und die axial auf das Bauteil wirkende Direktspannung kombiniert. Hierfür werden zunächst die grundlegenden Wirkzusammenhänge der Hydrodehnspanntechnik erarbeitet. Anhand umfangreicher Versuchsreihen an einem Demonstratorbauteil wird der Einfluss der einstellbaren Spannkraft auf modale Bauteildämpfung, Eigenfrequenzen sowie statische und dynamische Nachgiebigkeiten gezeigt. Die schwingungsformabhängige Bauteildämpfung wird in einem Zerspanungsversuch erprobt.

Da die Eigenschwingungsformen bauteilspezifisch sind wird eine Vorgehensweise zur modellbasierten Voraussage der modalen Dämpfungsparameter in Abhängigkeit der eingestellten Spannkraft untersucht. Ziel der Arbeit ist es hierbei, aus dem Stand der Forschung bekannte Dämpfungsmodelle hinsichtlich deren Anwendbarkeit für das vorliegende Spannsystem zu bewerten. Abschließend werden aus den gewonnenen Erkenntnissen Gestaltungsrichtlinien und Handlungsempfehlungen für die industrielle Anwendung in der Entwicklung schwingungsdämpfender Werkstückdirektspannungssysteme abgeleitet.

Folgende forschungsleitende Fragen werden in dieser Arbeit adressiert:

- Wie kann mit den bekannten Prinzipien der Hydrodehnspanntechnik und der Werkstückdirektspannung ein semi-passives Werkstückdirektspannungssystem gestaltet werden, welches eine Einstellbarkeit der Spannkraft ermöglicht?
- Wie können mittels Einstellung der Spannkraft und Kombination radialer Hydrodehnspanntechnik und axialer Werkstückdirektspannung Bauteilschwingungen gedämpft und Eigenschwingungen des Werkstücks beeinflusst werden?

- Welche Modelle und Methoden eignen sich für die Vorhersage modaler Dämpfungsgrade bei Werkstückspannsystemen mit Hydrodehnspanntechnik?
- Welche Gestaltungsrichtlinien und Handlungsempfehlungen zur Dämpfung von Bauteilschwingungen mittels Werkstückdirektspannung lassen sich ableiten?

1.3 Aufbau der Arbeit

Die Gliederung der Arbeit ist in Abbildung 1-1 dargestellt. Zunächst wird der aktuelle Stand der Technik und Forschung im Kontext der Werkstückspannung und Schwingungsdämpfung in Werkzeugmaschinen vorgestellt. Kapitel 2 ordnet die Werkstückdirektspannung ein und beschreibt relevante Grundlagen der Spanntechnik. Zum Verständnis werden die für die weitere Arbeit relevanten Technologien, Anwendungslösungen und Forschungsarbeiten im Bereich der Werkstückdirektspannung mittels Nullpunktspanntechnik (Kapitel 2.1) sowie der Hydrodehnspanntechnik (Kapitel 2.2) vorgestellt. Für die spätere Messung und Simulation von Bauteilschwingungen und Dämpfungsgraden werden die Grundlagen der Modellierung, Simulation und Messung von Bauteilschwingungen erläutert und bestehende Modellierungsansätze für Dämpfungseffekte vorgestellt (Kapitel 2.3). Anschließend wird auf den Stand der Technik und Forschung aktiver, passiver und semi-passiver bzw. semi-aktiver Systeme zur Schwingungsdämpfung in Werkzeugmaschinen (Kapitel 2.4) und speziell in der Spanntechnik (Kapitel 2.5) eingegangen. Aus dem Defizit des Stands der Technik und Forschung wird der vorliegende Handlungsbedarf abgeleitet (Kapitel 2.6). Auf die davon abgeleitete konkrete Zielsetzung und für die Zielerreichung gewählte Vorgehensweise wird darauf aufbauend im Kapitel 3 eingegangen.

Im Ergebnisteil der Arbeit wird zunächst das allgemeine Funktionsprinzip eines Werkstückdirektspannungssystems mit Hydrodehnspanntechnik vorgestellt (Kapitel 4.1). Darauf aufbauend werden die geometrischen Systemmerkmale der Hydrodehnspanntechnik beschrieben (Kapitel 4.2). Kapitel 4.3 geht systematisch auf die Faktoren ein, welche Hydrodehnspannkraft, Positioniergenauigkeit und Dämpfungswirkung beeinflussen.

Auf Basis des Funktionsprinzips wird der Entwurf und die Umsetzung eines Prototypen für ein Spannsystem mit einstellbarer Werkstückdirektspannung und Hydrodehnspanntechnik in Kapitel 5 vorgestellt. Ausgehend von einer Anforderungs- und Funktionsanalyse (Kapitel 5.1) werden Prinziplösungen und deren konzeptionelle Realisierung erarbeitet (Kapitel 5.2). Kapitel 5.3 beschreibt die konstruktive und fertigungstechnische

Umsetzung bevor abschließend auf Montage, Kalibrierung und Inbetriebnahme des Prototypen eingegangen wird (Kapitel 5.4).

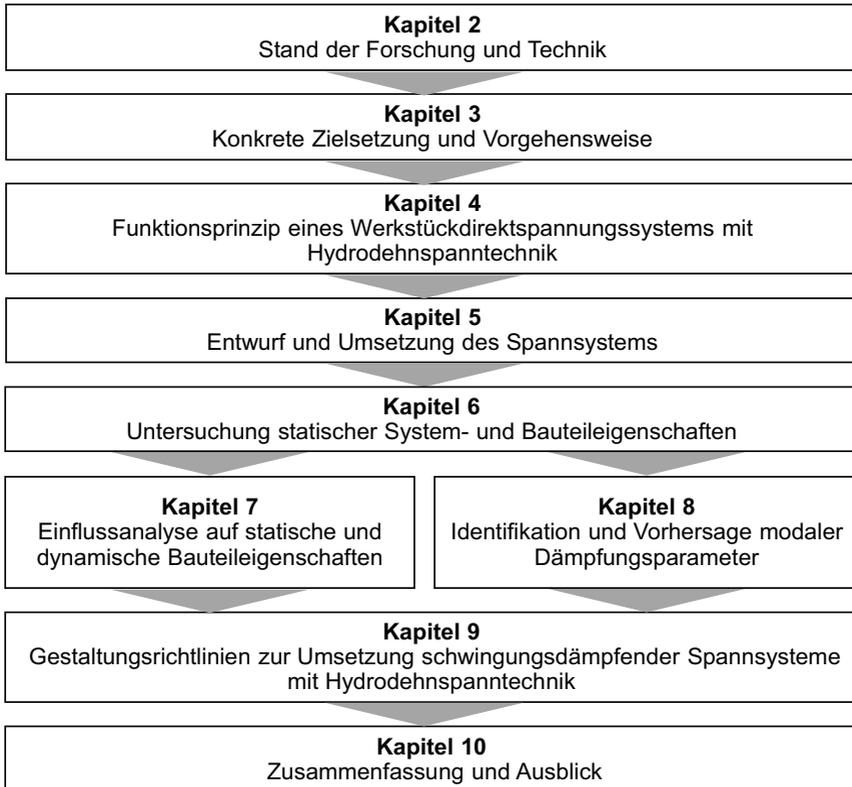


Abbildung 1-1: Aufbau der Arbeit

Für die folgenden Untersuchungen des prototypisch umgesetzten Spannsystems wird in Kapitel 6.1 zunächst ein Demonstratorbauteil ausgewählt und umgesetzt. Für die statische und dynamische Simulation wird ein Modell des Gesamtsystems gebildet (Kapitel 6.2), welches hinsichtlich der Verschiebung der Dehnkammerwand (Kapitel 6.3) und der Axialverschiebung des Spannbolzens (Kapitel 6.4) statisch validiert wird. Mithilfe des Modells können weitere statische Untersuchungen zur Analyse des Spannungszustands der Spannfläche (Kapitel 6.5) sowie der statischen Bauteilnachgiebigkeit (Kapitel 6.6) durchgeführt werden.

Um den Einfluss der Spannkkräfte auf die dynamischen Bauteileigenschaften zu charakterisieren werden in Kapitel 7 statische sowie dynamische Messungen am Demonstratorbauteil durchgeführt. Nach der Beschreibung der methodischen Vorgehensweise (Kapitel 7.1) wird mittels Modalanalyse der Einfluss der Spannkkräfte auf Eigenfrequenzen, modale Dämpfungparameter sowie Nachgiebigkeitsfrequenzgänge des Demonstratorbauteils bestimmt (Kapitel 7.2). Die modale Dämpfungswirkung des Spannsystems wird mittels eines Fräsversuchs erprobt. Da der Einfluss der Spannfläche auf die Schwingungsdämpfung besonders signifikant ist, wird dieser in weiteren Versuchsreihen näher untersucht (Kapitel 7.3).

In Kapitel 8 wird ein methodischer Ansatz zur Identifikation und Vorhersage von Dämpfungsparametern des Spannsystems mit dem Ziel der Übertragbarkeit auf beliebige Bauteile untersucht. Hierfür wird zunächst die Dämpfung je Schwingungsmode und Dissipationsquelle experimentell bestimmt (Kapitel 8.1) Aufbauend auf der Bestimmung und Schätzung lokaler Dämpfungswerte (Kapitel 8.2) wird ein Ansatz zur Berechnung und Vorhersage globaler Dämpfungsparameter angewandt und bewertet (Kapitel 8.3).

In Kapitel 9 werden die aus den Kapiteln 4 bis 8 gewonnenen Erkenntnisse diskutiert und abschließend Gestaltungsrichtlinien und Handlungsempfehlungen für die Umsetzung schwingungsdämpfender Werkstückdirektspannungssysteme abgeleitet. Diese sollen eine Umsetzung der wissenschaftlichen Erkenntnisse in anwendungsnahen Prototypen ermöglichen. Abschließend wird in Kapitel 10 die Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick auf weiterführende Forschungsgegenstände gegeben.

2 Stand der Technik und Forschung

Das folgende Kapitel beschreibt die für diese Arbeit relevanten Grundlagen und den Kenntnisstand der Technik und Forschung im Themenfeld Schwingungsdämpfung in Werkzeugmaschinen und der Spanntechnik. Zunächst werden Anforderungen und Technologien der stationären Werkstückspanntechnik in Werkzeugmaschinen dargestellt (Kapitel 2.1). Hier wird zunächst auf Systeme zur Werkstückdirektspannung eingegangen, da der hier gewählte Ansatz dieser Form der Bauteilspannung zuzuordnen ist. Weiter wird die Hydrodehnspanntechnik hinsichtlich Bauformen und Modellierungsansätzen beleuchtet (Kapitel 2.2), um die bereits bekannten Wirkzusammenhänge dieses Spanntyps zu erläutern. Für das grundlegende Verständnis der Modellierung, Simulation und Messung der Dämpfung von Bauteilschwingungen wird der Stand der Forschung in Kapitel 2.3 dargestellt, wobei insbesondere die Modellierung von Dämpfungseffekten vertieft wird. In Kapitel 2.4 werden zunächst Ansätze zur passiven und aktiven Dämpfung und Mitigation von Bauteilschwingungen in Werkzeugmaschinen vorgestellt, bevor in Kapitel 2.5 ausführlich auf Ansätze zur Schwingungsdämpfung durch Spannsysteme eingegangen wird. Abschließend wird der Stand der Technik und Forschung zusammengefasst und kritisch hinterfragt, wobei konkrete Defizite aufgezeigt werden, die mit dieser Arbeit gelöst werden sollen (Kapitel 2.6).

2.1 Stationäre Werkstückspanntechnik in Werkzeugmaschinen

Für die Spannung von Bauteilen in Werkzeugmaschinen kommen abhängig vom Maschinenkonzept unterschiedliche Konzepte und Technologien zum Einsatz. Für die zerspanende Bearbeitung metallischer Werkstücke ist in Fräsmaschinen und Bearbeitungszentren die stationäre Spanntechnik Stand der Technik. An diese werden folgende allgemeinen Anforderungskriterien gestellt (Förster & Förster 2018):

- Möglichkeit zur Komplettbearbeitung des Werkstücks (Minimierung der Aufspannungen)
- Auf Bauteilnachgiebigkeit, -werkstoff und Bearbeitungsaufgabe adaptierbare Spannkraft
- Sichere Aufnahme von Prozesskräften und Ableitung in das Maschinengestell
- Hohe Positioniergenauigkeit und geringe Nachgiebigkeit der Werkstückeinspannung
- Kurze Rüstzeiten
- Hohe Wiederholgenauigkeiten, insbesondere für die Prozessautomatisierung

- Flexibilität für die Spannung vielfältiger Werkstückformen

Aufgrund der Vielzahl an Werkstoff- und Bauteileigenschaften, Bearbeitungsprozessen und Stückzahlen existieren entsprechend unterschiedliche konzeptionelle Lösungen für die stationäre Werkstückspannung, welche verschiedene Technologien einsetzen. Eine Kategorisierung der Prinziplösungen zeigt Abbildung 2-1.

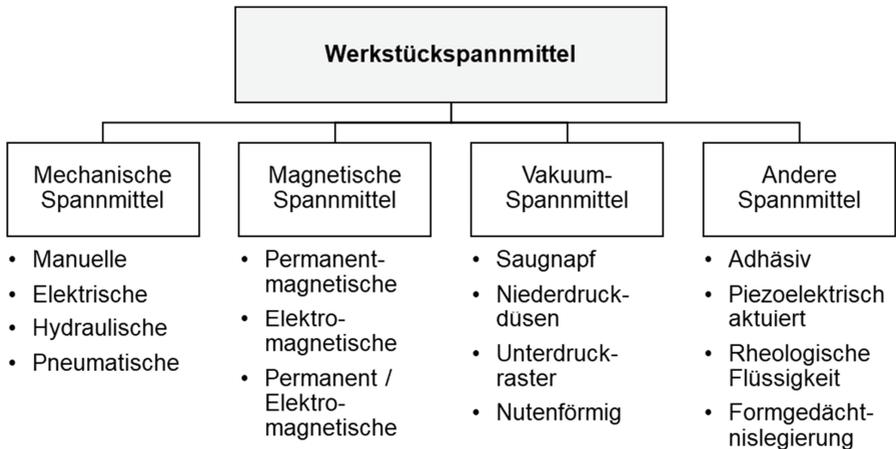


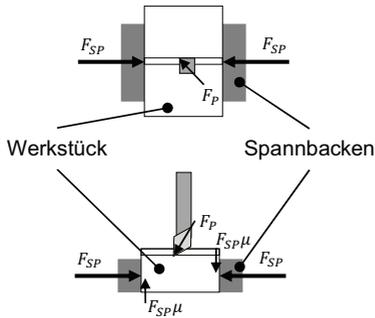
Abbildung 2-1: Prinziplösungen von Werkstückspannmitteln nach (Fleischer & Denkena et al. 2006)

Die am meisten verbreitete Technologie ist die der mechanischen Spannmittel, welche aufgrund der hohen Flexibilität zur Spannung prismatischer Bauteile überwiegend kraftschlüssig arbeiten (Fleischer & Denkena et al. 2006). Dabei kann die Kraftübertragung zur Aufbringung der Spannung elektrisch, hydraulisch oder pneumatisch realisiert werden. Bei geringen Stückzahlen ist auch eine manuelle Aufspannung Standard. Ausführungsbeispiele dieser Spannmittel sind Maschinenschraubstöcke und Zentrischspanner für prismatische Bauteile sowie Backenfutter für rotationssymmetrische Bauteile. Für individuelle Aufspannungen und Sonderlösungen werden häufig Vorrichtungen mit formschlüssig arbeitenden Spannpratzen, Gabelspanneisen und Niederzugspannern eingesetzt. Auch modulare Systeme wie flexible Aufspannplatten mit Loch- und Nutensystemen kommen zum Einsatz (Brecher & Weck 2019b; Förster & Förster 2018). Neben den mechanischen existieren magnetische Spannmittel, welche allerdings nur für

ferromagnetische Werkstoffe geeignet sind. Diese zeichnen sich durch hohe Niederhaltekräfte und eine sehr geringe Störkontur aus. Die kraftschlüssige Spannung kann durch Permanentmagnete, elektromagnetisch oder einer Kombination aus beiden erfolgen. Insbesondere für flache Bauteile wie Bleche eignet sich die Vakuumspanntechnik, wobei hier unterschiedliche Endeffektoren wie Saugnäpfe, Niederdruckdüsen sowie Unterdruckraster oder -nuten eingesetzt werden. (Fleischer & Denkena et al. 2006) Darüber hinaus bestehen weitere Lösungen wie adhäsive Spannsysteme für oberflächensensible Bauteile, auf Formgedächtnislegierungen basierende oder piezoelektrisch aktivierte Lösungen. Letztere zeichnen sich besonders durch die Möglichkeit aus, hohe Spannkraft bei gleichzeitig geringen Verstellwegen und hochdynamischen Verstellfrequenzen aufzubringen und sind daher für den Einsatz zur aktiven Schwingungsdämpfung gut geeignet. (Lerez et. al 2016) In Kapitel 2.5 wird näher auf diese Prinziplösung eingegangen.

Auf die beiden beschriebenen Spannmechanismen des form- und kraftschlüssigen Spannens soll im Folgenden näher eingegangen werden, da der in dieser Arbeit gewählte Ansatz auf beiden Mechanismen beruht. Die Definition ist abhängig von der Wirkrichtung der Spannkraft F_{Sp} im Verhältnis zur Prozesskraft F_p , welche am Tool Center Point (TCP) angreift (vgl. Abbildung 2-2). Die Spannkraft wirkt per Definition normal zur Spannfläche des Spannmittels bzw. zur gespannten Werkstückoberfläche. Wirkt die Hauptschnittkraft in die gleiche Richtung wie die Spannkraft liegt formschlüssiges Spannen vor. Die erforderliche Haltekraft F_H , welche ein Verschieben des Bauteils verhindert, ist direkt proportional zur Spannkraft. Für das kraftschlüssige Spannen ist die aufzubringende Spannkraft abhängig vom Reibungskoeffizienten der Materialpaarung, da hier die Prozesskraft überwiegend normal zur Spannkraft und damit tangential zur Spannfläche wirkt. In beiden Fällen muss für ein prozesssicheres Spannen die Haltekraft größer dem Produkt aus Prozesskraft und Stoß- und Sicherheitsfaktor sein (Brecher & Weck 2019b).

Formschlüssiges Spannen



$$F_H \sim F_{SP} > F_P * c_1 * c_2$$

F_P : Prozesskraft

F_{SP} : Spannkraft

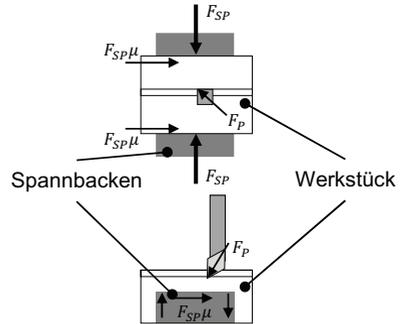
F_H : Haltekraft

μ : Reibungswert

c_1 : Stoßfaktor

c_2 : Sicherheitsfaktor

Kraftschlüssiges Spannen



$$F_H \sim 2 * F_{SP} * \mu > F_P * c_1 * c_2$$

Abbildung 2-2: Grundlagen des form- und kraftschlüssigen Spannsens nach (Brecher & Weck 2019b)

Systeme zur Werkstückdirektspannung

Aufgrund der voranschreitenden Automatisierung auch geringer Stückzahlen und der Produktindividualisierung im Rahmen der Industrie 4.0 gewinnen die oben beschriebenen Anforderungen an geringe Rüstzeiten, hohe Wiederholgenauigkeiten sowie die Komplettbearbeitung des Werkstücks möglichst in einer Aufspannung an Bedeutung. Systeme zur Werkstückdirektspannung erfüllen diese Anforderungen in hohem Maße, da aufgrund der unterseitigen Spannung keine oder lediglich geringe Störkonturen des Spannmittels eine fünfseitige Bearbeitung ermöglichen. (Kalocsay & Bergs et al. 2014)

Neben den bereits genannten Möglichkeiten zur Werkstückdirektspannung in der Vakuum- und Magnetspanntechnik existieren auch bei mechanischen Spannmitteln verschiedene Lösungsansätze. Hierzu zählen insbesondere Nullpunktspannsysteme, welche sich durch hohe Wechselwiederholgenauigkeiten auszeichnen und durch einen modularen Aufbau erhebliche Rüstzeitverkürzungen ermöglichen. Durch die hohen Positionier- und Wiederholgenauigkeiten und einem in der Werkzeugmaschine eingebauten Spanntopf kann ein Nullpunkt eingemessen werden, welcher als Referenz für die Bauteilbearbeitung dient. Somit können Einmessvorgänge reduziert werden, was die

Bearbeitungsgenauigkeit erhöht und Nebenzeiten reduziert. Neben der Werkstückdirektspannung wird die Schnittstelle bestehend aus Spanntopf und Spannbolzen auch für modulare Spannsysteme oder als Palettiersystem eingesetzt um einen schnellen Wechsel des Spannmittels zu ermöglichen. (Förster & Förster 2018)

Nullpunktspannsysteme existieren in verschiedensten Ausführungen. Wichtige Merkmale sind zum einen die aufbringbaren Einzugskräfte, welche in der Größenordnung von 50 N bis 50 kN liegen. Weiter ist die Genauigkeit bestehend aus Positionier- und Wechselwiederholungsgenauigkeit eine relevante Größe. Letztere ist meist im Bereich kleiner 5 µm spezifiziert. Für die Integration des Spanntopfs in den Maschinentisch sind möglichst geringe Abmaße, insbesondere eine geringe Aufbauhöhe wichtig. Hier spielt außerdem die Energieübertragung eine entscheidende Rolle. Konventionelle Systeme werden pneumatisch oder hydraulisch betätigt. Die hierfür benötigten Zuleitungen können in den Maschinentisch integriert werden oder werden manuell vom Maschinenbediener für den Bauteilwechsel angeschlossen. Aus Gründen der Energieeffizienz und den erhöhten Anforderungen an die Automatisierbarkeit von Nullpunktspannsystemen kommen verstärkt auch elektromechanische Systeme zum Einsatz. Diese erreichen aktuell noch nicht die geforderten Einzugskräfte bei gleichem kompaktem Bauraum und werden daher im Bereich geringerer Spannkkräfte eingesetzt. Tabelle 2-1 zeigt exemplarisch eine Auswahl am Markt verfügbarer Nullpunktspannsysteme und deren Eigenschaften. Wichtige Anforderungen sind außerdem lange Wartungszyklen oder Wartungsfreiheit sowie hohe Lebensdauern.

Tabelle 2-1: Exemplarische Industrielösungen für Nullpunktspannsysteme

Hersteller	Bezeichnung	Energieübertragung	Einzugskraft [kN]	Positioniergenauigkeit [µm]
Schunk ¹	NSE plus 176	pneumatisch	40	< 5
Berg ²	NSM-HV-30	hydraulisch	30	< 5
AMF ³	6370EARH	hydraulisch	5	< 5
Stark ⁴	Stark.balance.2 D135	hydraulisch	20	< 5
Zero Clamp ⁵	11886	pneumatisch	12,5	2,5

¹https://schunk.com/de_de/startseite/vero-s/ [11.02.2022]

²<https://www.berg-spanntechnik.de/wAssets/docs/produkte/sonderanwendung/nsmhv.pdf> [11.02.2022]

³<https://www.amf.de/files/amf-assets/news/downloads/catalogues/Katalog-AMF-Zero-Point-Systems.pdf> [11.02.2022]

⁴<https://www.stark-roemheld.com/produkte/stark-balance/> [11.02.2022]

⁵https://www.zeroclamp.com/wp-content/uploads/2019/11/gesamtkatalog_v4_2019_deutsch.pdf [11.02.2022]

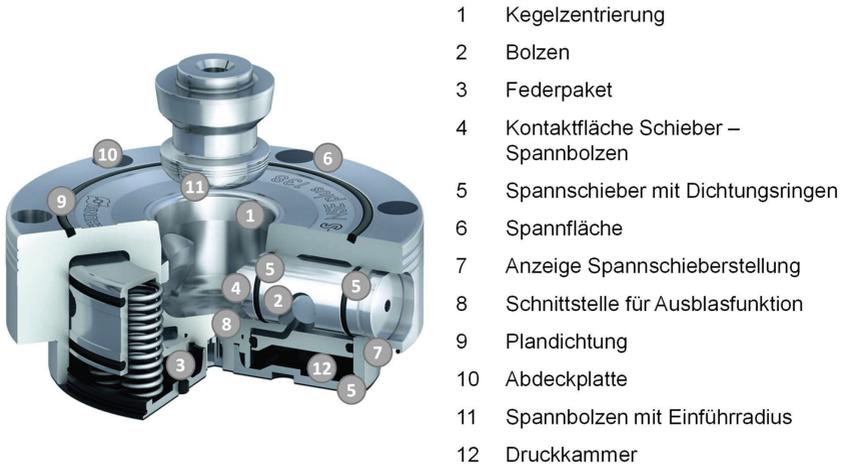


Abbildung 2-3: Aufbau eines pneumatischen Nullpunktspannsystems¹

Die konkrete Funktionsweise und der Aufbau eines Nullpunktspannsystems sind exemplarisch am Beispiel eines pneumatischen Spannmoduls in Abbildung 2-3 dargestellt. Für die Spannung eines Werkstücks wird ein Spannbolzen (11) mit dem Werkstück verschraubt. Hierfür ist am Werkstück eine Zentrierbohrung vorzusehen, in der der Spannbolzen positioniert wird. Für das Einfädeln in das Spannmodul ist der Spannbolzen mit einem Einführradius versehen. Die Zentrierung des Werkstücks erfolgt über einen Kurzkegel (1). Je nach Anzahl der eingesetzten Spannbolzen ist dieser spielfrei oder mit Passungsluft ausgeführt, um eine Überbestimmtheit der Gesamtaufspannung zu verhindern. Die Spannung des Werkstücks erfolgt durch Aufbringung einer axial zum Spannbolzen wirkenden Einzugskraft, welche die Bauteilunterseite zur Spannfläche (6) spannt. Durch den Formschluss mit Spannfläche und Kurzkegel entsteht ein überbestimmtes System. Um das Modul gegen eindringende Späne und Kühlschmierstoff zu schützen ist es nach außen abgedichtet (9). Die axiale Einzugskraft wird in der hier beschriebenen Ausführung durch ein vorgespanntes Federpaket (3) aufgebracht, welches auf einen Bolzen (2) wirkt, der über eine Führungskurve den Spannschieber (5) radial zum Spannbolzen (11) verschiebt. Die Führungskurve ist selbsthemmend ausgeführt, sodass eine Rückstellung des Bolzens und damit eine Öffnung der Spannung verhindert wird. Die Kontaktfläche (4) des Spannschiebers erzeugt eine auf den Hinterschnitt des Spannbolzens wirkende Einzugskraft. Um das System zu öffnen wird die

Druckkammer (12) mit Druck beaufschlagt, was zu einer Entlastung des Federpakets und somit zu einer Rückstellung des Spannschiebers führt.

2.2 Hydrodehnspanntechnik

Der in dieser Arbeit umgesetzte Funktionsprototyp basiert auf der Hydrodehnspanntechnik. Deshalb werden im Folgenden die prinzipielle Funktionsweise und der Aufbau dieser Technologie sowie deren Einsatzfelder und Anwendungsbeispiele aus Industrieanwendungen vorgestellt. Darüber hinaus wird in Kapitel 2.2.3 auf aus dem Stand der Forschung entwickelte Modellierungsansätze für die statische und dynamische Simulation der Eigenschaften der Hydrodehnspanntechnik eingegangen.

2.2.1 Funktionsweise und Aufbau

Die Hydrodehnspanntechnik, auch als Dehnspanntechnik oder hydraulische Dehnspanntechnik bezeichnet, ist eine Spanntechnologie, welche bei Werkzeugmaschinen für die Spannung und Zentrierung von Werkzeugen, Bauteilen und Maschinenelementen eingesetzt wird. Ein Hydraulikmedium, welches in einer kammer- oder kissenförmigen Struktur in einen Grundkörper integriert ist, wirkt als Übertragungsmedium für die kraftschlüssige Spannung eines Körpers. Das Hydraulikmedium, zumeist werden hier Maschinenöle eingesetzt, wird dabei mit Druck beaufschlagt, sodass ein isotroper Flächendruck auf die Innenwände der Kammer- oder Kissenstruktur wirkt. Die Druckbeaufschlagung kann dabei mechanisch über die Reduktion des Kammervolumens, typischerweise durch eine Einstellschraube und einen Spannkolben, oder hydraulisch über eine externe Hydraulikpumpe erfolgen. Der isotrope Flächendruck führt dabei zur elastischen Deformation der Dehnkammer- oder Kissenwand. Dabei ist die Dehnkammer oder das Kissen so ausgeführt, dass an definierten Stellen der Dehnkammer eine geringere Wandstärke besteht, welche sich durch die lokal höhere Nachgiebigkeit stärker verformt. Entsteht ein Kontakt zwischen Wand und zu spannendem Objekt bauen sich lokal Druckpunkte auf, welche global als Spannkraft auf das Objekt wirken (vgl. Abbildung 2-4). (Fleischer & Schulze et al. 2016; Förster & Förster 2018; Brecher & Weck 2019b)

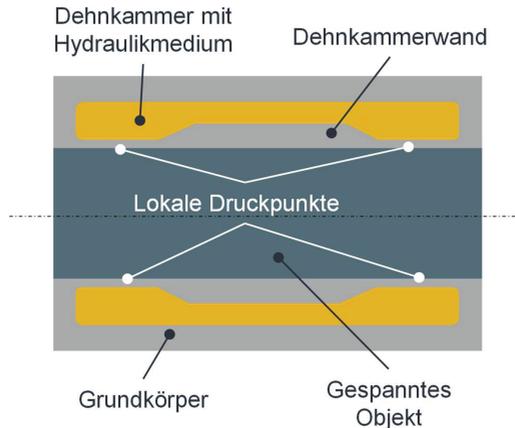


Abbildung 2-4: Schematische Darstellung einer Hydrodehnkammer am Beispiel einer zylindrischen Innenspannung

2.2.2 Anwendungsbeispiele und Einsatzgebiete

Die Hydrodehnspanntechnik kann sowohl in der Innen-, als auch in der Außenspannung von Werkzeugen und Werkstücken sowie als linear wirkender Aktor zur Verspannung von Maschinenkomponenten eingesetzt werden. Im Folgenden wird auf verschiedene Anwendungsbeispiele in Werkzeugmaschinen eingegangen.

Hydrodehnspannfutter

Sehr häufig eingesetzt wird die Hydrodehnspanntechnik im Bereich der Werkzeugspannung. Für die zerspanende Bearbeitung beim Bohren und Fräsen kommen als Werkzeughalter Hydrodehnspannfutter zum Einsatz, welche zylindrische Schaftwerkzeuge spannen können. Bei rotierenden Werkzeugen wird der Fluiddruck über eine Einstellschraube, welche auf einen Spannkolben wirkt und so das Fluidvolumen reduziert, aufgebracht. Oft kann die Auskrügelungslänge des Werkzeugs über eine weitere integrierte Einstellschraube im Halter eingestellt werden. Die Bandbreite der spannbaren Werkzeugdurchmesser reicht von wenigen Millimetern für die Mikrobearbeitung bis zu 32 mm für die Volumenzerspannung. Über geschlitzte Zwischenbuchsen kann der Nenn Durchmesser eines Halters reduziert werden. Dadurch reduziert sich allerdings die Rundlaufgenauigkeit des eingespannten Werkzeugs von ca. 3 μm auf 5 μm . Für die

Vergleichbarkeit der Werte ist die Angabe des Messorts der Rundlaufgenauigkeit entscheidend. Zumeist ist dieser in der Bohrungsöffnung verortet, kann aber auch konservativer beim 2,5 fachen Wert des Spanndurchmessers liegen.⁶ Als Fertigungsverfahren für Hydrodehnspannfutter kommt konventionell das Lötten einer gedrehten Dehnbüchse zum Einsatz. Die dünnwandige Dehnbüchse wird aus Spezial-Schnellstahl gedreht und mit dem Grundkörper, in welchen zuvor die Zuführkanäle und Bohrungen eingebracht wurden, in einem mehrstufigen Löt- und Aushärtungsprozess stoffschlüssig verbunden. Die Dehnkammer entsteht somit im Raum zwischen Dehnbüchse und Grundkörper (Brecher & Weck 2019b). Inzwischen setzen verschiedene Hersteller auch additive Fertigungsverfahren ein. Diese bieten die Möglichkeit, die Dehnkammergeometrie sowie die Zuführkanäle des Fluids ohne Einschränkungen der subtraktiven Verfahren umzusetzen und ermöglichen so besonders schlanke oder kompakte Bauweisen mit geringer Störkontur. Hierbei wird die Dehnkammer und deren Zuführkanäle auf einen Grundkörper, welcher die Schnittstelle zur Werkzeugspindel darstellt, gedruckt. Hier kommt insbesondere das selektive Lasersintern zum Einsatz. Vor der Befüllung muss die Entpulverung der Kammergeometrie sichergestellt werden, um Pulvernester zu vermeiden.

Die Hydrodehnspannung gilt insbesondere beim Fräsen als vorteilhaft gegenüber anderen Spannprinzipien, da Stöße und auftretende Schwingungen gedämpft werden. Als weitere Vorteile werden die durch die hohen Rundlaufgenauigkeiten erhöhten Werkzeugstandzeiten, der gleichmäßige Schneideingriff und die verbesserte Werkstückoberflächenqualität genannt. (Fleischer & Schulze et al. 2016) Im Vergleich zu thermischen Werkzeughaltern wie beispielsweise Warmschrumpffuttern werden keine Zusatzeinrichtungen benötigt, da die Spannung manuell erfolgt. (Förster & Förster 2018; Brecher & Weck 2019b)

Neben dem Einsatz bei rotierenden Werkzeughalter kommen Hydrodehnspannfutter auch als stationäre Werkzeughalter in der Dreh- und Schleifbearbeitung zum Einsatz. Hierfür werden neben der manuellen Spannung auch Hydraulikaggregate für die Druckaufbringung eingesetzt. Zum Teil kann hier über eine Drucksensorik die korrekte Einspannung überwacht werden.⁷

⁶ https://schunk.com/fileadmin/user_upload/Live_ab_2016/06_Service/Kataloge/2021/SCHUNK_Werkzeughalterkatalog_2021.pdf [11.02.2022]

⁷ <https://www.mytec.de/wp-content/uploads/2020/10/MyTecKatalogD.pdf> [11.02.2022]

Hydrodehnspanndorne und -dübel

Während Hydrodehnspannfutter eine Innenspannung in einer Bohrung realisieren, kommen für die Außenspannung Hydrodehnspanndorne zum Einsatz. Diese sind von der Funktionsweise wie Hydrodehnspannfutter gestaltet, die Spannkraft wirkt jedoch radial nach außen, d.h. die Dehnbüchse verformt sich unter Druck elastisch zu einem größeren Durchmesser. Dies ist bei der Spannung von Werkzeugen mit großem Außenradius oder für die Werkstückspannung in der Dreh- und Schleifbearbeitung vorteilhaft.⁸ Durch die hohen geforderten Zentrier- und Rundlaufgenauigkeiten bei diesen Fertigungstechnologien kommen Hydrodehnspanndorne beispielsweise bei der Endbearbeitung von Antriebskomponenten oder beim Nachschleifen von Schneidwerkzeugen zum Einsatz. Mess- und Prüfaufgaben mit hohen Anforderungen an Rundlaufgenauigkeiten sind ein weiteres Einsatzfeld.

Für die Zentrierung von Werkstücken oder Spannmitteln auf Maschinentischen werden Hydrodehnspanndübel eingesetzt. Diese stellen eine Kombination aus Spannschraube und Hydrodehnspanndorn dar. Durch das Einschrauben mit einem definierten Drehmoment dehnt sich die elastische Dehnbüchse nach außen und stellt so die Zentrierung der Einschraubverbindung in einer Passungsbohrung her. Gleichzeitig wird das zu spannende Objekt axial zum Hydrodehnspanndübel auf den Maschinentisch gespannt.⁹

Lineare Aktoren

Neben den radial wirkenden Anwendungen kann Hydrodehnspanntechnik auch als linear wirkender Aktor eingesetzt werden. Ein in Forschungsarbeiten untersuchter Ansatz ist der des Hydrodehnkissenaktors (HDKA). Dieser eignet sich zur zustandsorientierten Vorspannungsadaption bei Kugelgewindetrieben. Hierfür wird auf einen ringförmigen Grundkörper eine metallische Membran mit einer Stärke von 0,3 mm lasergeschweißt, sodass unter der Membranoberfläche eine ringförmige Fluidkammer entsteht, welche einen Ringkolben bildet. Dieser wird über Zuführkanäle mit einem Drucksensor und einem Hydraulikaggregat verbunden. Durch Applikation eines Fluidrucks zwischen 0,14 und 6,45 MPa erzeugt der Ringkolben im eingebauten Zustand die Vor-

⁸ https://mapal.com/medias/sys_master/root/h38/ha8/8839054557214/Hydrodehnspanndorn_de_en_03/Hydrodehnspanndorn-de-en-03.pdf [11.02.2022]

⁹ <https://manualzz.com/doc/4447369/hydraulische-dehnspannd%C3%BCbel-type--fundo-hydraulic> [11.02.2022]

spannung einer Kugelgewindtrieb-Doppelmutter. Durch Implementierung einer Regelungsstrategie kann die Vorspannung der Muttern in Abhängigkeit ihrer Erwärmung so geregelt werden, dass durch Verminderung der Reibung eine Erhöhung der Lebensdauer des KGT erzielt wird. Aufgrund der hohen Nachgiebigkeit des Ringkolbens durch die dünne Membran und die geringen Fluiddrücke verringert sich jedoch die Gesamtsteifigkeit des Systems. Im Vergleich zu anderen aktuierten Systemen mit geringen Stellwegen stellt die Realisierung des HDKA jedoch eine kostengünstige Alternative dar. (Denkena & Fischer et al. 2016; Denkena & Schreiber 2016)

Bei hydraulischen Spannmuttern wird das Prinzip des Ringkolbens ebenso für die axiale Vorspannung von rotierenden Komponenten wie Werkstücken oder Werkzeugen in der Drehbearbeitung genutzt. Aufgrund der Rotationsbewegung wird die Druckerzeugung wie bei Hydrodehnspannfuttern über eine Einstellschraube realisiert. Durch die Druckbeaufschlagung kann der Ringkolben eine axial zur Rotationsachse wirkende Spannkraft von bis zu 60 kN aufbringen. Hierfür ist die Plananlage des Kolbens am zu spannenden Objekt essentiell. Diese wird durch manuelles Anschrauben der Mutter sichergestellt.¹⁰

2.2.3 Modellierungsansätze und simulative Untersuchungsergebnisse

Die Modellierung und Simulation der Hydrodehnspanntechnik als Technologie ist in der Literatur bisher nicht explizit und systematisch beschrieben. Es existieren jedoch wenige Arbeiten, welche die statischen und schwingungsdynamischen Eigenschaften von Komponenten mit Hydrodehnspanntechnik untersuchen und hierfür Modellansätze für einzelne Elemente entwickelt haben oder auf Basis von Simulationen Wirkzusammenhänge der Hydrodehnspanntechnik beschreiben.

Statische Untersuchungen

Bei Werkzeughaltern spielt das übertragbare Drehmoment sowie die Biegesteifigkeit des Grundkörpers eine wichtige Rolle für die Beurteilung der Auswirkungen auf die Fertigungsgenauigkeit. Je höher die Biegesteifigkeit desto geringer Formabweichungen und je höher das übertragbare Drehmoment desto höhere Prozesskräfte sind möglich. (Rivin & Agapiou et al. 2000) konstatieren in ihren Untersuchungen eine geringere Biegesteifigkeit von Hydrodehnspannfuttern im Vergleich zu anderen Technologien. Ein

¹⁰ <https://schunk.com/fileadmin/pim/docs/IM0019796.PDF> [11.02.2022]

Vergleich heutiger Datenblattwerte widerlegt diese Ergebnisse jedoch. (Wang & Zhang et al. 2011a) untersuchen mittels eines FEM-Modells simulativ den Einfluss der Rotationsgeschwindigkeit auf den Kontaktdruck am Werkzeug. Dabei wird der Öldruck simulativ über einen isotropen Flächendruck auf die Dehnkammerinnenwand abgebildet, das Öl und dessen Eigenschaften werden vernachlässigt. Der Zusammenhang zwischen steigender Drehzahl und sinkendem Kontaktdruck aufgrund der höheren Fliehkräfte kann nachgewiesen werden. Weiter wird die Verteilung des Kontaktdrucks über die Dehnkammerwand analysiert. An den Stellen, an denen die Dehnkammerwand verjüngt ist zeigt sich auch ein höherer Kontaktdruck. (Wang & Zhang et al. 2011b)

Durch die isotrope Druckbeaufschlagung der Dehnkammer entsteht eine elastische Deformation. Diese ist bei der Dehnkammerwand von Hydrodehnspannfuttern in radialer Richtung zum Werkzeug hin funktional gewünscht. Abhängig von der Dehnkammer- und Grundkörpergeometrie werden aber auch andere Bereiche verformt. Hierbei kommt es im Bereich der Bohrungsöffnung zu einem Abheben des Grundkörpers vom Werkzeug, da je nach Ausführung des Werkzeughalters die Dehnkammer einen Abstand zur Stirnseite aufweist. Dieser Effekt reduziert die effektive Klemmlänge des Werkzeugs und damit das übertragbare Drehmoment (Rivin & Agapiou et al. 2000). Abhängig von der Rotationsgeschwindigkeit, dem eingestellten Fluidruck und dem Passungsspiel variiert die tatsächliche Klemmlänge. Höhere Rotationsgeschwindigkeiten und höheres Passungsspiel reduzieren die effektive Klemmlänge. Das übertragbare Drehmoment steigt linear proportional zum eingestellten Fluidruck. Dabei hat der Fluidruck im Vergleich zu Passungsluft und Drehzahl den geringsten Einfluss auf den anliegenden Kontaktdruck am Werkzeug (Wang & Zhang et al. 2011c).

Schwingungsdynamische Untersuchungen

Für die Berechnung von Eigenfrequenzen einer Werkzeugeinspannung in einem Hydrodehnspannfutter schlagen (Tao & Zheng et al. 2016) ein FEM-Modell vor, welches sowohl den Grundkörper als auch die Fluideigenschaften modelliert. Für den Fluidruck werden 100 MPa hinterlegt und für die Passungsluft zwischen Werkzeug und Dehnkammerwand 9 μm angenommen. Die asymmetrisch angeordnete Einstellschraube wird als Massepunkt simuliert. Die Auswuchtbohrung wird hingegen vernachlässigt, womit dem System eine dynamische Unwucht künstlich hinzugefügt wird, welche nicht valide ist, da sie durch den Auswuchtprozess mitigiert wird.

(Grossi & Montevecchi et al. 2015) untersuchen den Einfluss der Werkzeughaltertechnologie auf die dynamische Nachgiebigkeit am TCP. Hierfür modellieren sie äquivalent zu den oben beschriebenen Ansätzen ein Hydrodehnspannfutter mittels FEM und bestimmen in einem ersten Schritt die effektive Kontaktzone bei einem Fluidruck von 300 MPa mittels linearstatischer Analyse. Für die weiteren Untersuchungen werden die Oberflächen der Kontaktzone zueinander bedingt, während Knoten auf der Werkzeugoberfläche außerhalb der Kontaktzone keine Einschränkungen zugewiesen bekommen. Auf Basis dieses Kontaktmodells wird eine simulative Modalanalyse durchgeführt, welche mit experimentellen Ergebnissen aus freier Aufhängung der Halter-Werkzeugkombination validiert wird. Die Ergebnisse zeigen eine hohe Übereinstimmung der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge. Die ersten beiden Eigenmoden bei 1.301 Hz und 4.767 Hz können mit einer Fehlertoleranz unter 1,5 % berechnet werden. In weiteren Untersuchungen wurde eine Stabilitätskarte am TCP simuliert. Hierfür wurde mittels receptance coupling substructure analysis (RCSA) ein bestehendes Maschinenmodell mit dem erstellten Kontaktmodell gekoppelt. Die Ergebnisse zeigen auch hier eine qualitativ hohe Übereinstimmung mit experimentellen Vergleichsmessungen. Lediglich die kritischen Schnittiefen werden überschätzt. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die dynamische Nachgiebigkeit am TCP und davon abgeleitet die Berechnung stabiler Prozessfenster mittels der vorgestellten Methodik möglich ist. Offen bleibt jedoch, inwiefern die Hydrodehnspanntechnik Einfluss auf die dynamischen Eigenschaften hat, da hier lediglich Kontakteigenschaften bei maximalem Fluidruck von 300 MPa untersucht und Fluideigenschaften wie Masse, Viskosität und Verlustfaktor vernachlässigt wurden.

2.3 Modellierung, Simulation und Messung der Dämpfung von Bauteilschwingungen

Kern dieser Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses eines Spannsystems auf die Dämpfung von Bauteilschwingungen. Im Folgenden werden deshalb die für das Verständnis grundlegenden Dämpfungsmechanismen (Kapitel 2.3.1) und deren mathematische Beschreibung in schwach gedämpften Systemen (Kapitel 2.3.2) erläutert. Darauf aufbauend wird in Kapitel 2.3.3 die experimentelle Bestimmung von Bauteilschwingungen und der modalen Dämpfungsparameter vorgestellt. Hier existieren unterschiedliche Methoden, welche Einfluss auf die Messgenauigkeit haben. Ein weiteres Ziel dieser

Arbeit ist die Entwicklung und Anwendung einer Vorgehensweise zur Vorhersage modaler Dämpfungsparameter in Abhängigkeit der eingestellten Spannkraften. In Kapitel 2.3.4 werden deshalb verschiedene methodische Ansätze zur validen Modellierung und Vorhersage von Dämpfungsparametern aus der Forschung diskutiert. Der Fokus liegt hier auf Ansätzen aus dem Bereich von Werkzeugmaschinen und Maschinenkomponenten.

2.3.1 Definition des Dämpfungsbegriffs

Dämpfung ist die „irreversible Umwandlung mechanischer Energie in [eine] andere Energieform“ (VDI 3830), wobei überwiegend mechanische in thermische Energie umgewandelt wird. Die Einteilung und Kategorisierung von Dämpfungsarten werden in der Literatur je nach Aufgabenstellung sehr unterschiedlich vorgenommen (Niehues 2015, S. 8).

Nach (VDI 3830) kann je nach Lage der wirkenden Kräfte nach innerer oder äußerer Dämpfung unterschieden werden. Zur inneren Dämpfung zählen die Werkstoff- oder Materialdämpfung aufgrund nichtelastischen Werkstoffverhaltens, Reibung zwischen verschiedenen Bauteilen sowie die Umwandlung von mechanischer Schwingungsenergie in elektrische Energie, wie bspw. beim piezoelektrischen Effekt. Zu den äußeren Dämpfungsmechanismen zählen die Reibung mit dem umgebenden Medium, die Schallabstrahlung in die Luft sowie die Körperschallabstrahlung in den Boden bzw. andere Komponenten.

Für die Analyse der Dämpfung einer Maschinenkomponente ist die phänomenologische Unterscheidung nach physikalischen Ursachen sinnvoll (VDI 3830; Müller & Groth 2007; Knaebel & Jäger et al. 2016):

- Werkstoffdämpfung entsteht durch Energiedissipation, welche durch Verformungen oder Verschiebungen im Werkstoff hervorgerufen wird. Bei Fluiden sind dies Scherverluste aufgrund der Viskosität, bei Festkörpern Gleit- und Diffusionsvorgänge sowie mikroplastische Verformungen
- Kontaktflächendämpfung entsteht durch Reibungsverluste zweier gefügter Bauteile, bspw. bei Schraub- und Klemmverbindungen
- Strukturdämpfung kann in Dämpfung durch Führungen wie Gleit- und Linearführungen, elektromechanische Dämpfung sowie die Energieabgabe an umgebende Medien wie Luftdämpfung, Flüssigkeitsdämpfung oder Bettungsdämpfung unterschieden werden.

Da die Simulation der physikalischen Ursachen für die Modellierung schwingungsdynamischer Effekte auf Baugruppenebene nicht zielführend ist existieren verschiedene mechanische Modellierungsansätze (Schmitz & Smith 2009). Bei der viskosen Dämpfung wird angenommen, dass die Dämpfungskraft f proportional zur Geschwindigkeit \dot{x} der bewegten Masse ist, äquivalent zur Reibungskraft bei der Bewegung eines Körpers durch ein Fluid (vgl. Formel 2-1). Damit ist die viskose Dämpfung frequenzabhängig.

$$f = c\dot{x} \quad \text{Formel 2-1}$$

Die Coulombsche Dämpfung basiert auf dem Modell des Reibungswiderstands zwischen zwei sich relativ zueinander bewegenden Oberflächen. Diese ist abhängig von der wirkenden Normalkraft N und dem Reibkoeffizienten μ und kann in Abhängigkeit der Geschwindigkeitsrichtung wie folgt definiert werden:

$$f = \begin{cases} -\mu N, \dot{x} > 0 \\ 0, \dot{x} = 0 \\ \mu N, \dot{x} < 0 \end{cases} \quad \text{Formel 2-2}$$

Als dritter Modellierungsansatz ist die Festkörperdämpfung zu nennen, welche sich proportional zur Wurzel der Schwingungsamplitude verhält und auf der Beobachtung basiert, dass frei schwingende Körper ohne Interaktion mit anderen Körpern wie bei den beiden erstgenannten Ansätzen über die Zeit ausschwingen, ihre Schwingung also durch dem Festkörper inhärente Effekte gedämpft wird.

2.3.2 Beschreibung schwach gedämpfter Schwingungen

Für die mathematische Modellierung wird die Dämpfung zumeist als viskos und damit geschwindigkeitsproportional angenommen, was auch aus der Bewegungsgleichung des frei schwingenden Einmassenschwingers deutlich wird, bei der c die Dämpfungskonstante des Gesamtsystems darstellt (vgl. Formel 2-3). Neben der Dämpfung beeinflussen die Masse und die Steifigkeit die Schwingung des Gesamtsystems.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad \text{Formel 2-3}$$

Mit der Eigenkreisfrequenz $\omega^2 = \frac{k}{m}$ und der Abklingkonstante $\delta = \frac{c}{2m}$ ergibt sich die Schwingungsdifferentialgleichung

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega^2x = 0$$

Formel 2-4

Für schwach gedämpfte Systeme, wozu Maschinenkomponenten und Werkzeugmaschinen gezählt werden können, kann der Dämpfungsgrad ϑ aus Abklingkonstante und Eigenkreisfrequenz berechnet werden. Für $\vartheta \ll 1$ gilt außerdem der in Formel 2-5 dargestellte lineare Zusammenhang mit dem Verlustfaktor η , welcher je Strukturelement oder Material bestimmt werden kann.

$$\vartheta = \frac{\delta}{\omega} = \frac{\eta}{2}$$

Formel 2-5

Dabei schwingt das schwach gedämpfte System näherungsweise in der Eigenkreisfrequenz ω_0 des ungedämpften Systems (Formel 2-6) (Knaebel & Jäger et al. 2016)

$$\omega_d \approx \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Formel 2-6

2.3.3 Experimentelle Bestimmung von Bauteilschwingungen und modaler Dämpfung

Experimentelle Modalanalyse

Für die Bestimmung von Bauteilschwingungen ist die experimentelle Modalanalyse ein Verfahren zur Analyse der dynamischen Systemeigenschaften. Hierbei wird das Schwingungsverhalten durch die Anregung der mechanischen Struktur und das damit verbundene Auftreten von Eigenschwingungen beschrieben. (Möser 2020) Das System kann hierfür impulsförmig oder kontinuierlich angeregt werden. Für die Identifikation von Bauteilschwingungen muss ein diskretes und hinreichend genaues Modell der Systemgeometrie vorliegen, welches Anregungsorte und Messpunkte beinhaltet. Durch Messung der Systemantwort auf die Anregung, in Form lokaler Verschiebungen oder Beschleunigungen im Zeitbereich, können Schwingungsformen, sogenannte Moden, identifiziert werden.

Aus der oben definierten Bewegungsgleichung des frei schwingenden Einmassenschwingers (Formel 2-4) kann die Schwingungsgleichung eines angeregten Systems im Zeitbereich in Matrixschreibweise formuliert werden (Formel 2-7).

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t).$$

Formel 2-7

Mithilfe des Ansatzes $\mathbf{x} = \mathbf{r}e^{\lambda t}$ können die komplexen Eigenwerte λ und Eigenvektoren \mathbf{r} , welche die Schwingungsformen und Eigenfrequenzen des Systems im Zeitbereich beschreiben, bestimmt werden. Mithilfe der Fourier-Transformation der Bewegungsgleichung kann die Systemantwort im Frequenzbereich analysiert und die modalen Parameter wie Eigenfrequenz, Dämpfungsgrad und Schwingungsform bestimmt werden. Hierfür muss die Frequenzgangmatrix berechnet werden, welche sich aus den einzelnen Übertragungsfunktionen (engl. *frequency response function*, *FRF*) zusammensetzt. Eine Übertragungsfunktion beschreibt dabei das Schwingungsverhalten der Struktur zwischen einem Anregungs- und Messpunkt. Diese wird abhängig von der Frequenz Ω als Quotient der fourier-transformierten Ausgangssignale Q_i und Eingangssignale F_j berechnet: (Kuttner & Rohnen 2019)

$$g_{ij}(\Omega) = \frac{Q_i(\Omega)}{F_j(\Omega)}.$$

Formel 2-8

Für die Aufbringung eines kontinuierlichen Eingangssignals zur Strukturanregung besteht zum einen die Möglichkeit der Anregung durch einen Shaker, welcher ein definiertes Frequenz-, Amplituden oder Energiespektrum aufbringt. Aufwändiger ist die zeitlich gestaffelte Anregung einzelner Anregungsfrequenzen. Eine weitere Methode besteht in der impulsförmigen Einbringung von Energie durch ein Impulspendel oder einen Impulshammerschlag. Erstere hat den Vorteil, dass die eingebrachte Energie durch definierte Auslenkung und Masse des Pendels genau bestimmt werden kann. Bei der in der Praxis aufgrund ihrer Flexibilität häufig angewandten Impulshammeranregung wird der eingebrachte Impuls durch einen Kraftsensor an der Hammerspitze gemessen. Das Ausgangssignal kann durch Messung lokaler Verschiebungen beispielsweise mittels kapazitiver oder induktiver Sensoren erfasst werden. In der Praxis weit verbreitet sind jedoch Beschleunigungsaufnehmer, welche mit geringem Aufwand direkt an die Struktur geklebt oder geschraubt werden. Zu berücksichtigen bei diesem nicht berühungslosen Verfahren ist jedoch das Übertragungsverhalten zwischen Struktur und Sensor sowie das zusätzliche Eigengewicht, welche insbesondere bei leichten Strukturen signifikanten Einfluss auf das Schwingungsverhalten haben kann. (Kuttner & Rohnen 2019)

Für die Aufnahme der Übertragungsfunktionen zwischen Anregungs- und Messpunkt mit Impulshammer und Beschleunigungsaufnehmer bestehen zwei unterschiedliche Vorgehensweisen. Bei der *roving hammer* Methode verbleibt der Schwingungsaufnehmer am Messpunkt, während mit dem Impulshammer verschiedene Punkte der Struktur angeregt werden. Bei der *roving sensor* Methode wird hingegen immer der gleiche Punkt angeregt, während die Messpunkte variieren. Erstere Methode hat den Vorteil, dass sich die Masseverteilung am Bauteil nicht verändert. Für die Schätzung der modalen Parameter wird aus Formel 2-8 eine Matrix der Übertragungsfunktionen aufgespannt. Dabei definiert die Anzahl der Beschleunigungssensoren die Spalten und die Anzahl der Impulshammerschläge die Zeilen der Matrix. Für eine qualitativ gute Schätzung ist eine ausreichende Anzahl an Einträgen in der Matrix notwendig. (Avitabile 2017)

Um eine ausreichende Anregung der Struktur sicherzustellen ist die Übertragung der Energie von der Impulshammerspitze relevant. Nachgiebige Hammerspitzen aus Elastomer oder Kunststoff erhöhen die Aufprallzeit und damit den Energieeintrag. Steife Spitzen ermöglichen einen geringeren Gradienten des Kraftspektrums über ein breites Frequenzband. Als wichtiges Kriterium gilt, dass der Pegel des Kraftspektrums im zu untersuchenden Frequenzband weniger als 10 bis 20 dB abfällt. (Avitabile 2017) Als weiteres Qualitätskriterium kann die sogenannte Kohärenzfunktion herangezogen werden, welche einen Indikator für die frequenzabhängige Konsistenz mehrerer Messungen darstellt. Diese wird zwischen 1 und 0 angegeben und sollte bei Eigenfrequenzen gegen 1 gehen, während bei Antiresonanzen geringe Werte aufgrund des höheren Signal-Rausch-Verhältnisses akzeptabel sind.¹¹ Für die korrekte Berechnung der Dämpfung ist die Wahl eines ausreichend großen Zeitfensters für das vollständige Ausschwingen der Struktur notwendig. Schwingt die Struktur in einer definierten Zeit nicht vollständig aus muss ein Zeitfenster definiert werden, was jedoch die Signalantwort verfälscht.¹²

Für die Synthese des Beschleunigungsfrequenzgangs aus der Übertragungsfunktionsmatrix existieren verschiedene, zum Teil kommerziell geschützte, Algorithmen, welche in der für experimentelle Modalanalysen geeigneten Softwarelösungen implementiert

¹¹ <https://community.sw.siemens.com/s/article/what-is-a-frequency-response-function-frf> [11.02.2022]

¹² <https://community.sw.siemens.com/s/article/simcenter-testlab-impact-testing> [11.02.2022]

sind. Bei der häufig eingesetzten *Polymax*-Methode werden mittels eines Stabilisierungsdiagramms, welches iterativ stabile Eigenfrequenzen, Dämpfungsgrade und Eigenvektoren visualisiert, potentielle Moden identifiziert. Für die Validierung der Auswahl kann der synthetisierte Beschleunigungsfrequenzgang mit gemessenen Übertragungsfunktionen verglichen werden, um eine vollständige Modenauswahl zu gewährleisten. Doppelt oder fehlerhaft ausgewählte Moden können über das *modal assurance criterion* (MAC) überprüft werden, welches die Schwingungsformen mittels des normierten Skalarprodukts der Eigenvektoren paarweise vergleicht.¹³

Dämpfungsmessung

Für die Ermittlung des Dämpfungsgrads aus experimenteller Messung existieren verschiedene Methoden. Bei der Messung im Zeitbereich kann das **logarithmische Dekrement** äquivalent zur Ausschwingkurve eines viskos gedämpften Ein-Massen-Schwingers ermittelt werden. Da in einem komplexen System die einzelnen Schwingungsformen gleichzeitig überlagert ausschlagen ist ein Herausfiltern der jeweiligen Eigenfrequenz, deren logarithmisches Dekrement Λ bestimmt werden soll, notwendig. Über den Zusammenhang aus der Abklingkonstante δ und dem Dämpfungsgrad ϑ in Formel 2-5 und dem Verhältnis benachbarter Amplituden A_n der Ausschwingkurve im Zeitbereich kann das logarithmische Dekrement wie folgt definiert werden (Müller & Groth 2007).

$$\Lambda = \ln \left(\frac{A_n}{A_{n+1}} \right) = \frac{2\pi\vartheta}{\sqrt{1-\vartheta^2}} \quad \text{Formel 2-9}$$

Wurde bereits ein Beschleunigungsfrequenzgang aus experimentell bestimmten Übertragungsfunktionen synthetisiert ist die Bestimmung der Dämpfung über die **Halbwertsbreitenmethode**, auch Wurzel-2-Methode genannt, ein effizienter Ansatz. Hierfür wird der Verlustfaktor einer Eigenfrequenz anhand des geometrischen Verhältnisses der Eigenfrequenzamplituden zur Breite des Peaks im Beschleunigungsfrequenzgang bestimmt (Abbildung 2-5). Der Verlustfaktor ist in Formel 2-10 definiert. Es gilt je breiter der Peak, desto größer der Verlustfaktor.

¹³ <https://community.sw.siemens.com/s/article/getting-started-with-modal-curvefitting> [11.02.2022]

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_1}$$

Formel 2-10

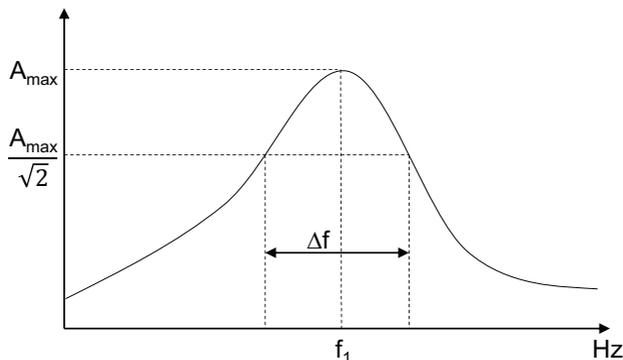


Abbildung 2-5: Halbweertsbreitenmethode nach (Orban 2011)

2.3.4 Modellierung von Dämpfungseffekten

Die bisher beschriebenen Ansätze ermöglichen die experimentelle Bestimmung von Dämpfungsgraden. Für die Abbildung der Dämpfung in der Simulation existieren Modellansätze, welche auf Basis experimentell gemessener Dämpfungsgrade Vorhersagen für von der Messung abweichende Systemzustände ermöglichen und so den Messaufwand reduzieren.

Rayleigh-Dämpfung

Für die Abbildung von Dämpfungseffekten in der numerischen Simulation ist das Modell der Rayleigh-Dämpfung ein häufig verwendeter Ansatz. Dieser ist rein mathematisch definiert und basiert nicht auf physikalischen Grundlagen, kann aber ohne vorherige Kenntnis der Eigenfrequenzen des Teilsystems berechnet werden.¹⁴ Ein möglicher Interpretationsansatz ist, den Steifigkeitsanteil als interne Dämpfung und den Masseanteil als äußere Reibung zu verstehen. (Niehues 2015) Die Dämpfungsmatrix wird definiert mit

¹⁴ http://wandinger.userweb.mwn.de/LA_Elastodynamik/v3_4.pdf [11.02.2022]

$$[\mathbf{C}] = \alpha[\mathbf{K}] + \beta[\mathbf{M}]$$

Formel 2-11

Dabei sind α und β die Rayleigh-Koeffizienten, welche die Gewichtung der Massen- \mathbf{M} und Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} für die Dämpfungsmatrix \mathbf{C} abbilden. Für die Bestimmung der Koeffizienten ist die Messung des Dämpfungsgrads zweier Moden ausreichend. Über den in Formel 2-12 beschriebenen Zusammenhang kann ein lineares Gleichungssystem gelöst werden, welches die Dämpfung frequenzabhängig beschreibt. Dabei hat α hohen Einfluss auf die Dämpfung bei niedrigen Frequenzen, während β die Dämpfung bei höheren Frequenzen maßgeblich beeinflusst (vgl. Abbildung 2-6).

$$\vartheta_n = \frac{\alpha}{2\omega_n} + \frac{\beta}{2}\omega_n.$$

Formel 2-12

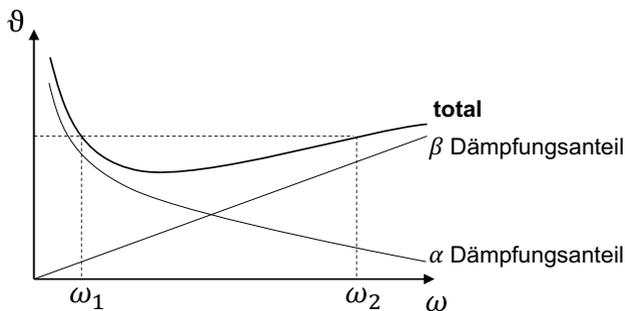


Abbildung 2-6: Rayleigh-Dämpfungsmodell nach (Müller & Groth 2007)

Dämpfungsmodellierung durch Superposition lokaler Dämpfungsparameter

Neben der Bestimmung und Vorhersage modaler Dämpfungsgrade, welche die Dämpfung der Gesamtstruktur je Schwingungsform beschreiben, existieren Modelle, welche durch mathematische Überlagerung lokaler Dissipationseffekte eine Übertragbarkeit auf vergleichbare Strukturen ermöglichen. (Großmann & Rudolph et al. 2012a) Grundannahme ist, dass jede Komponente durch ihre Materialdämpfung sowie jedes Strukturelement, wie beispielsweise verspannte Fugen, einen Anteil am Gesamtdämpfungsgrad des Systems besitzen. Der jeweilige Anteil ist abhängig von der Schwingungsform. Für eine valide Modellierung und die Prognose modaler Dämpfung bei variierenden Systemzuständen müssen die relativen Anteile der Dissipationsquellen bestimmt werden. Jede Dissipationsquelle kann weg- oder geschwindigkeitsproportional modelliert

werden. Bei einer wegproportionalen Modellierung steigt die Dämpfungskraft mit der Kreisfrequenz an, bei der geschwindigkeitsproportionalen Modellierung ist diese konstant. Dies entspricht dem Verlustfaktorenansatz aus Formel 2-5, welcher für die Material- und Fugendämpfung angenommen werden kann. (Großmann & Ihlenfeldt et al. 2016) Wird dieser um einen Faktor α_{r_j} , welcher den relativen Anteil der Dissipationsquelle r je Schwingungsform j beschreibt, erweitert, so ist die modale Dämpfung mit

$$\vartheta_{r_j} = \frac{1}{2} \eta_r \alpha_{r_j} \quad \text{Formel 2-13}$$

je Strukturelement und Schwingungsform definiert. Für die Bestimmung der relativen Anteile α_{r_j} kann das Verhältnis der potentiellen Energie eines Einzelements U_{r_j} zur Gesamtsystemenergie U_{S_j} genutzt werden (vgl. Formel 2-14). Dabei sind X_r und X_S die Modalmatrizen eines Einzelements bzw. des Gesamtsystems und K die jeweilige Steifigkeitsmatrix. Letztere bildet den Einfluss des lokalen Spannungszustands auf den Dämpfungsanteil am Gesamtsystem ab. (Großmann & Rudolph et al. 2012a)

$$\alpha_{r_j} = \frac{U_{r_j}}{U_{S_j}} = \frac{X_{r_j}^T * K_r * X_{r_j}}{X_{S_j}^T * K_S * X_{S_j}} \quad \text{Formel 2-14}$$

Damit lässt sich die Dämpfung einer Mode des Gesamtsystems aus den Dämpfungsgradanteilen ϑ_{r_j} aller n Dissipationsquellen wie folgt aufsummieren:

$$\vartheta_j = \frac{1}{2} * \sum_{r=1}^n (\alpha_{r_j} * \eta_r) \quad \text{Formel 2-15}$$

Für die konkrete Umsetzung dieses Identifikationsmodells ist eine sequentielle Vorgehensweise notwendig. Hierfür werden zunächst die Verlustfaktoren homogener Bauteile des Gesamtsystems bestimmt. Diese können im Wesentlichen auf die Materialdämpfung der jeweiligen Komponenten zurückgeführt werden. In einem zweiten Schritt wird dann die Energiedissipation durch Fugendämpfung untersucht. Dazu werden sämtliche Montagezustände untersucht, bei welchen der jeweilige zu untersuchende Einzelkontakt vorliegt. Bei jeder neuen Untersuchung darf somit nur eine weitere Dissipationsquelle hinzukommen. Dieses Vorgehen gewährleistet, dass durch Subtraktion der bereits bekannten Verluste vom im jeweiligen Montagezustand gemessenen Dämpfungswert auf die Dissipation des Einzelkontakts geschlossen werden kann. Nach

Durchführung sämtlicher Modalanalysen je Montagezustand und Berechnung aller lokaler Dissipationsquellen kann auf die modale Dämpfungswirkung der gesamten Baugruppe geschlossen werden. (Großmann & Rudolph et al. 2012b) demonstrieren dieses Vorgehen am Beispiel eines Pressverbands einer Spindel für fünf verschiedene Biegemoden. Dabei liegen die Verlustfaktoren der Fugendämpfung um bis zu zwei Größenordnungen über der Materialdämpfung.

(Niehues 2015) wendet diese Vorgehensweise für die Identifikation von Dämpfungsparametern beispielhaft an einem Vier-Achs-Bearbeitungszentrum an. Dabei werden nacheinander Maschinenbett, Ständer, Schlitten, Führungen und Aufstellelemente in insgesamt neun Montagezuständen kombiniert, sodass eine getrennte Identifikation der lokalen Dissipationsquellen nach Material, Fuge und Maschinenelement ermöglicht wird. Für die Identifikation n unbekannter Quellen sind $n + 1$ Messungen notwendig.

2.4 Ansätze zur Schwingungsdämpfung in Werkzeugmaschinen

Schwingungen limitieren in der zerspanenden Fertigung mit Werkzeugmaschinen die Einhaltung von Maß-, Form- und Lagetoleranzen. Ihre Mitigation ist daher der entscheidende Hebel zur Steigerung der Bearbeitungsproduktivität, Oberflächenqualität und Werkzeugstandzeit. (Brecher & Weck 2019b) Insbesondere Ratterschwingungen reduzieren die Bearbeitungsstabilität. Für deren Mitigation existieren einerseits prozesseitige Ansätze, welche durch Anpassung von Prozessparametern wie Vorschubgeschwindigkeit, Zustellung oder Spindeldrehzahl die Bearbeitungsstabilität erhöhen. Andererseits haben struktureitige Ansätze die Erhöhung der Dämpfung im Kraffluss oder die Verringerung der dynamischen Nachgiebigkeit des Gesamtsystems zum Ziel. Die struktureitigen Ansätze können wie folgt eingeteilt werden (Burtscher 2018):

- Passive Systeme wandeln Schwingungsenergie des Gesamtsystems in Wärme um. Sie benötigen keine Energiezufuhr und sind daher meist eine einfache und kostengünstige Lösung. Allerdings ist ihre Dämpfungswirkung auf ein definiertes Frequenzband beschränkt
- Aktive Systeme erzeugen durch Energiezufuhr eine der auftretenden Schwingung zwischen Werkzeug und Werkstück entgegengesetzte Relativbewegung. Hierfür benötigen Sie neben hochfrequenter Aktorik und Sensorik eine Regelstrategie. Dies ermöglicht eine breite Anwendung, erzeugt aber in der Inbetriebnahme hohe Aufwände und ist meist kostenintensiv.

- Semi-passive Systeme dissipieren wie passive Systeme Schwingungsenergie aus dem Gesamtsystem. Sie sind jedoch so gestaltet, dass ihre dämpfenden Eigenschaften einstellbar sind. Für die Änderung der Eigenschaften muss temporär Energie hinzugeführt werden. Dies ermöglicht die Anwendung in einem breiteren Frequenzspektrum.
- Semi-aktive Systeme sind ebenso einstellbar wie semi-passive Systeme, benötigen aber nicht nur für die Änderung, sondern auch für die Aufrechterhaltung der Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften eine externe Energiezufuhr. Hierunter fallen beispielsweise elektro- oder magnetorheologische Systeme. Die mit der Umsetzung verbundenen Kosten und Risiken der hohen benötigten Betriebsspannungen erschweren einen Einsatz in der Praxis.

Im Folgenden soll auf relevante strukturseitige Ansätze zur Reduzierung von Schwingungen in Werkzeugmaschinen eingegangen werden. Zunächst werden Möglichkeiten zur Erhöhung der dynamischen Steifigkeit vorgestellt, anschließend wird auf Ansätze der ersten drei genannten Prinzipien für die Schwingungsdämpfung näher eingegangen.

2.4.1 Erhöhung der dynamischen Steifigkeit

Die Erhöhung der dynamischen Steifigkeit ist insbesondere in Bereichen hoher Lobenordnungen im Stabilitätsdiagramm sinnvoll, in denen eine geringe Änderung der Grenzspannungsbreite eine Instabilität im Bearbeitungsprozess hervorruft. Dies trifft auf eher geringe Frequenzen zu. (Burtscher 2018) Prinzipiell existieren zwei Möglichkeiten. Zum einen sind dies die Erhöhung der Bauteilsteifigkeit durch Versteifungsmaßnahmen oder spezielle Spannvorrichtungen, wenn die Eigenmode des Bauteils der die Stabilität limitierende Faktor ist. Diese Lösungsansätze werden in Kapitel 2.5 vorgestellt. Ein anderer Ansatz ist die Verbesserung der Maschinenstruktur. Dabei werden die die Stabilität limitierenden Eigenmoden der Maschine mittels einer Modal- und Betriebsschwingungsanalyse identifiziert und mithilfe von konstruktiven Gegenmaßnahmen vermieden. Dies können Veränderungen der Masseverteilung oder Zusatzmassen, angepasste Materialauswahl sowie konstruktive Versteifungen sein. Um den Messaufwand zu reduzieren werden bereits in der Entwicklungsphase Simulationsmodelle der FEM oder Mehrkörperdynamik genutzt, um stabilitätskritische Bereiche zu identifizieren. Die Validität dieser Modelle und die Vorhersagegenauigkeit setzen jedoch die genaue Kenntnis der

Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der einzelnen Komponenten voraus (Brecher & Wagner et al. 2017; Waibel 2013).

2.4.2 Passiv dämpfende Zusatzsysteme

Zu den passiv dämpfenden Zusatzsystemen zählen verschiedene Dämpfertypen, welche Schwingungsenergie in Wärme umwandeln, wobei die Dämpfungswirkung in definierten Frequenzbändern oder bestimmten Schwingungsformen aufgrund der eingestellten Dämpfungseigenschaften besonders wirksam ist. Je nach Zusatzsystem befindet sich dieses im Kraftfluss der Maschine oder wird gezielt außerhalb des Kraftflusses an die Hauptstruktur angebunden.

Viskose Dämpfer machen sich das Prinzip der viskosen Dämpfung von Fluiden zunutze, wobei die Dämpfungskraft proportional zur Bewegungsgeschwindigkeit ist (Schmitz & Smith 2009). Hierzu zählen hydrostatische Squeeze-Film-Dämpfer oder Quetschdämpfer, wobei Fluid durch eine Normalkraft einer schwingenden Membran verdrängt wird, Scherdämpfer sowie Kolben- und Verdrängungsdämpfer. Dieser Dämpfungseffekt kann auch bei hydrostatischen Führungen und Spindellagerungen genutzt werden. (Baur 2015) Auch viskoelastische Aufstellelemente können einen Beitrag zur passiven Schwingungsdämpfung leisten. Für die Optimierung spielen die Anzahl und die Positionierung der Dämpferelemente eine entscheidende Rolle und müssen je nach Maschinentyp angepasst werden. (Mori & Kono et al. 2016)

Weiter existieren Reibungsdämpfer, welche basierend auf der Coulomb-Dämpfung eine Dämpfungskraft proportional zur wirkenden Normalkraft besitzen. Die Energiedissipation erfolgt durch Reibungsverluste zwischen zwei sich relativ zueinander bewegenden Objekten. Prinzipiell kann jede Fuge in der Werkzeugmaschinenstruktur als Reibungsdämpfer betrachtet werden. Konkrete Systeme sind beispielsweise reibgedämpfte Werkzeughalter, welche in Kapitel 2.5.1 näher beschrieben werden.

Lanchesterdämpfer integrieren eine Zusatzmasse, welche jedoch nicht im Kraftfluss der Maschine liegt und binden diese mit einem Dämpfungselement an die Hauptstruktur der Maschine an. Diese sind auf eine konkrete Eigenfrequenz der Struktur abgestimmt und reduzieren deren Amplitude signifikant, indem die Zusatzmasse relativ zur Hauptstruktur schwingt. Für die Auslegung solcher Systeme existieren spezielle analytische Ansätze (Waibel 2013).

Auch Impactdämpfer binden eine Zusatzmasse an die Hauptstruktur der Maschine. Die Zusatzmasse hat gegenüber der Hauptstruktur Spiel, bei Schwingung der Hauptstruktur kann sich die Masse frei bewegen. Bei Kollision der Zusatzmasse mit der Hauptstruktur entsteht Energiedissipation. Dies wird beispielsweise bei hohen Schwingungsamplituden von Bohrstangen eingesetzt. (Baur 2015)

Schwingungstilger sind äquivalent zu Lanchesterdämpfern an die Hauptstruktur angebunden, statt mit einem Dämpfer- jedoch mit einem Federelement. Dies führt zu einer Aufspaltung des Peaks der Eigenfrequenz in zwei naheliegende Amplitudenmaxima, was eine genaue Abstimmung der Zusatzmasse und der Steifigkeit der Federelements erfordert, um die Schwingungswirkung nicht zu verstärken. Wird die Zusatzmasse zusätzlich mit einem Dämpferelement angebunden, so spricht man von Hilfsmassendämpfern. Diese reduzieren die aufgespaltene Amplitude des Schwingungstilgers und gehören deshalb zu den am meisten eingesetzten passiven Zusatzsystemen in Werkzeugmaschinen. (Burtscher 2018)

2.4.3 Aktiv dämpfende Zusatzsysteme

Aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion sind in (VDI 2206) als mechatronische Systeme beschrieben, welche ein Zusammenwirken von Maschinenbau, Elektro- und Informationstechnik erfordern. Sie können auch als adaptronische Systeme bezeichnet werden, wenn Werkstoffe im Kraftfluss zum Einsatz kommen, welche sowohl sensorische als auch aktorische Eigenschaften haben. Die für die Erzeugung von Gegenschwingung benötigte mechanische Energie wird durch fluidische oder elektrische Aktoren bereitgestellt. (Baur 2015) weist darauf hin, dass mit dem Terminus Dämpfung im eigentlichen Sinne eine Energiedissipation gemeint ist, diese bei aktiven Zusatzsystemen aber nicht auftritt, da hier Energie zugeführt wird. Im wissenschaftlichen Sprachgebrauch ist die „aktive Schwingungsdämpfung“ etabliert, weshalb sie im Weiteren trotz der sprachlichen Widersprüchlichkeit auch so bezeichnet wird.

Die Ansätze der aktiv dämpfenden Zusatzsysteme lassen sich nach eingesetzten Aktoren und angeregten Komponenten strukturieren. Dabei sitzen die meisten Aktorsysteme möglichst nahe am TCP, um direkt auf den Bearbeitungsprozess einwirken zu können. Zu den Aktoren gehören Piezo- sowie Piezostapelaktoren, magnetostriktive Aktoren, aktive hydrostatische und (elektro)magnetische Lagerungen. Die Aktoren werden in Spindeln, direkt am Werkzeug bspw. bei Bohrstangen oder an Werkzeugmaschinenstrukturen integriert. Bei Letzteren wird zwischen maschinenintegrierten, welche

bestehende Komponenten ersetzen, sowie parallelgeschalteten Ansätzen unterschieden, welche nicht direkt im Kraftfluss liegen. Eine gute Übersicht der Vielzahl an Forschungsarbeiten hierzu bieten (Baur 2015) und (Burtscher 2018). Auf aktive Systeme in der Spanntechnik wird in Kapitel 2.5.2 näher eingegangen.

2.4.4 Semi-passiv und semi-aktiv dämpfende Zusatzsysteme

Aufgrund der Änderung des Nachgiebigkeitsverhaltens der Maschinenstruktur durch Verfahren der Antriebsachsen ist das Anwendungsspektrum der in Kapitel 2.4.2 beschriebenen passiven Zusatzsysteme begrenzt. Für die in Kapitel 2.4.3 vorgestellten aktiven Systeme ist das größte Anwendungshindernis im industriellen Umfeld die Systemkomplexität und die damit verbundene Kostenintensität. Semi-passive und -aktive Systeme stellen hier einen Kompromiss dar.

Basierend auf passiven viskosen Dämpfern können semi-aktive Systeme mittels magnetorheologischer Flüssigkeiten adaptiv umgesetzt werden, indem die Steifigkeits- und Dissipationseigenschaften des Fluids mittels Variation der anliegenden Magnetfeldstärke variiert werden. Anwendungsbeispiele sind hier insbesondere beim Bohren zu finden. Ebenso kann die Viskosität linearer Wälzlager mittels elektrorheologischer Fluide adaptiv eingestellt werden. Auch Reibungsdämpfer können adaptiv gestaltet werden, indem piezoelektrische Aktoren für die Einstellung der Normalkraft zum Einsatz kommen. (Burtscher 2018) Weitere untersuchte Prinzipien wie der Einsatz von Formgedächtnislegierungen als Federwerkstoff zur Einstellung der Steifigkeit in semi-passiven Tilgern sowie ultrasonische Schwingungsanregung von Reibpartnern in einem adaptiven Gleitführungssystem sind in (Baur 2015) beschrieben.

Ein von (Koch & Bauer et al. 2013) verfolgter Ansatz ist die Adaption der Masse einer Werkzeugmaschinenkomponente. Hierfür wird ein Maschinentisch mit möglichst geringem Eigengewicht aus CFK umgesetzt, welcher ein Kammersystem beinhaltet, welches mit Fluid befüllt werden kann. Ziel ist eine Eigenfrequenzverschiebung durch Anpassung der Füllmenge des Gesamtsystems und die Möglichkeit der Vorhersage dieser über ein FEM-Modell, was gezeigt werden kann (Koch & Bauer et al. 2014). In der darauf aufbauenden Arbeit von (Burtscher 2018) wird darüber hinaus untersucht, wie die Bearbeitungsstabilität mit masseinstellbaren Dämpfungssystemen am Beispiel eines kammerförmigen fluidbefüllten Maschinentisches sowie eines Hilfsmassendämpfers erhöht werden kann. Es kann gezeigt werden, dass beide Ansätze die Bearbeitungssta-

bilität wesentlich beeinflussen und wirtschaftlich umsetzbar sind. Der Hilfsmassendämpfer ist dabei für eine Nachrüstung bestehender Werkzeugmaschinen geeignet, während der fluidbefüllte Maschinentisch den stabilen Bearbeitungsbereich um bis zu 110 % erhöhen kann und somit bei Weiterentwicklungen das größere Potential bietet.

2.5 Schwingungsdämpfung in der Spanntechnik

Nachdem im vorangegangenen Kapitel Ansätze zur Schwingungsdämpfung und Erhöhung der Prozessstabilität in Werkzeugmaschinen sowohl an der Gesamtstruktur als auch Maschinenkomponenten vorgestellt wurden fokussiert der vorliegende Abschnitt auf Lösungen in der Spanntechnik. Es werden sowohl werkzeug- und als auch werkstückseitige Ansätze vorgestellt, da die Wirkprinzipien übertragbar sind. Hier kann wie bereits zu Beginn von Kapitel 2.3 eingeführt nach passiven, semi-aktiven und -passiven sowie aktiven Systemen unterschieden werden.

2.5.1 Passiv dämpfende Spannsysteme

Passiv dämpfende Ansätze lassen sich bereits mit geringem Aufwand in Spannsysteme und Vorrichtungen integrieren. Die Nähe von Werkzeughaltern und Werkstückspannsystemen zum TCP und die direkte Integration der Spannmittel im Kraftfluss birgt hohe Dämpfungspotentiale. Bei der Integration passiver Dämpfer ist jedoch eine mögliche Verringerung der Einspannsteifigkeit, welche für die Bearbeitungsgenauigkeit relevant ist, zu berücksichtigen.

Systeme für die Werkzeugspannung

Passiv dämpfende Werkzeughalter wurden in mehreren Arbeiten untersucht, wobei besonders lang auskragende Werkzeuge für die Bohr- und Fräsbearbeitung im Fokus stehen. (Denkena & Bergmann et al. 2017) stellen einen Werkzeughalter vor, welcher durch die Integration eines Reibleistendämpfers die Prozessstabilität erhöhen kann. Dieser besteht aus einem Hohlenschaft, in welchen Hülsensegmente integriert werden, welche mit dem Schaft Reibkontaktflächen bilden. Durch einen integrierten Druckschlauch kann eine Vorspannung auf die Hülsensegmente gegen den Hohlenschaft aufgebracht werden. Der Vergleich mit einem ungedämpften Hohlenschaft ohne Hülsensegmente zeigt eine Erhöhung des Dämpfungsmaß von $D = 0,007$ auf $0,08$ wobei die dynamische Nachgiebigkeit um 92 % sinkt.

(Madoliat & Hayati et al. 2011) präsentieren einen auskragenden Fräser mit einem mehrschichtigen Aufbau, welcher ebenfalls als Reibungsdämpfer funktioniert. Hierfür wird ein dämpfender Kern in eine geschlitzte Hülse gepresst und der Verbund mittels einer Presspassung in den Schafffräser eingebracht. In experimentellen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass die stabile Spannungsbreite um 53 % erhöht werden konnte. Auch für hohe Ratterfrequenzen über 5 kHz existieren Lösungsansätze. Bei Feinbohrwerkzeugen kann so über eine mit einem Permanentmagneten am Werkzeug angebrachte Zusatzmasse über Reibungsverluste Schwingungsenergie dissipiert werden. (Edhi & Hoshi 2001)

(Fleischer & Schulze et al. 2014) untersuchen den viskosen Dämpfungseffekt von Hydrodehnspannfuttern. Hierfür vergleichen Sie die Frequenzgänge von Warmschrumpffutter und Hydrodehnspanntechnik im eingespannten Zustand bei drei Werkzeugmaschinen und führen Betriebsschwingungsanalysen sowie Untersuchungen zu erzielbaren Oberflächenqualitäten und Werkzeugstandzeiten bei der Bearbeitung eines nutenförmigen Demonstratorbauteils durch. Die Ergebnisse zeigen, dass mit dem Hydrodehnspannfutter deutlich höhere Werkzeugstandzeiten sowie eine um 10 % höhere Bearbeitungsproduktivität bei gleicher Oberflächenqualität im Vergleich zu Warmschrumpffuttern erzielt werden können. Allerdings wird der Einfluss der Werkzeughaltergeometrien auf das Schwingungsverhalten nicht näher untersucht, sodass nicht unterschieden werden kann, welchen Dämpfungsanteil die Hydrodehnspanntechnik an der Gesamtdämpfung besitzt.

(Fu & Rashid et al. 2013) untersuchen die Auswirkungen der Spannkraft in einem Hydrodehnspannfutter auf die Prozessstabilität. Sie verwenden eine besonders lang auskragende Bohrstange mit Aspektverhältnis von Auskragungslänge zu Durchmesser größer 6,5, welche in einen Werkzeughalter mit VDI-Schnittstelle in einer Drehmaschine eingespannt wird. Für die Untersuchungen wird das Anzugsdrehmoment der Einstellschraube als indirekte Messgröße variiert. Es existieren aber keine detaillierten Angaben, welche Rückschlüsse auf den Fluidruck des Systems oder den anliegenden Kontaktdruck am Werkzeug zulassen. Die Ergebnisse zeigen, dass bei einem Anzugsdrehmoment von 3 Nm, was einem Drittel des maximalen Anzugsdrehmoments entspricht, die geringste Ratterneigung auftritt und die höchste Dämpfung mit einem Dämpfungsgrad von 3,2 % auftritt.

(Krell 2004) nutzt für die Dämpfung von Schwingungen in einer langauskragenden Werkzeugaufnahme für Fräswerkzeuge das Quetschöldämpferprinzip, um werkzeugseitiges Rattern zu mitigieren. Die Verbesserung der dynamischen Eigenschaften werden sowohl experimentell in Fräsversuchen als auch anhand gemessener Nachgiebigkeitsfrequenzgänge nachgewiesen.

Als industrielle Umsetzung von Lanchesterdämpfern existieren Werkzeuge und Werkzeugspannfutter, welche eine zusätzliche zwischen zwei Kunststoffringen und in Öl gelagerte schwere Dämpfungsmasse besitzen. Die Energiedissipation bei diesen Systemen erfolgt durch an der Zusatzmasse im Öl angreifende viskose Reibkräfte. Anwendungsgebiete können sowohl Dreh- als auch Fräs- und Aufbohrprozesse sein.¹⁵

Systeme für die Werkstückspannung

In der Werkstückspannung fokussiert die überwiegende Anzahl an Untersuchungen auf dünnwandige Bauteile, da diese aufgrund lokal hoher statischer und dynamischer Nachgiebigkeiten Ratterschwingungen induzieren und somit gute Oberflächenqualitäten oftmals nur mit geringer Produktivität erreicht werden können.

(Kalocsay & Bergs et al. 2014) betonen die Notwendigkeit, die gesamte Prozesskette bei der Entwicklung dämpfender Werkstückspannmittel zu berücksichtigen. Dies beginnt mit der Referenzierungsstrategie in der Werkzeugmaschine, welche spannmittelbasiert, werkstückbasiert oder mittels Nullpunktspannsystem umgesetzt werden kann. Für eine optimale Lösung müssen die vor- und nachgelagerten Prozessschritte wie Werkstückhandhabung und Qualitätskontrolle berücksichtigt werden. Für die passive Dämpfung dünnwandiger Bauteile wird ein Zentrischspanner mit Spannbacken aus einer hochdämpfenden Metalllegierung (*high-dampening metals*, *HIDAMETS*) simuliert. *HIDAMETS* zeichnen sich neben hohen Dämpfungsgraden durch relativ hohe Steifigkeiten aus. Die hier eingesetzte Legierung besteht aus CuAlMn. Um den Dämpfungseffekt zu untersuchen wird simulativ die Resonanzamplitude einer 1,6 m langen Schaukel für Dampfturbinen durch eine periodische Kraft mittig angeregt, wobei die Schaukel frei schwingen kann. Die Berechnungen zeigen, dass bei einem Dämpfungsgrad des Materials von 30 % die Schwingungsamplitude unter 1 % der Vergleichsamplitude mit Stahlbacken reduziert werden kann. Die simulativen Untersuchungen werden jedoch nicht experimentell validiert.

¹⁵ https://www.sandvik.coromant.com/de-de/products/silent_tools/pages/default.aspx [11.02.2022]

Auch (Luo & Zhang et al. 2015) verfolgen den Ansatz die Energiedissipation durch Einbringung von visko-elastischem Material in den Krafftfluss des Werkstückspannmittels zu erhöhen. Für die Dämpfung von Bauteilschwingungen bei der Fräsbearbeitung eines dünnwandigen Turbinengehäusebauteils mit 1,5 mm Dicke wird eine seitliche Stützkonstruktion aus vier Stäben umgesetzt, welche das Gehäuse am Umfang mit elastischen Gummiaufsätzen von außen spannen. Zur Aufbringung der Spannkraft werden die Aufsätze von außen manuell verschraubt. Anhand einer Modalanalyse kann gezeigt werden, dass durch die Stützkonstruktion hohe Resonanzfrequenzen über 1000 Hz vollständig gedämpft werden. Die ersten beiden kritischeren Resonanzen bei 114,75 Hz und 739,75 Hz werden jedoch nur teilweise gedämpft. Eine Betriebsschwingungsanalyse an drei verschiedenen Punkten zeigt, dass die Schwingungsamplituden bis zu 90 % reduziert werden können. Die Vorrichtung wird als einfach integrierbar beschrieben. Zu berücksichtigen ist jedoch, dass für die Einspannung hohe manuelle Rüstaufwände entstehen und die Stützkonstruktion eine erhebliche Störkontur bei der Bearbeitung darstellt.

Einen anderen Ansatz in Form eines Hilfsmassendämpfers am Werkstück mit geringer Störkontur und geeignet für eine fünfseitige Fräsbearbeitung stellen (Rashid & Nicolescu 2008) vor. Sie entwickeln eine Methode zur Auslegung einer passiven Schwingungsdämpfung für kubische Bauteile mit tuned viscoelastic dampers (TVD). TVDs sind anbringbare Zusatzmassen am Werkstück und bestehen aus einem viskoelastischem Polymer, welches einen hohen Verlustfaktor und ein hohes temperatur- und frequenzunabhängiges Schubmodul aufweist, um auch bei erhöhter Werkstücktemperatur und in einem breiten Frequenzspektrum eine maximale Dämpfungswirkung zu erhalten. Der Aufbau des Spannsystems besteht aus einem Spanntopf, welcher auf den Maschinentisch geschraubt wird. Das Werkstück wird mit einer Trägerpalette verbunden, welche über einen Spannbolzen im Spanntopf vergleichbar zu einem Nullpunktspannsystem gespannt wird. Für die Auslegung der TVDs wird zunächst der Nachgiebigkeitsfrequenzgang des gespannten Werkstücks experimentell ermittelt. Anschließend wird die Applikation des TVDs am Bauteil mit unterschiedlichen Verlustfaktoren simuliert. Anhand der zu dämpfenden Mode kann ein Ziel-Verlustfaktor abgeleitet werden, woraus analytisch die Masse und das Polymer des TVD bestimmt werden können. Mittels eine Modalanalyse kann gezeigt werden, dass die Schwingungsamplitude der kritischen Torsionsmode des Werkstücks um 20 dB reduziert wird. Im Bereich der Torsionsmode werden Betriebsschwingungen somit um 98 % und in anderen Frequenzbereichen um

53 % gedämpft. Für die korrekte Umsetzung ist die Kombination aus experimenteller Modalanalyse des aufgespannten Bauteils, der numerischen Berechnung der zu dämpfenden Zielmode sowie die analytische Ableitung der Eigenschaften des TVDs relevant. Offen bleibt, welche Auswirkungen die direkte Anbringung der TVDs am Werkstück auf die Bearbeitungsstrategie des Werkstücks hat.

Weitere Forschungsarbeiten untersuchen den Einfluss von TVDs auf dünnwandige ringförmige Gehäusebauteile. Der Fokus der Arbeiten liegt hier an der Anbindung der Zusatzmasse an das Bauteil mit unterschiedlichen Materialien zur Dämpfung von Torsions- und Biegemoden. Dabei kann durch die Zusatzmasse die dominierende Resonanzfrequenz vom Werkzeug zum Werkstück verschoben und die maximale Schwingungsamplitude um das 4,2-fache reduziert werden. (Kolluru & Axinte et al. 2013; Kolluru & Axinte et al. 2014) Auch Formgedächtnislegierungen (Savi & Paula et al. 2011) und Optimierungsstrategien für TVDs (Yang & Muñoz et al. 2010) sind Gegenstand weiterer Forschungsarbeiten.

2.5.2 Aktiv dämpfende Spannsysteme

Wie in Kapitel 2.4.3 ausgeführt, können aktive Systeme nach deren eingesetzten Aktor- und Sensorprinzipien kategorisiert werden. Relevant für die Bewertung der Effektivität und Umsetzbarkeit der eingesetzten Systeme sind neben den benötigten elektrischen und mechanischen Anforderungen auch die Wirksamkeit der Regelungsalgorithmen hinsichtlich Dämpfung oder Ratterunterdrückung, weshalb viele Untersuchungen auf verschiedene Regelungsstrategien eingehen. Die Regelungsstrategie hat wiederum Einfluss auf die Aufwände in der Inbetriebnahme des Systems. Im Folgenden werden aktiv dämpfende Systeme der Spanntechnik zusammengefasst.

Aufgrund ihrer hohen Auskragungsweiten sind Bohrstangen und deren Halter mehrfach Gegenstand von Forschungsarbeiten zur Integration aktiver Dämpfungssysteme für die Ratterunterdrückung. Als Aktoren werden piezoelektrisch bewegte Zusatzmassen sowie Piezostapelaktoren, welche sehr hohe Kräfte bei geringen Stellwegen aufbringen und hierfür Betriebsspannungen von 1.000 V benötigen, eingesetzt. Untersucht werden unterschiedliche Regelungsstrategien, wobei ein Riccati-Regelungsalgorithmus als vorteilhaft identifiziert wird. (Burtscher 2018)

Mehrere Ansätze zielen auf die Reduktion von Bauteilschwingungen, insbesondere dünnwandiger Bauteile, durch Messung und Einbringung von Gegenschwingungen

durch das Spannmittel. (Lerez et. al 2016) stellen ein intelligentes Werkstückspannsystem für die Bearbeitung dünnwandiger Impeller vor. Am Demonstratorbauteil wird nachgewiesen, dass das System den Mittenrauwert bei einer aktiven Anregungsfrequenz von 500 Hz von $R_a=1,8 \mu\text{m}$ auf $0,56 \mu\text{m}$ reduzieren kann, indem die Bearbeitungsstabilität erhöht wird. Das System basiert auf einem zentrisch auf dem Spannmittel positionierten Spanndorn, welcher den Impeller rotationssymmetrisch spannt. Der Spanndorn ist auf einem dreiarmligen flexiblen Scharnierelement angebracht, welches eine Anregung in zwei translatorische, einen rotatorischen oder zwei kippende Freiheitsgrade realisieren kann. Dabei wird das Scharnierelement über einen Piezoaktor angesteuert, was die Systemkomplexität möglichst geringhält. Eine entscheidende Rolle für die Regelung spielt die hochfrequente und ausreichend genaue Messung der Schwingungen im Kraftfluss. Hierfür existieren Sensorplatten aus CFK mit integrierten Wirbelstromsensoren, welche unterhalb des Werkstücks integriert werden können. In einem Grundlagenversuch wird hierfür zunächst eine einfache Aluminiumplatte vertikal zerspannt und die Schwingungen gleichzeitig über ein Lasertriangulationsmesssystem aufgenommen. Die Oberflächenwelligkeit der Aluminiumplatte kann mit dem oben beschriebenen Prinzip so um das ca. Vierfache reduziert werden. Durch Kombination mit Prozesssimulationen können die Stabilität des Prozesses vorhergesagt und stabile bzw. instabile Regionen ermittelt werden (Möhring & Wiederkehr 2016; Moehring & Wiederkehr et al. 2018)

Auch die Vermeidung instabiler Drehprozesse ist Forschungsgegenstand. Beim Drehen von Niederdruckturbinengehäusen für die Luftfahrt besteht durch große Bauteilabmessungen bei dünnen Wandstärken eine hohe Anfälligkeit für Ratterschwingungen, was hier zu schnellem Werkzeugverschleiß und hohen Welligkeiten des bearbeiteten Werkstücks führt. Hierfür werden aktive Spannelemente entwickelt, welche am Innenradius des Bauteils wirken. Diese bestehen aufgrund der hohen Steifigkeit bei gleichzeitig zehnfacher Dämpfungsrate im Vergleich zu Stahl aus CFK. Für die aktive Deformationskontrolle wirken vier Elemente am Bauteilumfang und bringen unterschiedliche Spannkraft ein, um die wirksame Bauteilsteifigkeit bei der Bearbeitung zu erhöhen. Über einen integrierten Beschleunigungssensor werden Bauteilschwingungen gemessen und durch einen geschlossenen Regelkreis über einen magnetischen Aktor Gegen-schwingungen eingebracht. Somit können kritische Schwingungsamplituden in einem weiten Frequenzband vermieden werden. (Moehring & Wiederkehr et al. 2018)

Während die beiden vorangegangenen Forschungsarbeiten die Schwingungsdämpfung dünnwandiger Bauteile im Fokus haben, hat der folgende Ansatz das Ziel, Ratterschwingungen in der Schruppbearbeitung beim Fräsen zu verhindern. Hierfür wird zunächst eine aktive Werkstückauflage als Schnittstelle zwischen Maschinentisch und Werkstückspannung entwickelt. Diese besteht aus einer Rahmenstruktur, bei der ein innerer Bereich für die Werkstückauflage in zwei äußeren Rahmen gelagert ist. Der äußerste Rahmen ist fest mit dem Maschinentisch verbunden. Der mittlere Rahmen besitzt einen translatorischen Freiheitsgrad zum äußeren Rahmen und die mittige Werkstückauflage besitzt einen um 90° gedrehten weiteren Freiheitsgrad zum mittleren Rahmen. Die Werkstückauflage und der mittlere Rahmen können durch piezoelektrische Aktoren angeregt werden und sind in Wirkrichtung der Aktoren mit Federn vorgespannt. Außerdem sind sie über schmale Stege so verbunden, dass in Wirkrichtung der Piezoaktoren jeweils eine hohe elastische Nachgiebigkeit vorhanden ist, orthogonal dazu jedoch eine hohe Steifigkeit besteht. Das Werkstück kann somit über die Piezoaktoren horizontal in zwei Richtungen angeregt werden. Durch die Integration von Schwingungssensoren ist es möglich, Gegenschwingungen lediglich bei der Detektion von Ratterschwingungen einzubringen, was einen universellen und autonomen Einsatz des Spannsystems ermöglicht, da keine Prozesssimulationen hierfür notwendig sind. Als Regler für die aktive Schwingungsdämpfung (*active vibration control, AVC*) wird eine Kombination aus generischen Algorithmen und einem neuronalen Netz eingesetzt. Die Ablauflogik und Steuerung des Spannsystems werden auf einer externen Steuerung umgesetzt, welche keine Schnittstelle zur Werkzeugmaschine benötigt. Anhand eines Demonstratorbauteils, angelehnt an eine Gussform, werden Zerspanversuche durchgeführt. Es kann gezeigt werden, dass eine 10 % höhere Produktivität bei gleicher Oberflächenqualität erreicht wird. Da das System autonom arbeitet, wird außerdem eine Steigerung der OEE um 5 % möglich. (Moehring & Wiederkehr et al. 2018)

Ein weiterer Ansatz einer aktiv geregelten dämpfenden Werkstückauflage mit Piezoaktorik wird in (Riepold & Maslo et al. 2019) beschrieben. Dieser Ansatz berücksichtigt mittels eines FEM-Modells den Spanabtrag am Werkstück und die damit verbundenen Änderungen in der Werkstückdynamik. Die aus dem FEM-Modell extrahierten Zustandsparameter des Werkstücks werden in einem linearen Modell kombiniert und verarbeitet. Die Aktorik des umgesetzten Prototyps ist hier direkt in den Maschinentisch integriert, während das zu bearbeitende Werkstück mittels in Nuten geführten Spann-

backen fixiert wird. Die Gegenschwingungen werden in zwei translatorischen Freiheitsgraden durch hochdynamische Piezoaktoren erzeugt und über einen Kreuztisch auf die Werkstückauflage übertragen, wobei Kräfte bis 60 kN erzeugt werden können. Für die Messung der anliegenden Kräfte und der Position des Kreuztisches sind Positions- und Kraftsensoren integriert. Als Regler werden ein PID-Regler sowie ein selbst entwickelter Regelungsalgorithmus eingesetzt. In Validierungsversuchen werden sowohl Schrump- als auch Schlichtprozesse untersucht. Dabei können kritische Schwingungsamplituden um bis zu 68 % reduziert und die Oberflächenqualität in Form der mittleren Rautiefe um 81,2 % verbessert werden.

2.6 Bewertung des Stands der Technik und Forschung

Im Folgenden werden der Stand der Technik und Forschung zusammengefasst und die wichtigsten Erkenntnisse anhand eines Fazits herausgearbeitet. Darauf aufbauend werden die Forschungsdefizite und der Handlungsbedarf abgeleitet, welche in dieser Arbeit adressiert werden (vgl. Abbildung 2-7).

2.6.1 Fazit zum Stand der Technik und Forschung

Systeme zur Werkstückdirektspannung spielen in der Fräsbearbeitung metallischer Bauteile eine wichtige Rolle, um durch eine geringe Anzahl an Aufspannungen und eine geringe Störkontur eine hohe Bearbeitungsproduktivität zu erzielen. (Kalocsay & Bergs et al. 2014). Häufig eingesetzt werden hierbei Nullpunktspannsysteme, welche durch Bestimmung eines Referenzpunkts zeitaufwändiges Einmessen vermeiden und mittels einer definierten Schnittstelle zum Werkstück in Form eines Spannbolzens Rüstzeiten minimieren. (Förster & Förster 2018) Für die Aufbringung der axial zum Spannbolzen wirkenden Einzugskraft existieren überwiegend hydraulische und pneumatische, sowie für geringere Spannkraften elektromechanische Lösungen, welche auf eine prozesssichere Spannung mit möglichst hohen Spannkraften ausgelegt sind (vgl. Kapitel 2.1). Die Variation der Spannkraft spielt hierbei lediglich im Auslegungsprozess für ein deformationsarmes Spannen eine Rolle. Anwendungsnahe Lösungen mit gezielter Anpassung der axialen Einzugskraft zur Beeinflussung der dynamischen Bauteileigenschaften oder des Gesamtsystems sind jedoch nicht bekannt.

Schwingungen sind für die Bearbeitungsgenauigkeit und -produktivität metallischer Bauteile der limitierende Faktor in der zerspanenden Bearbeitung mit Werkzeugma-

schinen. Insbesondere dünnwandige Bauteile neigen aufgrund hoher lokaler Nachgiebigkeiten dazu, Ratterschwingungen zu induzieren. (Lerez et. al 2016) Für die Schwingungsdämpfung existiert daher eine Vielzahl an strukturseitigen Ansätzen, welche sich einerseits nach der Art der Energiezufuhr und andererseits in der Anbindung an die Werkzeugmaschinenstruktur unterteilen lassen (vgl. Kapitel 2.4). Während aktiv dämpfende Systeme zwar in einem breiten Frequenzspektrum wirken, aufgrund der dauerhaft benötigten Energiezufuhr jedoch meist teuer und aufwändig in der Umsetzung sind, sind passive Systeme auf einen eingeschränkteren Frequenzbereich ausgelegt, dafür aber einfacher in der Anwendung. (Burtscher 2018) Für die Dämpfung von Bauteilschwingungen bietet die Spanntechnik großes Potential, da sie im Kraftfluss bauteilnah die schwingungsdynamischen Eigenschaften gezielt beeinflussen kann. Ansätze in der Werkzeugspannung zielen insbesondere auf die Dämpfung langauskragender Werkzeuge für die Bohr- und Fräsbearbeitung ab. (vgl. Kapitel 2.5.1) In der Werkstückspannung kommen einerseits aufwändige und kostenintensive piezoelektrisch aktivierte Systeme zur Ratterunterdrückung zum Einsatz, welche durch modell- oder regelungsbaasierte Ansätze ein hohes Anwendungsspektrum abdecken können (vgl. Kapitel 2.5.2). Andererseits existieren passive Lösungen, welche durch Einbringung viskoelastischer Materialien in den Kraftfluss eine zusätzliche Energiedissipation erzeugen. Hierzu zählen HIDAMETS, TVDs oder Stützstrukturen mit vorgespannten Elastomeraufsätzen. (vgl. Kapitel 2.5.1) Im Gegensatz zu den in Kapitel 2.4.4 dargestellten strukturseitigen Ansätzen für Werkzeugmaschinen existieren jedoch keine Lösungsansätze, welche die Vorteile der einfachen und kostengünstigen Integration dämpfender Materialien in den Kraftfluss mit einer Einstellbarkeit der Dämpfungswirkung im Sinne eines semi-passiven Ansatzes kombinieren.

Ein aus der Werkzeugspannung bekannter passiver Ansatz zur Schwingungsdämpfung ist die Hydrodehnspanntechnik, welche durch die Aufdehnung einer Fluidkammer hohe Rundlaufgenauigkeiten des eingespannten Schaftwerkzeugs ermöglicht. Neben dem Einsatz in Hydrodehnspannfuttern wird diese Technologie auch als Linearaktor für die Aufbringung hoher Kräfte bei geringen Stellwegen eingesetzt. In mehreren Forschungsarbeiten wurden die dämpfenden Eigenschaften der Hydrodehnspanntechnik simulativ sowie experimentell untersucht (vgl. Kapitel 2.2). Eine umfassende Systembeschreibung und analytische Wirkzusammenhänge der Technologie sind jedoch nicht bekannt.

Bei der experimentellen Messung von Dämpfungsgraden hat eine korrekte methodische Vorgehensweise großen Einfluss auf die Genauigkeit. Für die Vorhersage und

Modellierung von Schwingungen und Dämpfungsgraden schwach gedämpfter Systeme existieren aus der Forschung verschiedene analytische und numerische Ansätze im Bereich von Werkzeugmaschinen. Diese basieren auf der Superposition experimentell bestimmter lokaler Energiedissipation und erfordern ein sequentielles Vorgehen bei der Vermessung eines Mehrkomponentensystems (vgl. Kapitel 2.3). Konkrete Anwendungsbeispiele sind für eine Werkzeugmaschinenstruktur sowie eine Spindelkomponente bekannt. Die dezidierte Anwendung auf Spannsysteme unter Berücksichtigung deren Charakteristika ist aus der Forschung nicht bekannt.

2.6.2 Forschungsdefizit und Handlungsbedarf

Dem Stand der Technik und Forschung kann eine Vielzahl an Lösungsansätzen zur Schwingungsdämpfung in Werkzeugmaschinen entnommen werden. Diese Lösungsansätze finden in der industriellen Praxis jedoch nach wie vor keine breite Anwendung. Ein möglicher Grund hierfür ist der Zielkonflikt zwischen einer einfachen, robusten und kostengünstigen Anwendung einerseits und einer effizienten Wirksamkeit in einem breiten Bauteil- und Frequenzspektrum andererseits. Semi-passive Systeme haben das Potential diesen Zielkonflikt durch ihre Einstellbarkeit ohne kontinuierliche Energiezufuhr aufzulösen, weshalb sie als adaptive Führungen und massevariabler Maschinentisch für Werkzeugmaschinenstrukturen bereits Gegenstand der Forschung waren. Die Umsetzung einer semi-passiven nachrüstbaren und einfach in den Kraftfluss zu integrierenden Spannkraftkomponente stellt ein Forschungsdefizit dar. Da die Werkstückdirektspannung aufgrund ihrer Eigenschaften hierfür geeignet ist, bisher dahingehend jedoch nicht untersucht wurde, besteht hier Forschungspotential.

Die aus der industriellen Praxis bekannten Werkstückdirektspannungssysteme sind aufgrund ihrer technologischen Ausführung überwiegend auf die Aufbringung maximaler Spannkraften ausgelegt, um eine möglichst steife Bauteilspannung zu erzielen. Insbesondere hydraulische und elektromechanische Systeme bieten jedoch theoretisch die Möglichkeit der Einstellbarkeit der Spannkraft. Der Entwurf und die Konzeption einstellbarer Werkstückdirektspannungssysteme, sowie der Einfluss der Spannkraft auf die dynamischen Bauteileigenschaften, bieten Untersuchungspotential. Insbesondere technologische Ansätze, welche eine semi-passive einstellbare Bauteildämpfung ermöglichen sind zu untersuchen.

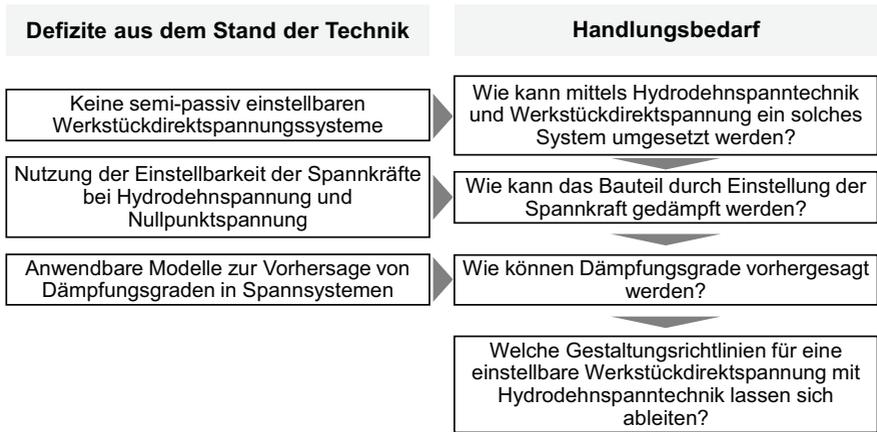


Abbildung 2-7: Aus dem Defizit der Stand der Technik und Forschung abgeleiteter Handlungsbedarf

Im Bereich der Werkzeugspannung existiert mit der Hydrodehnspanntechnik eine Technologie, welche mittels einstellbarer Spannkraft semi-passiv dämpfend auf Werkzeugschwingungen wirkt. Es fehlen jedoch Arbeiten, welche systematisch die Zusammenhänge der Hydrodehnspannung untersuchen und auf deren Anteil an der Energiedissipation des schwingenden Systems eingehen. Hierfür ist die Eignung und Übertragbarkeit der im Stand der Technik vorgestellten Modellansätze mit lokalen superponierbaren Dissipationsanteilen zu untersuchen. Des Weiteren besteht Untersuchungspotential im Einsatz der Hydrodehnspanntechnik für die Werkstückspannung. Hier existieren zwar industrielle Anwendungsbeispiele, aber keine konzeptionellen Untersuchungen aus der Forschung, welche eine Integration der Hydrodehnspanntechnik in ein Werkstückspannsystem zum Gegenstand haben.

3 Konkrete Zielsetzung und Vorgehensweise

3.1 Konkrete Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist die Dämpfung und Beeinflussung von Bauteilschwingungen durch ein Werkstückdirektspannungssystem mit einstellbarer Spannkraft für die Fräsbearbeitung in Werkzeugmaschinen. Hierfür bieten semi-passive Systeme aufgrund der Einstellbarkeit der Dämpfung bei einfacher und kostengünstiger Umsetzung Potential.

Ziel der Arbeit ist es daher zu untersuchen, wie ein solches System aus bekannten Prinzipien umgesetzt werden kann. Aus dem Stand der Forschung und Technik ist die Werkstückdirektspannung als störkonturarme Technologie für die Anwendung an einem breiten Bauteilspektrum bekannt. In der Werkzeugspannung wird die Hydrodehnspanntechnik als passives Dämpfungselement mit einstellbarer Spannkraft eingesetzt. Diese Arbeit untersucht deshalb den Ansatz einer Kombination dieser beiden Technologien. Ziel ist es, durch Einstellung der direkt auf das Werkstück sowie der durch die Hydrodehnspanntechnik wirkenden Spannkraft Bauteilschwingungen zu dämpfen sowie das Eigenschwingungsverhalten des Bauteils beeinflussen zu können.

Um anhand einer bekannten Bauteilgeometrie die für die Dämpfungswirkung optimalen Spannkraft einstellen zu können wird untersucht, welche Modelle und Vorgehensweisen aus dem Stand der Forschung für die Vorhersage der Bauteildämpfung angewendet werden können. Abschließendes Ziel ist es, aus den gewonnen Erkenntnissen Gestaltungsrichtlinien für die anwendungsnahe Entwicklung einstellbarer Werkstückdirektspannungssysteme mit Hydrodehnspanntechnik abzuleiten.

3.2 Vorgehensweise zur Zielerreichung

Für die Zielerreichung wird die folgende Vorgehensweise gewählt. Zunächst wird in Kapitel 4 das Funktionsprinzip und die Wirkungsweise eines Werkstückdirektspannungssystems mit Hydrodehnspanntechnik beschrieben. Da die Hydrodehnspanntechnik in bisherigen wissenschaftlichen Untersuchungen noch nicht umfassend systematisch untersucht wurde und keine grundlegenden und allgemeingültigen Definitionen vorliegen, werden zunächst die Einflussfaktoren auf die wirksame Spannkraft diskutiert. Weiter wird eine geometrische Systembeschreibung definiert, welche eine mathematische Herleitung des Kammervolumens ermöglicht.

Für die Untersuchung des Einflusses einer einstellbaren Werkstückdirektspannung auf die Dämpfung und das Schwingungsverhalten des Bauteils wird ein Funktionsprototyp

umgesetzt. Kapitel 5 beschreibt dessen Entwurf und Umsetzung. Ausgehend von einer System- und Funktionsanalyse werden wesentliche Anforderungen an den Prototypen definiert. Den Funktionen werden Prinziplösungen eines möglichen Zielsystems zugeordnet. Anhand einer Systemsynthese werden die Teil- zu möglichen Gesamtlösungen aggregiert und die Entwürfe hinsichtlich Zielerfüllungsgrad und Umsetzbarkeit bewertet. Die konstruktive Umsetzung sowie deren Fertigung, Montage und Inbetriebnahme werden in den Kapiteln 5.3 und 5.4 beschrieben.

Um die statischen Systemeigenschaften und deren Auswirkungen auf ein eingespanntes Werkstück zu untersuchen wird zunächst ein Demonstratorbauteil ausgewählt und realisiert (Kapitel 6.1). Darauf aufbauend wird ein Simulationsmodell des Gesamtsystems erstellt (Kapitel 6.2), welches statisch hinsichtlich der Verschiebung der Dehnkammerwand validiert wird (Kapitel 6.3). Hierfür wird der gesamte Aufbau auf einer 3D-Koordinatenmessmaschine vermessen. Um die Wechselwirkungen zwischen axialer und radialer Spannkraft zu untersuchen werden die Axialverschiebung des Spannbolzens (Kapitel 6.4) sowie der Spannungszustand der Spannfläche (Kapitel 6.5) analysiert. Außerdem wird der Einfluss der Spannkkräfte auf die statische Bauteilnachgiebigkeit untersucht (Kapitel 6.6).

Für die Analyse des Einflusses des Spannsystems auf die Dämpfung des Bauteils und dessen Schwingungsverhaltens wird in Kapitel 7 eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt. Hierfür wird das Demonstratorbauteil in verschiedenen Einspannungszuständen untersucht. Auf Basis der Ergebnisse der Modalanalyse kann der Einfluss der Spannkkräfte auf Eigenfrequenzen, modale Dämpfungsgrade sowie dynamische Nachgiebigkeiten analysiert werden (Kapitel 7.2). Die experimentell ermittelte Dämpfungswirkung des Funktionsprototypen auf das Demonstratorbauteil wird in einem Zerspannungsversuch erprobt (Kapitel 7.2.4). Als wesentlicher Teilaspekt des Spannsystems wird weiter der Einfluss der Fuge zwischen Bauteil und Oberfläche des Spannmittels untersucht (Kapitel 7.3). Hierfür werden die Oberflächenrauheiten variiert und die Einbringung eines Elastomerrings untersucht. Abschließend wird die Modalanalyse äquivalent zur Untersuchung der Spannkkräfte für jeden Fugenzustand wiederholt und ein Quervergleich für die Bewertung des Einflusses auf die modalen Dämpfungsgrade und Eigenschwingungen des Bauteils durchgeführt.

Um die Vorhersage modaler Dämpfungsparameter des Spannsystems unabhängig von der Bauteilgeometrie zu ermöglichen wird in Kapitel 8 ein Modellierungsansatz aus der

Literatur auf das Gesamtsystem angewendet und hinsichtlich seiner Vorhersagegenauigkeit bewertet. Der Ansatz beruht dabei auf der Identifikation lokaler superponierbarer Dämpfungsparameter.

Die gewonnenen Erkenntnisse aus den statischen Untersuchungen, der experimentellen Modalanalyse und der modellbasierten Vorhersage dienen abschließend als Grundlage für die Ableitung von Gestaltungsrichtlinien zur Umsetzung eines schwingungsdämpfenden Werkstückspannsystems (Kapitel 9). Die Einbringung und Ausgestaltung untersuchter Konstruktionselemente in ein anwendungsnahes industriell nutzbares Produkt werden diskutiert.

4 Funktionsprinzip eines Werkstückdirektspannungssystems mit Hydrodehnspanntechnik

In diesem Kapitel wird zunächst das Funktionsprinzip eines Werkstückdirektspannungssystems mit Hydrodehnspanntechnik vorgestellt. Dieses leitet sich aus der Zielstellung ab, mittels einstellbarer Spannkräfte Bauteilschwingungen zu reduzieren. Darauf aufbauend werden die geometrischen Systemmerkmale sowie die Einflussfaktoren auf die Hydrodehnspannkraft näher beleuchtet.

4.1 Funktionsprinzip und Wirkungsweise

Abbildung 4-1 zeigt das grundlegende Funktionsprinzip eines Werkstückdirektspannungssystems mit Axial- und Radialspannkraft. Für die Werkstückdirektspannung wird das Bauteil mit einem Spannbolzen verbunden, beispielsweise durch Einschrauben, welcher als Schnittstelle zum Spannsystem dient. Auf diesen wirkt eine Axialspannkraft, welche das Werkstück nach unten einzieht und somit die Bauteilunterseite mit der Spannfläche auf der Oberseite des Spannsystems verspannt. Die Radialspannkraft, welche zwischen Spannbohrung und Mantelfläche des Spannbolzens wirkt, ist radial zur Symmetrieachse des Spannbolzens. Diese wird über die Hydrodehnspanntechnik realisiert. Es wirken somit unabhängig voneinander zwei einstellbare Spannkräfte über den Spannbolzen auf das Werkstück.

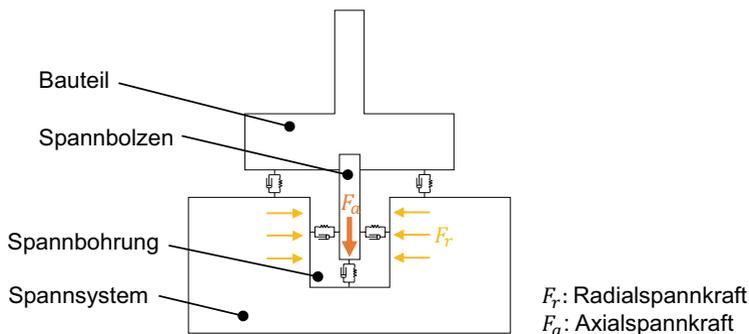


Abbildung 4-1: Funktionsprinzip eines Werkstückdirektspannungssystems mit Axial- und Radialspannkraft

Wird das gespannte Bauteil mit dem Spannsystem als schwingendes Gesamtsystem betrachtet, so können die Spannfugen zwischen Bauteil und Spannsystem als Feder-

Dämpfer-Elemente beschrieben werden (vgl. Abbildung 4-1). Das Eigenschwingungsverhalten des Bauteils wird von den Steifigkeits- und Dämpfungswerten der Spannfugen beeinflusst. Dies gilt für Bauteilschwingungen, welche nicht vollständig im Bauteil liegen, bei denen die Fuge also als Gegenlager wirkt. Die Axialspannkraft, welche am Spannbolzen angreift, wirkt unmittelbar auf die Fugensteifigkeit und -dämpfung zwischen Bauteilunterseite und der Spannfläche auf der Oberseite des Spannsystems. Die Radialspannkraft wirkt über die Fugensteifigkeit und -dämpfung am Spannbolzen auf die Bauteilschwingung. Somit bestehen über die Einstellbarkeit der Axial- und Radialspannkraft zwei Freiheitsgrade, um das Bauteilschwingungsverhalten im eingespannten Zustand hinsichtlich Dämpfung und Einspannsteifigkeit zu beeinflussen.

4.2 Geometrische Systembeschreibung der Hydrodehnspanntechnik

Abbildung 4-2 zeigt die schematische Darstellung eines Hydrodehnspannelements und dessen Geometriemerkmale am Beispiel einer Innenspannung im statischen nicht gespannten Zustand. Für eine Außenspannung ließen sich die Merkmale äquivalent beschreiben. Da in dieser Arbeit Innenspannungen untersucht werden, beschränkt sich die Betrachtung auf diesen Fall.

Das Hydrodehnspannelement besteht aus einer Hydrodehnkammer, welche sich aus einer Anzahl n Hydrodehnelemente zusammensetzt. Die Hydrodehnkammer ist als Hohlraum eines Grundkörpers ausgeprägt. Dieser Grundkörper besitzt eine Bohrung mit einem Innendurchmesser $D_{GK,i}$ in welche ein Spannbolzen eingeführt werden kann. Im vorliegenden Fall ist der Grundkörper zylindrisch und durch seinen Außendurchmesser $D_{GK,a}$ begrenzt. Die Dehnkammer ist durch einen Zuführkanal, welcher orthogonal zur Bildebene steht, mit einem Fluid befüllbar. Die Dehnkammer setzt sich typischerweise aus drei Dehnkammerelementen zusammen, welche mittels der Querschnitte $Q1$, $Q2$ und $Q3$ beschrieben werden können und entsprechend indiziert sind. Die Anordnung des Hydrodehnspannelements ist in jedem Fall symmetrisch zur Drehachse des zylindrischen Grundkörpers. Jedes Dehnkammerelement lässt sich durch eine Breite $s_{DK,x}$, eine Länge $l_{DK,x}$ und eine Wandstärke $s_{DW,x}$ beschreiben. Die Gesamtlänge der Dehnkammer l_{DK} ist relevant für die wirksame Spannfläche des Grundkörpers. Die Elemente 1 und 3 sind breiter ausgestaltet als Element 2. Durch die geringeren Dehnkammerwandstärken wird die Zentrierung eines Spannbolzens in der Bohrung des Grundkörpers ermöglicht. Die Übergänge von einem Element zum nächsten können je nach

Fertigungstechnologie mit Fasen, wie in Abbildung 4-2 angedeutet, oder rechtwinklig ausgeführt sein. Für die folgende Volumenberechnung werden sie vernachlässigt.

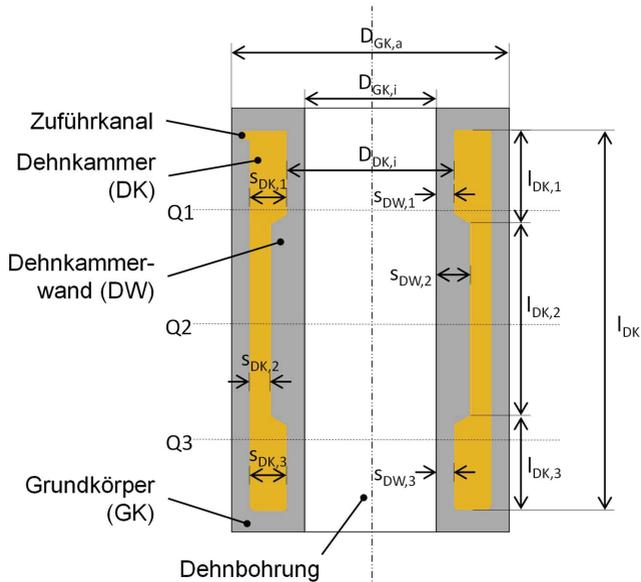


Abbildung 4-2: Geometriemerkmale eines Hydrehnspannelements

$D_{GK,a}$	Außendurchmesser Grundkörper
$D_{GK,i}$	Innendurchmesser Grundkörper
Q1, Q2, Q3	Querschnitte 1-3
$D_{DK,i,x}$	Innendurchmesser Dehnkammer
$s_{DK,x}$	Breite Dehnkammer
$s_{DW,x}$	Wandstärke Dehnkammerwand
$l_{DK,ges}$	Gesamtlänge Dehnkammer
$l_{DK,x}$	Länge Dehnkammer

$$V_{DK} = \sum_{x=1}^n \frac{1}{4} [D_{DK,a,x}^2 - D_{DK,i,x}^2] * \pi * l_{DK,x}$$

Formel 4-1

Aus der Anzahl, den Längen und Breiten der Dehnkammerelemente lässt sich das Dehnkammervolumen ableiten. Für die initiale Befüllung der Dehnkammer mit einem Fluid muss zusätzlich das Volumen des Zuführsystems mit Zuführkanal und Hubvolumen der Spannschraube berücksichtigt werden. Wird die Systemgrenze am zylindrischen Grundkörper unter Vernachlässigung des Zuführsystems gezogen, lässt sich das Dehnkammervolumen V_{DK} nach Formel 4-1 berechnen.

4.3 Einflussfaktoren auf die Hydrodehnspannkraft

Aus bisherigen Forschungsarbeiten liegt keine allgemeingültige Systembeschreibung der Wirkzusammenhänge der Hydrodehnspanntechnik vor. Im Folgenden wird daher der Einfluss des Gesamtsystems auf die Hydrodehnspannkraft beschrieben und die geometrischen und mechanischen Zusammenhänge dargestellt. Die auf den zu spannenden Spannbolzen wirkende Spannkraft unterliegt vielfältigen Einflussfaktoren. Das Gesamtsystem eines Hydrodehnspannelements lässt sich aus den vier Teilsystemen Grundkörper mit Dehnkammer, Hydraulikmedium, Spannbolzen sowie der zwischen Dehnkammerwand und Spannbolzen entstehenden Spannfuge zusammensetzen (vgl. Abbildung 4-3). Die jeweiligen Einflussfaktoren können dabei nicht immer unabhängig voneinander betrachtet werden.

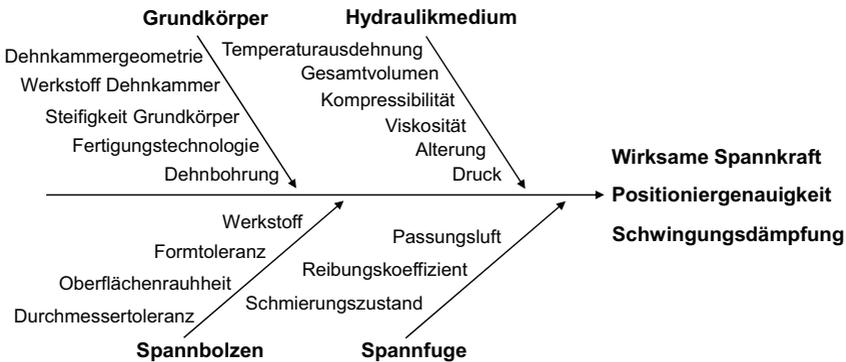


Abbildung 4-3: Ishikawa-Diagramm zur Beschreibung von Einflussfaktoren auf Eigenschaften der Hydrodehnspanntechnik

Grundkörper

Der Grundkörper mit integrierter Dehnkammer und Dehnbohrung nimmt den Spannbolzen auf. In ihm ist der Mechanismus zur Aufbringung des Fluiddrucks realisiert. Da die

manuelle oder hydraulische Druckbeaufschlagung jedoch sehr unterschiedlich realisiert werden kann und die Schnittstelle zum eigentlichen Hydrodehnelement mittels eines Zuführkanals klar definiert ist, wird hier die Systemgrenze am Zuführkanal gezogen und das Zuführsystem nicht näher betrachtet. Relevant für die Beeinflussung der Spannkraft ist insbesondere die Dehnkammergeometrie, welche in Kapitel 4.2 ausführlich beschrieben ist. Anhand der Dehnkammergeometrie, des anliegenden Fluiddrucks und des Werkstoffs kann der Dehnweg der Dehnkammerwand näherungsweise bestimmt werden. Es gilt: je höher der Fluiddruck, je höher die Werkstoffelastizität und je geringer die Dehnkammerwandstärke, desto höher der mögliche Dehnweg und die damit verbundene wirksame Spannkraft. Dabei ist der Dehnweg durch die Streckgrenze des Werkstoffs begrenzt. Eine plastische Verformung der Dehnkammerwand muss vermieden werden. Die Steifigkeit des Grundkörpers beeinflusst die Spannkraft insofern, als ein steifer zylindrischer Grundkörper eine Verformung nach außen vermindert und dadurch einen höheren Dehnweg ermöglicht. Des Weiteren hat die Fertigungstechnologie einen mittelbaren Einfluss auf die Spannkraft. Sie beeinflusst die Werkstoffauswahl sowie die Gestaltung der Dehnkammergeometrie. Bei einer additiven Fertigung mit selektivem Lasersintern (SLS) können die Übergangsradien aufgrund des schichtweisen Aufbaus mit Pulver nicht zu spitz gewählt werden. Gedrehte Dehnkammern wiederum können nur mit einem erhöhten Aufwand Hinterschnitte realisieren.

Hydraulikmedium

Die Dehnkammer wird mit einem hydraulischen Medium befüllt, welches als Hauptfunktion die Kraftübertragung vom Spannmechanismus auf den Spannbolzen erfüllt. Daher haben dessen Eigenschaften einen direkten Einfluss sowohl auf die wirksame Spannkraft, als auch auf weitere Eigenschaften des Systems wie Schwingungsdämpfung und Eigenschwingungsverhalten. Wird das Fluid mit Druck beaufschlagt, z.B. indem durch eine Spannschraube das Gesamtvolumen reduziert wird, so wirkt der isotrope Fluiddruck als Flächenkraft auf die Dehnkammerwand. Da diese sich dehnt und dadurch das Kammervolumen vergrößert sind die Größen Fluiddruck und Kammervolumen direkt voneinander abhängig. Je höher die Kompressibilität des Fluids, also die Volumenreduktion unter Druck, desto geringer fällt der Dehnweg der Dehnkammerwand aus. Diese ist nicht zu vernachlässigen, da bei Fluiddrücken zwischen 1.000 und 3.000 bar ein Medium wie Öl nicht mehr als inkompressibel angenommen werden kann. Ebenso relevant ist die Temperaturexansion des Fluids. Bereits bei geringen Temperaturschwankungen kann es durch die Fluidausdehnung zu einem erhöhten Kammerdruck

kommen, welcher bei der Auslegung zu berücksichtigen ist. Die Viskosität spielt insbesondere beim Befüllen des Systems eine wichtige Rolle. Höherviskose Fluide lassen sich nur unter hohem Unterdruck in die Dehnkammer einbringen. Die Viskosität des Hydraulikmediums ist daher durch die Dehnkammergeometrie und die Befülltechnologie begrenzt. Zu berücksichtigen ist auch eine eventuelle Alterung des Mediums, was jedoch im üblichen Gebrauch von mehreren tausend Spannzyklen vernachlässigbar ist.

Spannbolzen

Der Spannbolzen ist mit dem zu spannenden Werkstück durch eine Schraub- oder Pressverbindung gefügt und leitet somit den Kraftfluss vom Grundkörper in das Werkstück. Der Werkstoff des Spannbolzens spielt insbesondere hinsichtlich der Druckelastizität eine Rolle. Unter hohem radial wirkendem Druck kann sich der Spannbolzen axial längen und somit das Werkstück nach oben schieben. Des Weiteren haben die Form- und Durchmesser toleranzen des Bolzens direkten Einfluss auf die wirksame Spannkraft und die Positioniergenauigkeit der Spannung in der Bohrung. Bei eher kegelförmigem Spannbolzen wird die Spannkraft an den verschiedenen Spannelementen lokal sehr unterschiedlich ausgeprägt sein, da die initialen Spaltmaße voneinander abweichen. Bei entsprechenden Formabweichungen kann es zu einer nicht zentrierten Spannung oder einer Spannung mit Winkelabweichung von der Symmetrieachse kommen. Für die Spannfuge relevant ist insbesondere die Oberflächengüte des Spannbolzens. Hierbei spielen Oberflächenrauheit und Rautiefe eine wichtige Rolle.

Spannfuge

Die Spannfuge entsteht beim Fügen bzw. Spannen zwischen den Oberflächen des Spannbolzens und der Spannbohrung. Je nach Größe der Toleranzfelder der Bohrung und des Bolzens ist der nominale Spalt zwischen den Oberflächen größer oder kleiner, was Auswirkungen auf den Dehnweg und damit die Ausbildung der Spannkraft hat. Je größer die Oberflächenrauheiten, desto „weicher“ der Spannungsfall, d.h. desto geringer steigt zunächst die Spannkraft an. Bei geringer Oberflächenrauheit liegt ein „harter“ Spannungsfall vor was bedeutet, dass die Spannkraft bei Kontakt der Oberflächen sprunghaft ansteigt. Die Werkstoffkombination der beiden Teile, deren Oberflächenrauheiten sowie der Schmierungs Zustand beeinflussen den Reibungskoeffizienten der Fuge. Dieser hat wie die Passungsluft Einfluss auf die Fügbarkeit des Spannbolzens. Ein höherer Reibungskoeffizient beeinflusst außerdem den Dämpfungsgrad des Systems positiv.

5 Entwurf und Umsetzung des Spannsystems

Aufbauend auf dem Funktionsprinzip des im vorigen Kapitel vorgestellten Werkstückdirektspannungssystems mit Hydrodehnspanntechnik wird im Folgenden die Konzeption und Realisierung des Funktionsprototypen beschrieben. In Kapitel 5.1 werden zunächst die Anforderungen und Randbedingungen an ein solches System dargestellt, die Systemgrenzen definiert und die zu realisierenden Funktionen geklärt. Darauf aufbauend werden Lösungsalternativen analysiert und anhand einer Systemsynthese ein Konzept ausgewählt (Kapitel 5.2), dessen konstruktive und fertigungstechnische Umsetzung in Kapitel 5.3 beschrieben wird. Abschließend wird in Kapitel 5.4 die Montage, Kalibrierung und Inbetriebnahme der Sensorik des Prototypen dargestellt.

5.1 Anforderungs- und Funktionsanalyse

Für die Umsetzung des Werkstückdirektspannungssystems und die Integration in ein Bearbeitungszentrum lassen sich die in Tabelle 5-1 beschriebenen Anforderungen für den Funktionsprototypen festhalten. Diese können aus allgemeinen Anforderungen an Spannmittel wie in Kapitel 2.1 beschrieben und die für diese Arbeit zur Verfügung stehende Laborumgebung und Versuchsmittel abgeleitet werden.

Tabelle 5-1: Anforderungen an den Funktionsprototyp

	Anforderung	Parameter	Anforderungsart
A1	Schnittstelle zu Maschinentisch		Muss
A2	Vertikale und horizontale Aufspannung möglich		Muss
A3	Geringe Störkontur des Spannmittels		Soll
A4	Kompakte und robuste Bauweise		Soll
A4.1	Geringe Bauhöhe	$h_G < 300mm$	Mindest
A4.2	Geringer Außendurchmesser	$D_G < 400mm$	Mindest
A5	Geringe Gesamtmasse	$m_{ges} < 15kg$	Mindest
A6	Einfache manuelle (De-)Montage möglich		Soll
A7	Einfache Wartung möglich		Soll
A8	Montierbare Schnittstelle zum Werkstück		Muss

Die zu realisierenden Hauptfunktionen (HF) des Funktionsprototypen ergeben sich aus der in der Zielsetzung der Arbeit beschriebenen Forschungsfragen und sind in Tabelle

5-2 definiert. Neben der allgemein für Spannmittel benötigten Funktion der Werkstück-zentrierung und -positionierung (HF1) müssen die Aufbringung der axialen Spannkraft (HF2) mittels axialem Hub sowie die radiale Spannkraft (HF3) umgesetzt werden. Beide Spannkräfte sollen einstellbar sein, wozu die jeweilige Messung der Kräfte hinzukommt. Es wird zwischen axialen und radialen Funktionen unterschieden. Dabei meint „axial“ als in Richtung des Spannbolzens wirkend und „radial“ orthogonal dazu. Neben der Einstellbarkeit der Spannkräfte und der damit verbundenen Beeinflussung des statischen und schwingungsdynamischen Bauteilverhaltens ist ein weiteres Ziel die Integration einer passiven Schwingungsdämpfung mittels Hydrodehnspanntechnik im Spannmittel (HF4).

Tabelle 5-2: Funktionsanalyse des zu realisierenden Prototypen

	Funktion
HF1	Werkstückzentrierung und -positionierung
F1.1	Axiale Positionierung
F1.2	Radiale Positionierung
F1.3	Bauteilzentrierung
HF2	Aufbringung axiale Spannkraft
F2.1	Axialer Hub
F2.2	Einstellung axiale Spannkraft
F2.3	Messung Axialkraft
HF3	Aufbringung radiale Spannkraft
F3.1	Radialer Hub
F3.2	Einstellung radiale Spannkraft
F3.3	Messung radiale Spannkraft
HF4	Passive Schwingungsdämpfung

Für die Realisierung der beschriebenen Funktionen unter den genannten Anforderungen ergeben sich Zielkonflikte, welche bei der Konzeptfindung zu minimieren sind. Hierzu zählt zum einen der Konflikt zwischen einer möglichst steifen und massiven Realisierung, um die Eigenschwingungen des Spannmittels zu minimieren, und einer geringen Masse. Zum anderen steht die geforderte kompakte Bauweise mit geringer Störkontur und geringer Masse, welche eine hohe Funktionsintegration zur Folge hat, in Konflikt zu einer einfachen Wartbarkeit und Montage.

5.2 Prinziplösungen und Konzeptentwicklung

Für die Konzeptfindung des Funktionsprototypen wird für die in Kapitel 5.1 definierten Teilfunktionen zunächst nach Prinziplösungen gesucht. Tabelle 5-3 zeigt die alternativen Lösungsmöglichkeiten.

Prinziplösungen

Die axiale Positionierung des Werkstücks kann wie bei Nullpunktspannsystemen umgesetzt formschlüssig gegen die Spannfläche des Werkstücks erfolgen. Alternativ ist ein Einzug des mit dem Werkstück gefügten Spannbolzens gegen einen definierten Anschlag möglich. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, den Spannbolzen reibschlüssig zu spannen, sodass die axiale Positionierung von der Positionierung des Spannbolzens im Spannmittel abhängt, wie dies bspw. bei der Werkzeugspannung von Schafffräsern angewandt wird. Die radiale Positionierung kann getrennt oder funktionsintegral mit der Bauteilzentrierung umgesetzt werden. Formschlüssiges konisches Fügen positioniert und zentriert den Spannbolzen und damit das Bauteil zugleich. Außerdem ist die radiale Positionierung über Fügen des Spannbolzens in eine Passungsbohrung oder reibschlüssig über eine axial orientierte Spannfläche wie die Bauteilunterseite möglich. Die Bauteilzentrierung kann neben der konischen Lösung auch durch eine radial wirkende Hydrodehnspannung am Spannbolzen realisiert werden. Auch eine punktuelle radial formschlüssige Zentrierung durch Spannsegmente, wie bspw. bei Spannzangen oder Backenfuttern, ist möglich.

Für die Aufbringung der axialen Spannkraft muss zunächst ein axialer Hub realisiert werden. Dies kann über einen im Spannmittel integrierten Spindelmechanismus erfolgen, welcher am Spannbolzen angreift. Auch der Dehnweg einer in axialer Richtung wirkenden Hydrodehnspannkammer ist eine Alternativlösung. Eine weitere prinzipielle Möglichkeit besteht in der Realisierung eines Hebelmechanismus, bspw. in Verbindung mit Federelementen. Für die Aufbringung und Übersetzung der benötigten Arbeit sowie der Einstellung der axialen Spannkraft kommen mechanische, elektromechanische und hydraulische Lösungen in Betracht. Pneumatische Lösungen sind prinzipiell ebenfalls denkbar, aufgrund der hohen benötigten Spannkraften allerdings ungeeignet. Die Messung der Axialkraft kann direkt im Krafthaupt- oder Kraftnebenschluss sowie über die Messung indirekter Effekte wie der Dehnung im Kraftfluss liegender Bauteile erfolgen.

Tabelle 5-3: Prinziplösungen zur Realisierung des Funktionsprototypen

	Funktion	Prinziplösung 1	Prinziplösung 2	Prinziplösung 3
HF1	Werkstückzentrierung und -positionierung			
F1.1	Axiale Positionierung	Spannfläche	Einzug	Reibschluss
F1.2	Radiale Positionierung	Konus	Passungsbohrung	Reibschluss
F1.3	Bauteilzentrierung	Konus	Hydrodehn radial	Punktuell
HF2	Aufbringung axiale Spannkraft			
F2.1	Axialer Hub	Spindelmechanismus	Hydrodehn axial	Hebelmechanismus
F2.2	Einstellung axiale Spannkraft	Mechanisch	Elektromechanisch	Hydraulisch
F2.3	Messung Axialkraft	Krafthauptschluss	Kraftnebenschluss	Indirekt / Dehnungsmessung / Drehmoment
HF3	Aufbringung radiale Spannkraft			
F3.1	Radialer Hub	Spindelmechanismus	Hydrodehn radial	Hebelmechanismus
F3.2	Einstellung radiale Spannkraft	Mechanisch	Elektromechanisch	Hydraulisch
F3.3	Messung radiale Spannkraft	Messung Hubweg	Indirekte Druckmessung	Indirekte Dehnungsmessung
HF4	Passive Schwingungsdämpfung	Fugendämpfung	Fluiddämpfung	Materialdämpfung

Für die Umsetzung des radialen Hubs kommen äquivalent zum Axialhub ein Spindelmechanismus, welcher radiale Spannelemente antreibt, der radial wirkende Dehnweg einer Hydrodehnspannkammer oder ein Hebelmechanismus in Verbindung mit Federelementen, wie bspw. bei Spannzangen, in Frage. Auch können die benötigte Spannarbeit sowie die Einstellbarkeit der Spannkraft mechanisch, elektromechanisch oder hydraulisch umgesetzt werden. Die Messung der radialen Spannkraft ist aufgrund der am Umfang des Spannbolzens wirkenden Flächenkräfte nicht direkt möglich. Bei bekannten Elastizitäten kann der Hubweg die Berechnung der Spannkraft ermöglichen. Bei einer hydraulischen Lösung gibt der Fluidruck indirekt Aufschluss über die Spannkraft. Alternativ kann eine Dehnungsmessung an indirekt verformten Bauteilen Rückschlüsse auf den Spannungszustand erlauben.

Um die Funktion einer hohen passiven Schwingungsdämpfung im Spannmittel umzusetzen bieten sich die im Stand der Technik in Kapitel 2.5.1 beschriebenen Prinzipien an. Neben der Ausnutzung und gezielten Optimierung der Fugendämpfung verspannter Fugen im Kraftfluss, z.B. durch Oberflächenaufrauung, kann die viskose Fluiddämpfung zu einer erhöhten Schwingungsdämpfung beitragen. Auch das Einbringen von Materialien mit hohen Dämpfungsraten, wie bspw. Elastomeren, in den Kraftfluss stellt einen Lösungsansatz dar.

Konzeptentwicklung

Für die Entwicklung von Konzepten werden nun Realisierungsmöglichkeiten zu den vorgestellten Prinzipzlösungen erarbeitet und zu Konzeptvarianten synthetisiert. Dabei wird berücksichtigt, dass die jeweiligen Prinzipzlösungen untereinander unterschiedlich kompatibel sind und einen höheren oder geringeren Grad an Funktionsintegration aufweisen können. Die Kombination einer radial wirkenden Hydrodehnspannung mit Bauteilzentrierung und Fluiddämpfung weist beispielsweise eine hohe Funktionsintegration und Kompatibilität auf, während eine Positionierung über Konus bei gleichzeitiger Zentrierung mittels radialer Hydrodehnspanntechnik eine funktionale Trennung mit geringer Kompatibilität darstellt, da eine Überbestimmtheit im System erzeugt wird.

Im Folgenden werden in Tabelle 5-4 drei ausgewählte Konzepte im Detail vorgestellt, hinsichtlich ihrer Vor- und Nachteile diskutiert und anschließend anhand des Erfüllungsgrads der in Kapitel 5.1 definierten Anforderungen bewertet. In Konzept 1 wird das Werkstück über einen zylindrischen Spannbolzen positioniert und gespannt (vgl. Abbildung 5-1). Die axiale Positionierung erfolgt gegen die auf der planen Spannfläche aufliegende Werkstückunterseite. Radial ist die Positionierung über eine zylindrische Passungsbohrung realisiert, wobei Spannbolzen und Passungsbohrung so toleriert werden, dass ein möglichst geringes Spiel ein manuelles Verschieben noch erlaubt. Die Bohrungswand fungiert gleichzeitig als Dehnkammerwand einer in der Bohrung integrierten Hydrodehnspannkammer. Durch deren radialen Hub wird das Bauteil zentriert und gespannt. Dabei kann die radiale Spannkraft über den Fluiddruck, welcher manuell über eine Spannschraube eingestellt wird, variiert werden. Zur indirekten Ermittlung der radialen Spannkraft kann der anliegende Fluiddruck gemessen werden. Die axiale Spannkraft wird durch eine manuell verstellbare Spannschraube einer Hydrodehnspannmutter aufgebracht. Diese wird mit dem Spannbolzen verschraubt. Durch das

Betätigen der Spannschraube wird in der Hydrodehnspannmutter ein Fluiddruck erzeugt, welcher über ein Tellerfederpaket einen axialen Hub eines Ringkolbens gegen das Gehäuse des Spannmittels bewirkt. Dadurch entsteht von der Spannmutter aus ein geschlossener Kraftfluss, welcher über das Gehäuse und die Spannfläche durch die Werkstückunterseite, das Werkstück und den Spannbolzen wieder zurück zur Spannmutter führt. Im Kraftnebenschluss zwischen Gehäuse und Ringkolben kann mittels eines Kraftsensors die anliegende Axialkraft gemessen werden.

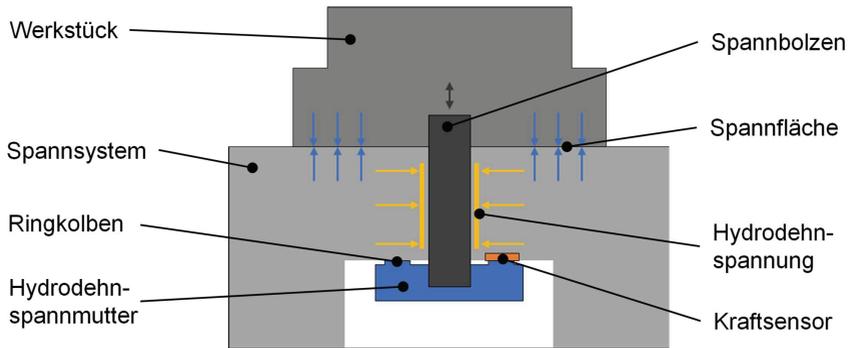


Abbildung 5-1: Prinzipskizze Konzeptvariante 1

Auch Konzept 2 nutzt für die Radialspannung eine zylindrische Bohrung mit integrierter Hydrodehnspannkammer (vgl. Abbildung 5-2). Im Gegensatz zu Konzept 1 kommt hier allerdings ein unterhalb des Werkstücks konisch geformter Spannbolzen zum Einsatz, welcher sowohl die axiale als auch die radiale Position des Werkstücks festlegt. Durch die konische Gegenfläche im Gehäuse des Spannmittels wird das Bauteil zentriert. Der axiale Hub erfolgt durch einen elektromechanisch angetriebenen Spindelmechanismus, welcher am Spannbolzen angreift. Durch die Ermittlung des Drehmoments kann indirekt die axial wirkende Spannkraft bestimmt werden. Hierbei entsteht eine Flächenpressung am Zentrierkegel des Spannbolzens.

Die dritte Konzeptvariante nutzt ebenfalls einen konischen Spannbolzen und einen axial wirkenden Spindeltrieb für die Axialspannung des Bauteils (vgl. Abbildung 5-3). Im Gegensatz zu Konzept 2 ist hier die radial wirkende Hydrodehnspanntechnik nicht gehäuseseitig, sondern im Spannbolzen integriert. Diese wird über eine Spannschraube auf der Unterseite des Spannbolzens betätigt. Die Spannkraftmessung kann aufgrund des geringen Bauraums daher nur indirekt über die Messung der Aufdehnung

des Spannbolzens ermittelt werden. Die in den Spannbolzen integrierte Hydrodehnspanntechnik erwirkt eine Selbstzentrierung des Bauteils bei Aufbringung der Spannkraft.

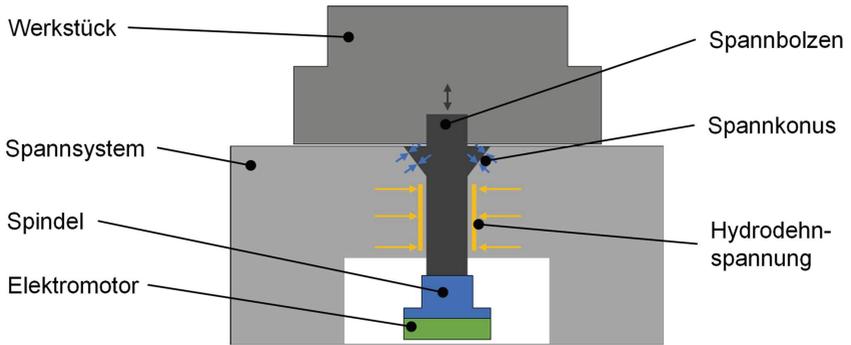


Abbildung 5-2: Prinzipskizze Konzeptvariante 2

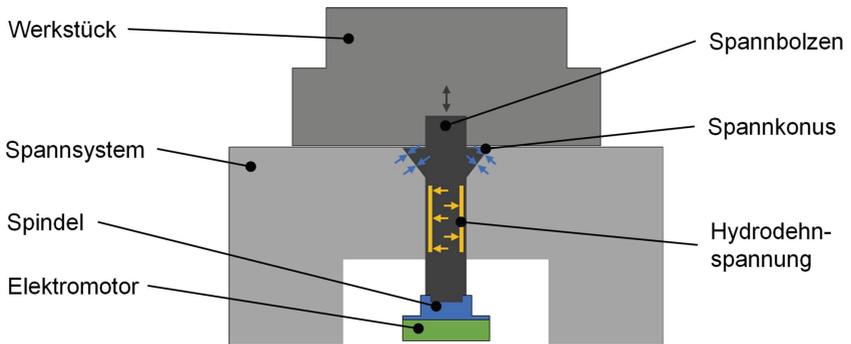


Abbildung 5-3: Prinzipskizze Konzeptvariante 3

Tabelle 5-4: Konzeptvarianten für Funktionsprototypen

Funktion	Konzept 2			Konzept 3
	Konzept 1	Hydrodehnspannkammer mit Zentrierkonus und Spindel-Einzug	Hydrodehnspannkammer mit Spindel-Einzug	
HF1	Werkstückzentrierung			Hydrodehnspanndorn mit Spindeleinzug
	-positionierung			
F1.1	Axiale Positionierung	Werkstückunterseite auf Spannfläche	Konischer Anschlag am Spannbolzen	Werkstückunterseite auf Spannfläche
F1.2	Radiale Positionierung	Zylindrische Passungsbohrung und Spannbolzen	Zentrierkonus am Spannbolzen	Zylindrische Passungsbohrung und Spannbolzen
F1.3	Bauteilzentrierung	Radial auf Spannbolzen wirkende Hydrodehnspannkammer	Zentrierkonus am Spannbolzen	Selbstzentrierung durch radial auf Spannbohrung wirkende Hydrodehnspannung
HF2	Aufbringung axiale Spannkraft			
F2.1	Axialer Hub	Hydrodehnspannmutter mit axial wirkendem Kolben	Spindelmechanismus am Spannbolzen angreifend	Spindelmechanismus am Spannbolzen angreifend
F2.2	Einstellung axiale Spannkraft	Manuelle Spannschraube	Elektromechanisch über Spindel	Elektromechanisch über Spindel
F2.3	Messung Axialkraft	Kraftsensor im Kraftnebenschluss	Indirekt über Drehmoment	Indirekt über Drehmoment
HF3	Aufbringung radiale Spannkraft			
F3.1	Radialer Hub	Radial wirkende Hydrodehnspannkammer	Radial wirkende Hydrodehnspannkammer	Radial wirkende Hydrodehnspannkammer im Spannbolzen
F3.2	Einstellung radiale Spannkraft	Einstellung Fluiddruck über manuelle Spannschraube	Einstellung Fluiddruck über manuelle Spannschraube	Einstellung Fluiddruck über Spannschraube
F3.3	Messung radiale Spannkraft	Indirekte Druckmessung über Drucksensor	Indirekte Druckmessung über Drucksensor	Indirekte Dehnungsmessung
HF4	Passive Schwingungsdämpfung			
		Einstellbare Fluid- und Fugendämpfung	Einstellbare Fluid- und Fugendämpfung	Einstellbare Fluid- und Fugendämpfung

Allen drei Konzeptvarianten gemein ist die Einstellbarkeit der passiven Schwingungsdämpfung. Diese kann sowohl durch die Einstellung des Fluiddrucks in der Hydrodehnspannkammer, als auch durch die variable Axialkraft, welche die Fugendämpfung zwischen Bauteil und Spannfläche beeinflusst, variiert werden.

Tabelle 5-5: Bewertung des Erfüllungsgrads der Konzeptvarianten

Anforderung	Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3
A1 Schnittstelle zu Maschinentisch	++	+	+
A2 Vertikale und horizontale Aufspannung möglich	++	+	++
A3 Geringe Störkontur des Spannmittels	++	+	+
A4 Kompakte und robuste Bauweise	++	o	+
A5 Geringe Gesamtmasse	+	-	o
A6 Einfache manuelle (De-)Montage möglich	o	-	--
A7 Einfache Wartung möglich	+	-	--
A8 Montierbare Schnittstelle zum Werkstück	+	+	+

Erfüllungsgrad: -- sehr gering - gering o mittel + hoch ++ sehr hoch

Für die Konzeptauswahl werden die drei Konzeptvarianten hinsichtlich des Erfüllungsgrades der oben definierten Anforderungen qualitativ bewertet. Alle Varianten ermöglichen die Aufspannung des Spannmittels auf einen Maschinentisch (A1). Diese ist bei den Konzepten mit elektromechanischem Antrieb durch Kabelführungen etwas eingeschränkt. Für die horizontale Aufspannung (A2) des Werkstücks sind die Ausführungen mit zylindrischer Passungsbohrung vorteilhaft, da sie ein Vorpositionieren des Werkstücks erleichtern. Die Hydrodehnspannmutter weist eine sehr kompakte und robuste Bauweise (A4) für die Aufbringung der Axialkraft auf. Die Umsetzung mit elektromechanischem Spindeltrieb benötigt hier mehr Bauraum und ist wartungsanfälliger (A7). Alle Konzepte lassen sich mit einer geringen Störkontur realisieren, lediglich die Bauhöhe fällt bei Konzept 2 und 3 etwas höher aus. Die manuelle Montage und Demontage (A6) des Funktionsprototypen ist bei allen Konzepten unter Einhaltung einer vorgegebenen Montagereihenfolge möglich, wobei die Montage des Spindeltriebs mit dem Spannbolzen und die Schnittstelle zum Spannbolzen mit integrierter Hydrodehnspanntechnik in Konzept 3 als aufwändiger einzuschätzen sind. Die Schnittstelle zum Werkstück (A8) ist bei allen Konzepten mit einer Einschraubverbindung gleich ausgeführt.

Die Gesamtmasse des Spannmittels (A5) unterscheidet sich aufgrund der verbauten Antriebskomponenten und der Verortung der Hydrodehnspannung nur leicht, dominant sind hier die massiv auszuführenden Gehäusebauteile.

Da Konzept 1 bei allen Anforderungen einen vergleichsweise höheren Erfüllungsgrad aufweist (vgl. Tabelle 5-5) wird es für die Realisierung des Funktionsmusters ausgewählt.

5.3 Konstruktive und fertigungstechnische Umsetzung

Die konstruktive Ausgestaltung des Funktionsmusters ist in Abbildung 5-4 im Querschnitt dargestellt und gliedert sich in folgende Funktionsbaugruppen. Für die Montierbarkeit wird das Gehäuse des Spannmittels in ein Ober- und Untergehäuse geteilt. Da das Untergehäuse auf den Maschinentisch geschraubt werden kann und sämtliche Lasten in diesen einleiten muss wird es massiv aus 35 mm starkem C45 Stahl und einem Durchmesser von 250 mm umgesetzt. In das Untergehäuse integriert ist zentrisch der Bauraum für die Hydrodehnspannmutter. Durch eine radial durch das Untergehäuse verlaufende Bohrung kann die Spannschraube der Hydrodehnspannmutter bedient werden. Das Obergehäuse, dessen Oberseite die Spannfläche für das Werkstück bildet, hat einen Durchmesser von 150 mm. Bei axialer Spannung verläuft der Kraftfluss durch das Bauteil, weshalb eine massive Ausführung mit 15 mm Wandstärke umgesetzt wird. Mittels einer Finite-Elemente-Berechnung wird sichergestellt, dass die maximale Verschiebung der Spannfläche in axialer Richtung bei einer Axiallast von 30 kN kleiner 0,5 μm beträgt. Zentrisch ist für die Durchführung des Spannbolzens eine Freiraumbohrung mit 21 mm Durchmesser vorgesehen. Für das Verspannen des Obergehäuses mit Dehnkammerbauteil und Untergehäuse sind sechs konzentrisch angeordnete Senklöcher vorgesehen, wobei die Schrauben M10 von oben in das Obergehäuse eingeführt werden und dieses mit dem Hydrodehnkammerbauteil und dem Untergehäuse mittels einer Durchschraubverbindung verspannen. Die Durchschraubverbindung wird nach (VDI 2230) dergestalt ausgelegt, dass bei einer schwingungsdynamischen Betrachtung des Spannmittels die Fugendämpfung vernachlässigt werden kann und somit keinen Einfluss auf die Messung der Dämpfungsparameter nimmt. Ober- und Untergehäuse werden als Dreh-Frästeile gefertigt. Die Spannfläche des Obergehäuses und die Fügeflächen der beiden Gehäuseteile sowie des Dehnkammerbauteils werden auf einen Mittenrauwert $R_a < 0,8$ plangeschliffen, um eine hohe Ebenheit zu gewährleisten.

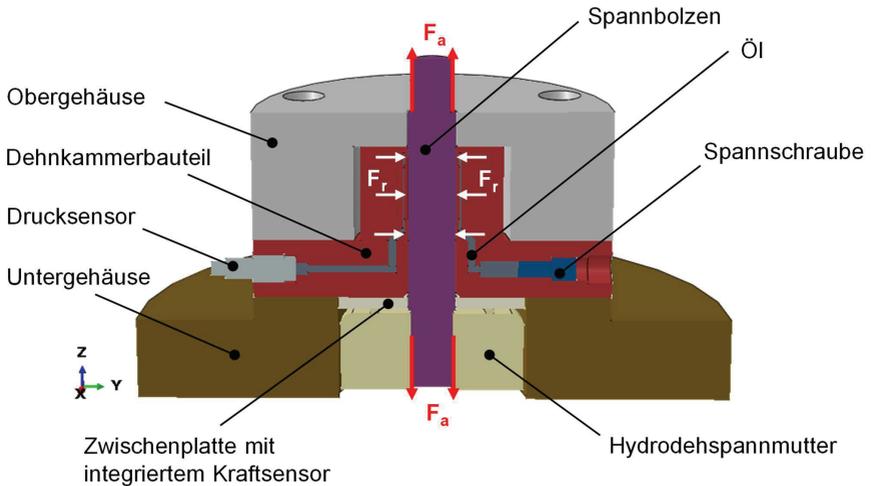


Abbildung 5-4: Komponenten und wirkende Spannkkräfte im umgesetzten Prototyp

Der Spannbolzen gliedert sich in drei Funktionsbereiche. Im oberen Bereich ist für die Schnittstelle zum Werkstück ein Gewinde M16 mit einer Länge von 21 mm vorgesehen, welches bis zu einer Wellenschulter in das Werkstück eingeschraubt wird. Der mittlere Bereich mit einer Länge von 85,5 mm und einem Durchmesser von 20 mm bildet die Spannfläche für die radiale Hydrodehnspannung. Für die Bauteilpositionierung und -zentrierung werden der Spannbolzen und die Hydrodehnbohrung mit einer Spielpassung h6/H7 toleriert, welche ein händisches Verschieben der beiden Bauteile zueinander gerade noch erlauben. Das maximale Spiel beträgt hierbei 54 μm . Um eine möglichst hohe Rundheit und geringe Oberflächenrauheit der Welle zu gewährleisten wird diese zunächst in einer Aufspannung gedreht und anschließend rundgeschliffen. Der untere Bereich des Spannbolzens ist mit einem M18 x 1,5 linksdrehenden Feingewinde versehen, welches in die Hydrodehnspannmutter geschraubt wird. Als Hydrodehnspannmutter wird hier aufgrund ihrer kompakten Bauweise bei hoher Axialkraft der Typ „Adduco“ der Firma SCHUNK mit einer maximalen Axialkraft von 60 kN eingesetzt (vgl. Abbildung 5-5). Durch die Komprimierung des Hydrodehnkammervolumens durch Einschrauben der Einstellschraube wird ein Fluiddruck in der Spannmutter aufgebaut. Dieser wirkt auf ein innenliegendes Tellerfederpaket, welches einen Ringkolben betätigt

und somit einen Axialhub erzeugt. Der axial wirkende Ringkolben hat einen Außendurchmesser von 52 mm. Die Betätigungsschraube wird mit einem maximalen Anzugsdrehmoment von 12 Nm bedient.



Abbildung 5-5: Eingesetzte Hydrodehnspannmutter zur Aufbringung der Axialkraft

Um im Kraftnebenfluss die axiale Spannkraft messen zu können, wird zwischen Ringkolben und Hydrodehnkammerbauteil ein piezoelektrischer Kraftsensor vom Typ KISTLER 9135B integriert. Dieser besitzt eine flache kompakte Bauweise und deckt einen Messbereich bis 36 kN ab. Der Sensor wird in einer Bohrung auf der Unterseite des Hydrodehnkammerbauteils vorgespannt. Um den Kraftfluss vom Ringkolben über den Sensor zum Hydrodehnkammerbauteil zu führen wird eine Zwischenplatte eingefügt, welche mit vier Zylindersenkkopfschrauben an das Hydrodehnkammerbauteil angeschraubt wird (vgl. Abbildung 5-4).

Das Hydrodehnkammerbauteil realisiert zum einen die radiale Positionierung und Spannung des Werkstücks und leitet zum anderen den axialen Kraftfluss von der Spannfläche zur Hydrodehnspannmutter. Die Auslegung des Bauteils berücksichtigt deshalb sowohl die Aufdehnung des Bauteils im Umfang durch den in der Hydrodehnkammer und den Zuleitungen anliegenden Fluiddruck als auch die durch die Axialspannung anliegenden Druckspannungen. Das Bauteil ist aus zwei Zylinderelementen gestaltet und gefertigt, wobei der untere Zylinder denselben Außendurchmesser wie das Obergehäuse besitzt. Der Außendurchmesser des oberen Zylinderelements beträgt 60 mm und wird dergestalt ausgelegt, dass ein anliegender Fluiddruck von 2.300 bar die maximale absolute Verschiebung des Außenmantels von 0,5 μm nicht überschreitet, um die Deformation der Spannbohrung zu minimieren. Die Hydrodehnkammer wird funktional wie in Abbildung 4-2 dargestellt umgesetzt. Die beiden Dehnkammern besitzen an den Stellen zur Bauteilzentrierung eine Breite von 6 mm und 3 mm im mittleren

Bereich. Die Dehnkammerwand hat eine minimale Wandstärke von 3 mm und wird so ausgelegt, dass bei einem anliegenden Maximaldruck von 2.500 bar die Streckgrenze $R_{p0,2}$ des Materials nicht überschritten wird, um eine Plastifizierung zu verhindern. Da die Dehnkammer additiv ohne Stützstruktur gefertigt wird, sind sämtliche Hohlräume mit Übergangswinkeln größer 45° zur Bauplattform ausgestaltet. Dies führt zu einer ovalen Form der Dehnkammern und ist für die Entpulverung relevant, um die Bildung von Pulvernestern und eine damit verbundene Verringerung des einbringbaren Fluidvolumens zu vermeiden.

Die Dehnkammer ist durch zwei trichterförmige Öffnungen mit einem Zuführkanal und einer Entlüftungsbohrung verbunden, welche sich im unteren Zylinder, der hier als Grundplatte bezeichnet wird, befinden. Die Entlüftungsbohrung ist für die Befüllung der Dehnkammer mit Fluid notwendig. Außerdem wird nach Befüllung an deren Ende ein Drucksensor des Typs KISTLER 6217A integriert, welcher in die Grundplatte eingeschraubt wird. Dieser piezoelektrische Drucksensor ist für Messungen bis 2.000 bar (kurzzeitige Überlast bis 2.400 bar) geeignet und besitzt eine ausreichend hohe nominale Empfindlichkeit von -13 pC/bar für die Messung des Fluiddrucks. Für die Einstellung des Fluiddrucks ist am Ende des Zuführkanals eine Einstellschraube integriert. Diese ist so ausgelegt, dass ein maximales Drehmoment von 12 Nm ausreicht, um einen Fluiddruck von 2.400 bar manuell einzustellen. Die Einstellschraube ist als Innen-sechskantmadenschraube mit Gewinde M10 umgesetzt und wirkt beim Einschrauben auf einen Bolzen mit Durchmesser 7 mm, an dessen Ende eine Elastomer-Dichtung angebracht ist, welche das System abdichtet.

Das Hydrodehndeckkammerbauteil (vgl. Abbildung 5-4) wird als hybrides Bauteil in zwei Hauptprozessschritten gefertigt. Im ersten Schritt wird die Grundplatte aus einem Warmarbeitsstahl (1.2343, X37CrMoV5-1) (vgl. Tabelle 5-6) zerspanend gefertigt und sämtliche Bohrungen der Fluidkanäle, Sensorintegration und Einstellschraube sowie deren Gewinde eingebracht. Anschließend wird die bearbeitete Grundplatte auf eine Härte von 52+2 HRC ausgehärtet. Im zweiten Hauptprozessschritt wird die Hydrodehnkammer auf die Grundplatte additiv mittels selektivem Lasersintern (SLS) gefertigt. Hierfür wird ein hochfester martensitaushärtender Werkzeugstahl (1.2709) eingesetzt. Die Grundplatte wird im Pulverbett so ausgerichtet, dass die Fluidkanäle der Hydrodehnkammer an denen der Grundplatte anschließen. Nach dem Aufdrucken wird das Bauteil entpulvert, anschließend gehärtet und zwei Mal ausgelagert. Um ein reibungs-

armes Verschieben des Kolbens und der Elastomerdichtung zur Einstellung des Fluid-drucks zu gewährleisten wird die Passungsbohrung des Kolbens auf eine gemittelte Rautiefe von $R_z=1,0$ geholt. Dieser Prozessschritt wird nach dem Auslagern durchgeführt, um einen möglichen Wärmeverzug auszuschließen. Ebenso werden die Flanschenflächen der Grundplatte auf einen Mittenrauwert von $R_a=0,8$ plangeschliffen.

Tabelle 5-6: Verwendete Werkstoffe

Komponente	Werkstoff	Dichte [g/cm³]	E-Modul [GPa]	Poisson- zahl
Spannbolzen	1.7223 (41CrMo4)	7,85	210	0,31
Dehnkammer (additiv)	1.2709	8,04	215	0,29
Dehnkammer (Grundplatte)	1.2343	7,81	207	0,285
Gehäusebauteile	1.0503 (C45)	7,87	206	0,29

5.4 Montage, Kalibrierung und Inbetriebnahme

Zunächst wird das Hydrodehnkammerbauteil mit einem Fluid befüllt. Hierfür wird durch wechselndes Ausblasen mit Druckluft und Ansetzen eines Vakuums sichergestellt, dass verbliebene Pulverreste in den Fluidkanälen und der Dehnkammer entfernt werden. Ziel ist ein möglichst luftfreies Befüllen mit Fluid, um eine geringe Kompressibilität sicherzustellen. Für die Befüllung wird der Kolben mit Elastomerdichtung eingesetzt und so positioniert, dass die Einstellschraube im ersten Gewingegang anliegt, sodass der maximale Hub realisierbar ist. An der Entlüftungsbohrung, in welche später der Drucksensor eingeschraubt wird, wird mittels eines Aufsatzes eine Vakuumpumpe angeschlossen, welche ein Vakuum von mindestens -1 bar erzeugt. Durch Betätigung eines Ventils wird das Fluid in die Dehnkammer eingezogen. Als Hydrauliköl wird ein Bettbahnöl gewählt, welches als Industriestandard aufgrund seines hohen Lasttragvermögens in Hydrodehnspannsystemen eingesetzt wird (vgl. Tabelle 5-7). Für die Dämpfungseigenschaften des Fluids ist eine hohe Viskosität von Vorteil. Diese wird jedoch begrenzt durch die Befüllbarkeit des Systems. Eine zu hohe Viskosität begünstigt Lufteinschlüsse in der Dehnkammer. Das verwendete Hydrauliköl hat eine Viskosität von $0,88 \text{ g/cm}^3$ und stellt daher einen guten Kompromiss dar.

Die Entlüftungsbohrung wird durch Einschrauben des Drucksensors mit einem Metall-dichtungsring und einer Kupferpaste verschlossen. Hierbei ist ebenfalls darauf zu achten, dass kein Lufteinschluss vor der Sensormembran entsteht. Der eingesetzte Drucksensor misst Absolutwerte und bedarf deshalb keiner Kalibrierung.

Tabelle 5-7: Eingesetztes Hydrauliköl für die Dehnkammer

Hydrauliköl	Dichte (bei 15°C)	Kin. Viskosität (bei 40°C)	Viskositäts- klasse
Mobil Vactra No. 2	0,88 g/cm ³	68 mm ² /s	ISO 68

Der Kraftsensor für die Messung der Axialkraft im Kraftnebenschluss wird in die zylindrische Bohrung auf der Unterseite des Dehnkammerbauteils angeschraubt. Um den Kraftnebenschluss sicherzustellen wird die Unterseite gemeinsam mit dem Sensor plangeschliffen, anschließend wird der Sensor demontiert und die Unterseite ohne Zustellung erneut überschliffen, sodass ein geringer Überstand des Sensors von ca. 0,5-1 µm entsteht. Dies stellt sicher, dass der Kraftfluss durch den Sensor verläuft. Der Sensor wird durch Aufschrauben der Zwischenplatte um ca. 15 % seiner Maximalkraft von 36 kN auf 5,4 kN vorgespannt. Das Dehnkammerbauteil wird auf das Untergehäuse positioniert, das Obergehäuse auf das Dehnkammerbauteil. Nach konzentrischem Ausrichten der drei Bauteile zueinander werden diese vom Obergehäuse mit sechs M10 Zylinderkopfschrauben und einem Anzugsdrehmoment von 40 Nm verspannt. Anschließend wird der Spannbolzen, welcher zuvor mit 40 Nm mit dem Werkstück verschraubt wurde, von oben eingeführt. Hierbei ist auf eine saubere und leicht geölte Oberfläche des Spannbolzens zu achten. Der Spannbolzen wird durch Drehen des Bauteils mit der von unten in das Gehäuse eingeführten Hydrodehnspannmutter verschraubt und mit einem geringen händischen Anzugsdrehmoment von ca. 2 Nm gespannt. Dabei ist auf die korrekte Ausrichtung der Spannschraube der Hydrodehnspannmutter zu achten, um eine Bedienung der Spannschraube durch die radiale Bohrung des Untergehäuses zu ermöglichen.

Kalibrierung

Um die tatsächlich am Bauteil angreifende Axialkraft messen zu können muss der Kraftsensor im eingebauten Zustand kalibriert werden. Die Kalibrierung erfolgt durch einen zweiten externen Kraftsensor, welcher zwischen Werkstück und Spannfläche geklemmt wird (vgl. Abbildung 5-6). Für den zu kalibrierenden Bereich zwischen 100 N und 30 kN

werden acht Messpunkte ausgewertet und mittels linearer Regression der Zusammenhang zwischen der am Sensor anliegenden Spannung in Millivolt und der an der Unterseite des Werkstücks angreifenden Axialkraft in Newton bestimmt. Die so ermittelte Kalibrierfunktion wird in der Steuerung des Prototypen zur Ausgabe der Axialkraft hinterlegt. Die Auflösungsgenauigkeit der Messkette beträgt hierbei 117,19 N, was bei geringen Axialkräften zu einer unscharfen Einstellung führt, für den gesamten Messbereich mit 30 kN aber einer ausreichend hohen relativen Auflösungsgenauigkeit von $\pm 0,4\%$ entspricht.

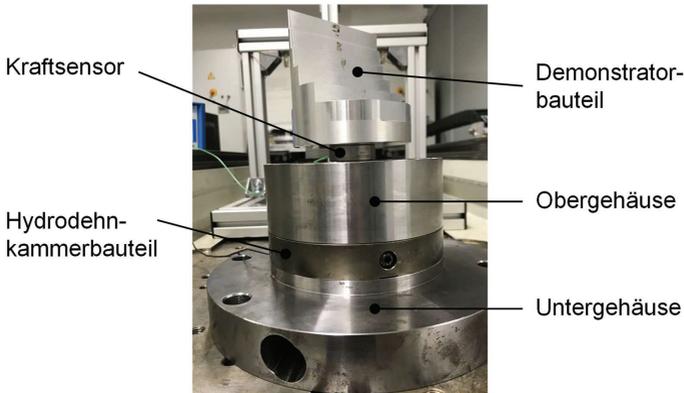


Abbildung 5-6: Kalibrierung des Kraftsensors

Inbetriebnahme

Für die Inbetriebnahme des montierten Prototypen werden die piezoelektrischen Sensoren an einen industriellen Ladungsverstärker angeschlossen, welcher über eine serielle Schnittstelle konfigurierbar ist. Die ausgegebenen analogen Spannungswerte im Bereich $\pm 10\text{ V}$ werden über einen AD-Wandler mit 24 bit Abtastrate und eine serielle USB-Schnittstelle an einen Rechner übertragen. Mittels einer graphischen Oberfläche können Messungen gestartet und Kraft- und Druckverläufe ausgelesen werden (vgl. Abbildung 5-7).

Für die Einstellung der Spannkraft wird zunächst die axiale Spannkraft an der Hydrodehnspannmutter mittels eines Sechskantschlüssels eingestellt. Anschließend wird die radiale Spannkraft durch Betätigung der Spannschraube der Hydrodehnspannkammer aufgebracht. Soll die axiale Spannkraft erhöht oder gesenkt werden, muss zunächst

der Fluiddruck auf null gestellt werden. Wird diese Einstellreihenfolge nicht berücksichtigt, so wird lediglich der Spannbolzen in sich verspannt, da bei Anliegen von radialem Druck kein axialer Hub des Spannbolzens zur Aufbringung der axialen Spannkraft zwischen Werkstückunterseite und Spannfläche möglich ist.

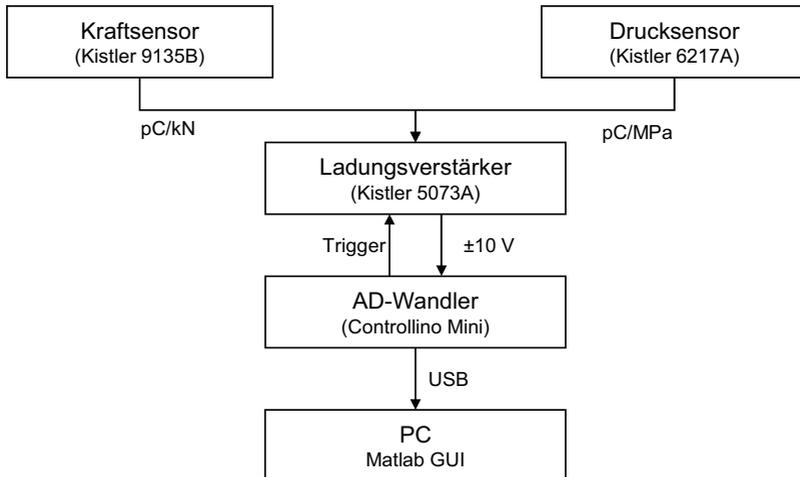


Abbildung 5-7: Signalfussplan zur Sensorauswertung

6 Einfluss des Spannsystems auf statische Bauteileigenschaften

Im vorliegenden Kapitel wird der Einfluss der eingestellten Spannkraft des Spannsystems auf die statischen Bauteileigenschaften untersucht. Hierfür wird zunächst ein Demonstratorbauteil ausgewählt und umgesetzt (Kapitel 6.1). Darauf aufbauend wird ein numerisches Modell des Spannsystems mit eingespanntem Demonstratorbauteil erstellt (Kapitel 6.2). Dieses wird hinsichtlich seiner statischen Eigenschaften validiert. Hierfür werden auf einer 3D-Koordinatenmessmaschine reale Maße des Prototypen, insbesondere der Dehnkammer, vermessen und Verschiebungen relevanter Punkte mit den Ergebnissen statischer Simulationen abgeglichen (Kapitel 6.3). Weiter wird die Axialverschiebung des Spannbolzens unter Fluidruck untersucht (Kapitel 6.4) sowie eine Analyse des Spannungszustands der Spannfläche durchgeführt (Kapitel 6.5), bevor in Kapitel 6.6 die statische Bauteilnachgiebigkeit untersucht wird. Eine vollständige Darstellung der Modellierung in Kapitel 6.2 ist den Arbeiten von Both (A_Both 2019) und Zhao (A_Zhao 2019) zu entnehmen. Eine umfangreiche Beschreibung der experimentellen und simulativen Untersuchungsergebnisse der Kapitel 6.3 bis 6.6 findet sich bei Corduan (A_Corduan 2020).

6.1 Auswahl eines Demonstratorbauteils

Für die experimentellen und simulativen Untersuchungen des Einflusses der Spannkraft auf die statischen und später dynamischen Bauteileigenschaften wird ein Demonstratorbauteil konzipiert, welches ausreichend Untersuchungsmöglichkeiten bietet und typische Merkmale eines Fräsbauteils aufweist (vgl. Abbildung 6-1). Um eine symmetrische Spannfläche zu erhalten wird der Grundkörper zylindrisch mit einem Durchmesser von 100 mm gestaltet. Für die Verbindung mit dem Spannbolzen wird eine M16 x 2 Gewindebohrung eingebracht. Die Spannfläche wird für einen Mittenrauwert von $R_a = 0,8$ feingeschliffen. Auf dem Grundkörper aufbauend wird eine stufenförmige Kontur realisiert, um verschiedene Wandstärken zu simulieren. Die oberste Stufe besitzt eine Wandstärke von 2 mm, bei den weiteren vier Stufen wird diese jeweils verdoppelt. Die Höhe der Stufen wird mit 15 mm umgesetzt. Die Ausführung des Demonstratorbauteils erfolgt deshalb als dünnwandiges Fräsbauteil, da aus der Literatur bekannt ist, dass der Einfluss des Spannmittels auf dünnwandige Bauteilschwingungen signifikant ist (Kalocsay & Bergs et al. 2014). Als Werkstoff wird Aluminium gewählt, da

dies bei dünnwandigen Anwendungen häufig eingesetzt wird und gleichzeitig im Vergleich zu Stahl die geringere Materialdämpfung aufweist.

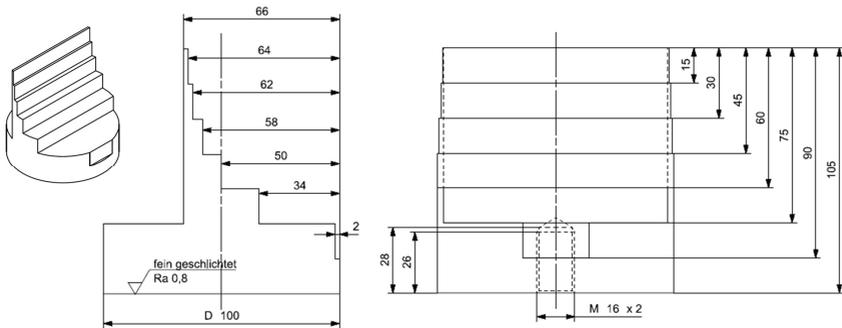


Abbildung 6-1: Abmaße des Demonstratorbauteils

6.2 Modellbildung

Bei der Modellbildung des Gesamtsystems ergibt sich insbesondere die zu beantwortende Fragestellung wie die statischen und dynamischen Eigenschaften der Hydrodehnspanntechnik und deren Konstruktionselementen valide abgebildet werden können. Für die Strukturmodellierung ist die Vernetzung der Komponenten sowie die Kontakt- und Fugen- bzw. Spaltmodellierung zwischen Dehnkammerwand und Spannbolzen relevant. Die Lastschritte der axialen wie radialen Spannkkräfte und die Randbedingungen sind valide umzusetzen. Im Folgenden wird das Ergebnis der Modellbildung ausführlich geschildert. Eine umfangreiche Darstellung weiterer möglicher Modellierungsansätze ist den Arbeiten von Zhao (A_Zhao 2019) und Both (A_Both 2019) zu entnehmen.

6.2.1 Strukturmodellierung

Die Geometrie des Simulationsmodells wird auf Basis der CAD-Daten aus Kapitel 5.3 erstellt und mit der Simulationssoftware Abaqus Standard (Version 2019) aufgebaut. Aufgrund der Komplexität der Originalgeometrie und der dadurch zu erwartenden aufwändigen Vernetzung und langen Simulationsrechenzeiten werden für die Ergebnisqualität vernachlässigbare Geometriemerkmale gelöscht oder vereinfacht. Die Bewer-

Die Vernachlässigbarkeit erfolgt nach dem Prinzip der Größenordnung des Merkmals gegenüber der Gesamtstruktur. Vernachlässigt werden die Ein- und Ausführfasen von Bohrungen und Kanten (vgl. Abbildung 6-2). Die Fasen der Werkstückbohrung, auf der Unterseite der Dehnkammerdurchgangsbohrung sowie der Unterseite der Schraubendurchgangsbohrungen des oberen Gehäusebauteils werden nicht vereinfacht, da sie an Kanten von Flächen liegen, welche bei der späteren Kontaktmodellierung unterschiedliche Eigenschaften zugewiesen bekommen, welche nicht demselben Knoten zugewiesen werden können. Eine geometrische Trennung der Flächen durch Fasen kann hier vorteilhaft genutzt werden. Der Kraftsensor inklusive Vorspannscheibe und -schraube sowie die Nut für die Kabelführung auf der Unterseite der Dehnkammer werden nicht modelliert. Die Schraubverbindungen des Sensordeckels werden ebenfalls vernachlässigt. Sämtliche Gewinde werden als einfache zylindrische Bohrung bzw. Wellen mit dem Nenndurchmesser des Gewindes modelliert. Hierzu zählen die Außengewinde der Spannschraube, des Drucksensors, des Spannbolzens und der Gehäuse-schrauben sowie die Innengewinde auf der Werkstückunterseite und der Spannmutter.

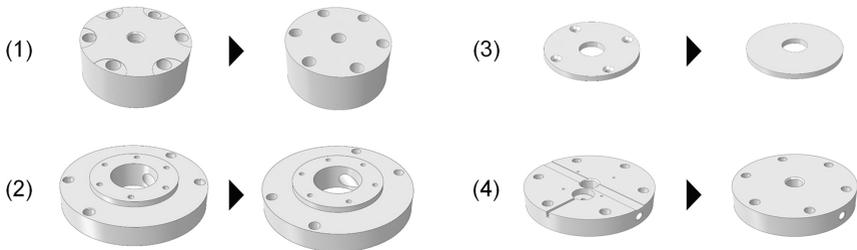


Abbildung 6-2: Vereinfachte geometrische Merkmale des Obergehäuses (1), Untergehäuses (2), Zwischenplatte (3) und Grundplatte des Dehnkammerbauteils (4)

Das Fluidvolumen wird durch Inversion aus dem Hohlraum des Dehnkammerbauteils generiert. Dabei wird das Volumen im nicht komprimierten Zustand modelliert. Die Volumenänderung durch Kompression wird für die Strukturmodellierung als vernachlässigbar angenommen.

Vernetzung

Für die Vernetzung der Komponenten werden überwiegend Tetraederelemente ausgewählt, da diese auch bei unregelmäßigen Geometrien eine durchgängige Vernetzung ermöglichen (vgl. Tabelle 6-1). Die Komponenten, welche aus einfachen zylindrischen

Geometrieelementen bestehen, wie Spannbolzen und Zwischenplatte, werden dagegen hexaedrisch modelliert.

Tabelle 6-1: Zugewiesene Elementeigenschaften für die Bauteilvernetzung

Bauteil	Elementtyp	Globale Elementgröße [mm]	Kleinste lokale Elementgröße [mm]
Obergehäuse	Tetraeder (C3D10)	16	16
Untergehäuse	Tetraeder (C3D10)	18	18
Spannbolzen	Hexaeder (C3D8R)	4	2
Dehnkammerbauteil	Tetraeder (C3D10)	5	1,5
Zwischenplatte	Hexaeder (C3D8R)	11	11
Spannmutter	Tetraeder (C3D10)	10	10
Fluid	Tetraeder (C3D10)	1,7	1
Dünnschichtelemente	Hexaeder-dominant (C3D8R)	0,5	0,5
Werkstück	Tetraeder (C3D10)	7,1	2

Für die Modellierung der Fugen- und Kontakteigenschaften zwischen Spannbolzen und Dehnkammerwand sowie zwischen Werkstückunterseite und Spannfläche des Obergehäuses werden sogenannten Dünnschichtelemente eingefügt. Diese bestehen aus hexaedrischen Elementen mit einer Dicke von 0,5 mm. Die Länge dieser Schicht wird aus der Simulation ermittelt, indem bei maximalem Fluidruck von 2.500 bar die Länge der Kontaktzone zwischen Dehnkammerwand und Spannbolzen gemessen wird. Den Elementen werden später Eigenschaften zugewiesen, welche die Wirkung der Fugendämpfung abbilden. Hierfür werden die Oberflächen der Elemente entsprechend zu den Oberflächen der angrenzenden Komponenten bedingt.

Für die Auswahl der Elementgröße der jeweiligen Komponenten muss ein Kompromiss zwischen benötigten Rechenzeiten und der hinreichend genauen Abbildung der physikalischen Effekte gefunden werden. Um diesen Zielkonflikt zu entschärfen, werden die Komponenten global mit größeren Elementgrößen vernetzt und lokal in Bereichen mit

hoher Relevanz für die Ergebnisgenauigkeit feiner vernetzt. Zu diesen Bereichen zählen Kontaktflächen im Kraftfluss oder kleine Strukturen, wie beispielsweise die Dehnkammergeometrie. Die angewandten Elementgrößen lassen sich Tabelle 6-1 entnehmen.

Das Netz wird automatisiert durch die auto-mesh Funktion der Simulationssoftware erstellt. Als Randbedingung werden an kreisförmigen Kanten die Anzahl der Knoten vorgegeben, um eine regelmäßige Vernetzungsstruktur zu erhalten. Elemente mit Tetraederwinkeln von kleiner 5° werden manuell korrigiert, um künstliche Spannungsspitzen zu vermeiden.

Kontaktmodellierung

Für die Kontakt- und Fugenmodellierung wird zwischen zueinander bedingten Oberflächen und solchen mit definierter und parametrierbarer Wechselwirkung unterschieden. Die Bedingung von Oberflächen mittels tie constraints ist eine recheneffiziente Methode, bei der die auf einer gemeinsamen Fläche liegenden Knoten sich nicht relativ zueinander verschieben dürfen. Daher eignet sie sich für Kontaktpaare, welche aufgrund sehr hoher Kontaktdrücke eine vernachlässigbare Relativbewegung zueinander aufweisen und deren Oberflächeneigenschaften die hier zu untersuchenden statischen und schwingungsdynamischen Werkstückeigenschaften nicht beeinflussen. Für relevante und im Kraftfluss liegende Kontaktpaare wird hier als Diskretisierungsmethode hingegen die surface-to-surface Methode angewandt. Diese bedingt vernetzte Oberflächen zueinander und lässt diskrete Verschiebungen der Knoten zueinander zu. Im Gegensatz zur Methode der tie constraints ist diese Methode zwar deutlich rechenintensiver, bildet bei der Wahl der korrekten Parameter den Einfluss von Reibung und Elastizität in der Fuge exakter ab. Hierfür müssen normale und tangential Kontakteneigenschaften hinterlegt werden. Die modellierten Kontaktflächenpaare sind in Abbildung 6-3 dargestellt. Sämtliche Kontaktflächen, deren Kontaktdrücke abhängig von der Einstellung der Radial- oder Axialkraft variieren sind als wechselwirkende Oberflächen modelliert.

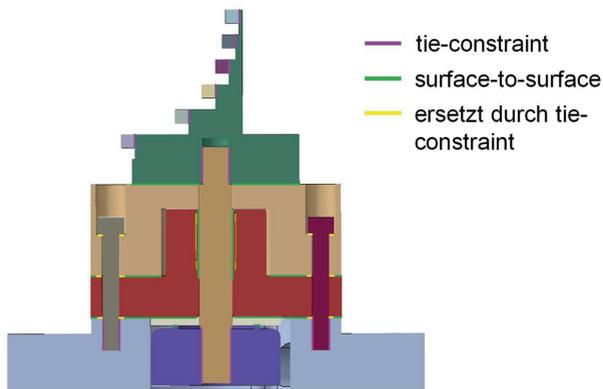


Abbildung 6-3: Modellierung der Kontaktflächenpaare

Mit tie-constraints werden die Bauteile zueinander bedingt, welche einer näherungsweise konstanten Vorspannung unterliegen. Hierzu zählen die Schraubverbindungen zwischen Spannbolzen und Werkstück sowie zwischen Spannbolzen und Hydrodehnspannmutter. Hierbei werden nicht die Kontaktflächen an den Schultern des Spannbolzens bedingt, sondern die jeweiligen Gewindemantelflächen. Gleiches gilt für die Durchschraubverbindung der Gehäusebauteile. Hierbei werden neben dem Einschraubgewinde im Untergehäuse auch die Kontaktflächen am Schraubenkopf und deren Projektion auf die Schnittstellen zwischen Obergehäuse, Hydrodehnbauteil und Untergehäuse verbunden.

In Tabelle 6-2 sind die als tie-constraints modellierten Kontaktpaare beschrieben. Hierbei muss immer ein Bauteil als Master und das andere als Slave modelliert werden. Dabei bestimmt der Master des Kontaktpaares die Oberflächengeometrie, während der Slave lediglich Lageinformationen der auf der Oberfläche liegenden Knoten ausgibt. Bei angrenzenden Oberflächen und Knoten auf Kanten ist darauf zu achten, dass kein Knoten zwei Slave-Oberflächen zugeordnet wird, weshalb die Oberflächen wie oben beschrieben durch Phasen getrennt werden. Für die Entscheidung, welche Oberfläche Master und welche Slave wird, werden Auswahlkriterien nach (Rust 2011) herangezogen. Hierbei spielen Materialsteifigkeit, Netzgröße, Oberflächenkrümmung und geometrische Bauteileigenschaften eine Rolle.

Tabelle 6-2: Als tie-constraints modellierte Kontaktpaare

Master	Slave
Spannbolzen	Werkstück
Spannbolzen	Hydrodehnspannmutter
Einstellschraube	Hydrodehnbauteil
Hydrodehnbauteil	Drucksensor
Hydrodehnbauteil	Fluid
Fluid	Einstellschraube
Obergehäuse	Schrauben
Untergehäuse	Hydrodehnbauteil
Schrauben	Untergehäuse

Für die Modellierung der als surface-to-surface bedingten Oberflächenpaare existiert eine Vielzahl an Berechnungsmethoden. In der Literatur wird die Lagrange-Multiplikator-Methode als sehr genau aber rechenintensiv beschrieben. In Vorversuchen konnte für den vorliegenden Fall mit der recheneffizienteren Penalty-Methode die gleiche Ergebnisqualität nachgewiesen werden (A_Desravines 2016). Die normale Komponente der Wechselwirkung wird für sämtliche surface-to-surface Kontaktpaare als hard contact mit Penalty-Methode definiert (vgl. Tabelle 6-3). Die Modellierung mittels hard contact nimmt an, dass sobald zwischen zwei Oberflächenelementen keine Distanz besteht, diese normal dieselbe Spannung aufweisen. Die tangentielle Komponente wird durch die Reibung der Bauteile zueinander bestimmt. Als Reibungskoeffizient wird $\mu = 0,3$ angenommen. Außerdem muss jeweils eine Verfolgungsmethode als Rechenansatz für die tangentielle Relativverschiebung der Knoten zueinander definiert werden. Dabei ist der small sliding Ansatz bei geometrisch linearer Analyse nur für kleine Relativverschiebungen geeignet, dafür aber rechengünstiger, weshalb er hier überwiegend angewendet wird (vgl. Tabelle 6-3).

Tabelle 6-3: Mit surface-to-surface modellierte Kontaktpaare

Master	Slave	Normal	Tangential
Spannbolzen	Dehnkammer	Hard contact	$\mu = 0,3$, small sliding
Obergehäuse	Werkstück	Hard contact	$\mu = 0,3$, small sliding
Obergehäuse	Hydrodehnbauteil	Hard contact	$\mu = 0,3$, small sliding
Hydrodehnbauteil	Untergehäuse	Hard contact	$\mu = 0,3$, small sliding
Hydrodehnbauteil	Zwischenplatte	Hard contact	$\mu = 0,3$, finite sliding
Zwischenplatte	Spannmutter	Hard contact	$\mu = 0,3$, small sliding

Eine Ausnahme bildet hier der Kontakt zwischen Hydrodehnbauteil und Zwischenplatte, welcher aus Gründen einer besseren Konvergenz des Simulationsmodells mit finite sliding modelliert ist.

Fugen- und Spaltmodellierung

Die beschriebene Modellierung der Kontaktbedingungen ist insbesondere für die valide Simulation der Bauteilsteifigkeiten, lokalen Verformungen und der Eigenfrequenzen relevant. Für die Abbildung der Fugendämpfung und der Berechnung des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs werden in einem zweiten Simulationsschritt die Dünnschichtelemente zwischen Werkstück und Spannfläche sowie zwischen Spannbolzen und Hydrodehnkammerbauteil berücksichtigt. Die Oberflächen der Dünnschichtelemente werden mit den Oberflächen der die Fuge bildenden Bauteile als tie constraints verbunden. Da die Dünnschichtelemente für die Modellierung der Fugendämpfung nur normal zur Fuge wirken sollen, werden sie mittels eines Elastizitätstensors als anisotropes virtuelles Material definiert. Hierbei wird für die Tangentialsteifigkeiten ein E-Modul von 5 GPa und für die Normalsteifigkeit 50 GPa angenommen. Der Dämpfungsgrad wird mittels der Funktion structural damping festgelegt. Da die Dünnschichtkomponente eine virtuelle Komponente ist, müssen Eigenmoden im später untersuchten Bereich unter 10 kHz vermieden werden, weshalb eine virtuelle Dichte von $0,08 \frac{kg}{m^3}$ zugewiesen wird.

Durch die Ausführung der Fügeverbindung zwischen Hydrodehnkammerbohrung und Spannbolzen als Spielpassung ist es notwendig, im Simulationsmodell ein initiales Spaltmaß zu hinterlegen, welches dem realen Spaltmaß entspricht. Nominal haben Bohrung und Bolzen einen Durchmesser von 20 mm und damit kein Spiel. Unter Berücksichtigung der vorgegebenen Fertigungstoleranzen mit h6/H7 beträgt die Passungsluft zwischen 0 und 54 μm . Um das Modell möglichst valide abzubilden wird daher der mittlere Abstand zwischen der äußeren Mantelfläche des Spannbolzens und der inneren Mantelfläche der Dehnkammer bestimmt. Mittels einer 3D Koordinatenmessmaschine werden bei beiden Bauteilen Innen- und Außendurchmesser an 24 Messstellen berechnet. Für die Bestimmung der Mittelwerte werden nur die Messpunkte berücksichtigt, welche im Kontaktbereich der Radialspannung liegen. Dieser wird simulativ in Referenz zur geschliffenen Unterseite des Hydrodehnkammerbauteils bei einem Fluidruck von 2.000 bar bestimmt und ist in Abbildung 6-4 gelb markiert. Der arithmetische Mittelwert des Spannbolzen-Außendurchmessers im Kontaktbereich beträgt demnach 19,984 mm und der des Innendurchmessers der Hydrodehnkammerbohrung

20,0076 mm. Daraus ergibt sich ein reales Spaltmaß von $11,8 \mu\text{m}$. Dieses Maß wird als clearance in der Kontaktbedingung zwischen den beiden Mantelflächen hinterlegt, so dass die hard contact Wechselwirkung erst nach einer Verschiebung der Mantelfläche um diesen Betrag aktiv wird.

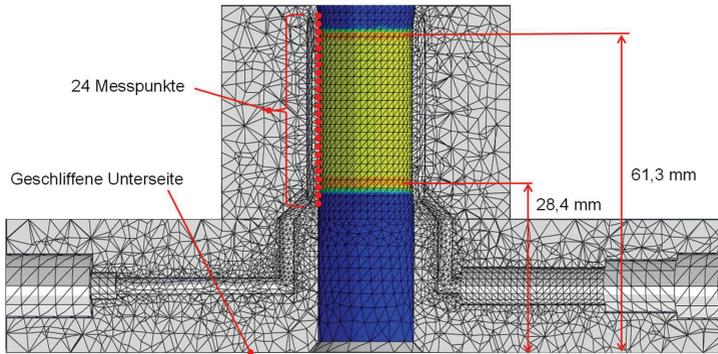


Abbildung 6-4: Messpunkte zur Bestimmung des Passungsspiels zwischen Hydrodehnkammerbohrung und Spannbolzen

6.2.2 Modellierung der Lastschritte und Randbedingungen

Für die Simulation der Spannkkräfte, der Eigenfrequenzen des Gesamtsystems und der Dämpfungsparameter werden einzelne Lastschritte definiert, welche im Modell in zeitlicher Abfolge berechnet werden (vgl. Abbildung 6-5). Die Abfolge entspricht der Lastaufbringung in der Realität. Für die spätere Untersuchung der Eigenfrequenzen des Werkstücks spielt neben der Einspannung auch der Materialspannungszustand des Gesamtsystems eine Rolle. Es wird deshalb zunächst simulativ untersucht, ob die aus der statischen Belastung resultierenden Deformationen einen signifikanten Einfluss auf die Steifigkeitsmatrizen der Bauteile haben und damit die Eigenfrequenzanalyse des Werkstücks beeinflussen. Dies würde eine nichtlineare geometrische Simulation der Eigenfrequenzanalyse erfordern. Der Einfluss der Eigenspannungen zeigt sich im Vergleich zum Einfluss der Kontaktzoneigenschaften wie Spaltmaß und Fluiddruck jedoch als vernachlässigbar. Die Eigenfrequenzanalyse wird daher geometrisch linear berechnet.

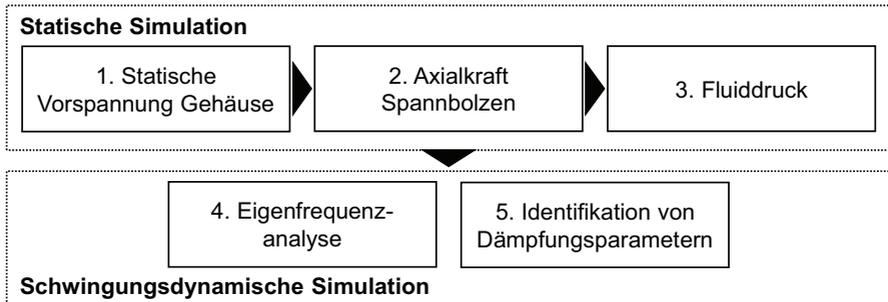


Abbildung 6-5: Lastschritte für die Simulation der statischen und schwingungsdynamischen Eigenschaften

Im ersten Lastschritt werden die statischen Vorspannungen, welche durch das Verschrauben des Gehäuses eingebracht werden, simuliert. Hierzu wird die durch die Schraubenverbindung aufgebrachte axiale Vorspannkraft abgeschätzt. Diese beträgt bei einem Anzugsdrehmoment $T = 40 \text{ Nm}$ und einem Drehmomentkoeffizienten $K = 0,4$ $F = 10 \text{ kN}$ pro Schraube, wobei der Nenndurchmesser $d = 10 \text{ mm}$ ist (vgl. Formel 6-1). Die Vorspannkraft wird mittels der Funktion bolt load jeweils den sechs Schrauben zugeordnet. Die Lasteinbringung erfolgt dadurch als Flächenlast über den Zylinderquerschnitt in der Zylindermitte.

$$F = \frac{T}{K * d}$$

Formel 6-1

Im zweiten Lastschritt wird die Axialkraft am Spannbolzen simuliert. Hierfür wird äquivalent zur Simulation der Schrauben-Vorspannkkräfte ein Querschnitt am Spannbolzen definiert, an welchem die Axialkraft angreift. Es wird ein Bereich unterhalb der Hydrodehnkammer gewählt, welcher keinen radialen Lasten unterliegt. Die eingestellte Axialkraft kann über eine Variable dem Simulationsmodell übergeben werden. Somit lassen sich verschiedene Spannungszustände automatisiert simulieren.

Für die Modellierung des Fluiddrucks im dritten Lastschritt kommen mehrere Alternativen in Betracht. Eine Umsetzung des Fluids mittels hydrostatischer Elemente hat den Vorteil, dass bei Angabe des Fluiddrucks und der Fluideigenschaften die statischen Lasten implizit simuliert werden. Allerdings lassen sich mithilfe hydrostatischer Elemente keine Dämpfungseigenschaften abbilden. Akustische Elemente berücksichtigen die Dämpfungseigenschaften, kommen aber eher für Probleme mit hohem Fluidanteil

in Relation zum Gesamtsystem in Betracht. Deshalb wird im vorliegenden Fall eine separate Flächenlast an der Wirkfläche des Fluids zu Dehnkammerwand, Zuführbohrungen, Einstellschraube und Drucksensor modelliert (vgl. Abbildung 6-6). Die Dämpfungseigenschaften werden separat davon mittels Solid-Elementen und den in Tabelle 5-7 beschriebenen Fluideigenschaften modelliert. Für die Flächenlast werden Kontaktdrücke von 0 bis 2.500 bar hinterlegt. Der Fluiddruck wird wie die Axialkraft für eine automatisierte Simulation als Variable dem Simulationsmodell übergeben.

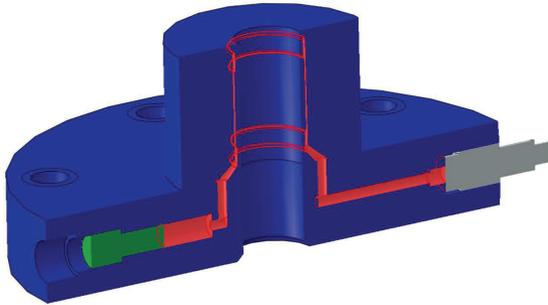


Abbildung 6-6: Wirkfläche des Öldrucks (rot) auf Hydrodehnkammer, Einstellschraube (grün) und Drucksensor (grau) im Querschnitt (A_Both 2019)

Für die Simulation der statischen Eigenschaften des Spannsystems wie Verformung von Dehnkammer und Spannbolzen sowie der statischen Nachgiebigkeiten des Werkstücks ist die Anwendung der ersten drei Lastschritte ausreichend. Für die statische Analyse ist es notwendig, dass das Gesamtsystem statisch bestimmt ist. Hierfür werden an den Innenradien der Bohrungen des Untergehäuses sämtliche translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade eingeschränkt. Dies entspricht der Fixierung des Spannsystems auf einem Maschinentisch.

Für die Eigenfrequenzanalyse im vierten Lastschritt ist ein freies Ausschlagen des Gesamtsystems erforderlich. Hierfür müssen keine externen Randbedingungen definiert werden. Um einen möglichst exakten Vergleich der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen der Modalanalyse zu ermöglichen, wird die Aufstellung des Spannsystems im Simulationsmodell nachgebildet. Hierfür werden die in Kapitel 7.1.1 beschriebenen Spiraldruckfedern mit einer Federrate $R = 181,92 \frac{N}{mm}$ als Feder-Dämpfer-Elemente an den drei Aufstellpunkten modelliert. Zwischen den Feder-Dämpfer-Elementen und der Unterseite des Gehäuses ist keine Relativbewegung erlaubt. An

den Endpunkten der Elemente werden die translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade vollständig eingeschränkt. Aus der Federrate und anhand des Federtyps werden Torsions- und Biegesteifigkeit berechnet und den Elementen zugewiesen. Die translatorischen und rotatorischen Dämpfungsgrade werden als klein angenommen und so gewählt, dass deren Verhältnis in der gleichen Größenordnung zur jeweiligen Federrate steht (vgl. Tabelle 6-4).

Tabelle 6-4: Parameterwerte für Steifigkeit und Dämpfungsgrad der Feder-Dämpfer-Elemente

Parameter	Steifigkeit		Dämpfungsgrad		
	Biegung- und Torsion $k_b = k_T$	Querkraft k_Q	rotatorisch d_r	translatorisch axial d_{ta}	translatorisch radial d_{tr}
Wert	$11643 \frac{Nmm}{rad}$	$21,1 \frac{N}{mm}$	$0,1 \frac{Nmm}{rad/s}$	$0,001 \frac{N}{mm/s}$	$0,0001 \frac{N}{mm/s}$

Für die Eigenfrequenzanalyse wird außerdem ein Impulshammerschlag als näherungsweise transientes Signal angenommen und als Dirac-Funktion mit 100 N auf der Werkstückrückseite gegenüber der oberen Position des Beschleunigungssensors in negativer z-Richtung modelliert.

6.3 Verschiebung der Dehnkammerwand

Um zu überprüfen, ob das Simulationsmodell das statische Dehnkammerverhalten valide abbildet wird die Verschiebung des Innendurchmessers bei unterschiedlichen Drücken und ohne Spannbolzen simuliert und mit experimentellen Ergebnissen aus taktiler Messung mit einem Koordinatenmessgerät verglichen. Diese Methode bietet sich deshalb an, da eine direkte experimentelle Ermittlung des Spannungszustands des Spannbolzens unter Fluiddruck nur sehr aufwändig umzusetzen wäre. Da ohne Spannbolzen aufgrund des limitierten Hubs der Einstellschraube ein maximaler Fluiddruck von 1.400 bar aufgebracht werden kann, werden die Innendurchmesser bei 500 bar und 1.000 bar miteinander verglichen. Für die experimentelle Ermittlung des Innendurchmessers werden ausgehend von der Unterseite des Hydrodehnkammerbauteils diskrete Messpunkte über eine Messtiefe von 40 mm abgetastet, sodass ein Innendurchmesserprofil je Fluiddruck berechnet werden kann. Äquivalent zur Messtiefe werden die Knotenverschiebungen aus dem Simulationsmodell ausgelesen und der lokale Innendurchmesser über der x-Achse aufgetragen (vgl. Abbildung 6-7).

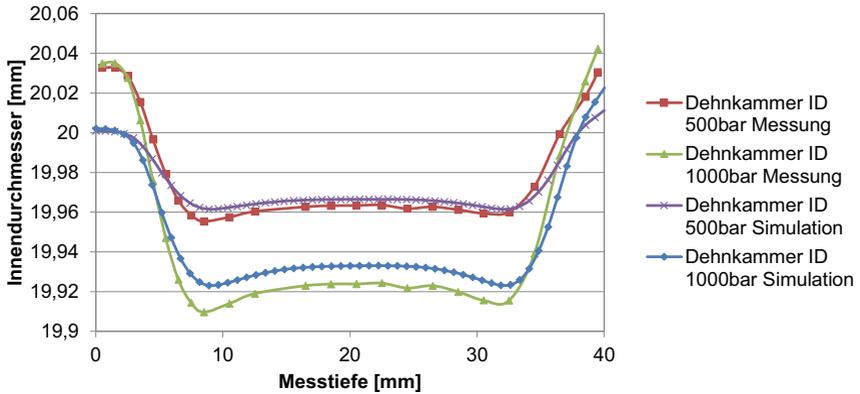


Abbildung 6-7: Vergleich der simulierten und gemessenen Innendurchmesser (ID) der Dehnkammerbohrung bei 500 und 1.000 bar

Es ist gut zu erkennen, dass die qualitativen Verläufe der simulierten Verformungen den realen Verläufen der Dehnkammerwand zwischen einer Messtiefe von 8 und 32 mm entsprechen. Die Bereiche bei ca. 9 und 31 mm, in denen die Dehnkammerwand am dünnsten ist, weisen im Vergleich zum Bereich dazwischen eine größere Deformation auf. Die so entstehenden Ausbeulungen mit geringeren Innendurchmessern sind gut zu erkennen. Die Simulationsergebnisse unterschätzen quantitativ die Verschiebung im Bereich der Dehnkammer. Bei 1.000 bar liegt die Abweichung in diesem Bereich bei ungefähr 10 μm , bei 500 bar bei weniger als 3 μm , was der doppelten Messgenauigkeit des Messmittels entspricht. In den Bereichen ohne Dehnkammerwand liegen die Abweichungen bei bis zu 13 μm (bei 1.000 bar) und 6,1 μm (500 bar), wobei das Simulationsmodell hier ein elastischeres Materialverhalten mit höheren Verschiebungen aufweist. Die Abweichungen des Simulationsmodells können als gering aber nicht vernachlässigbar eingestuft werden und können auf Abweichungen in der Strukturmodellierung von der realen Bauteilgeometrie im Bereich der Dehnkammer zurückgeführt werden. Um die Auswirkungen auf die Werkstückspannung zu untersuchen wird im nächsten Schritt die durch die Reduktion des Innendurchmessers verursachte axiale Längsdehnung des Spannbolzens untersucht.

6.4 Axialverschiebung des Spannbolzens

Um den vermuteten Einfluss der Hydrodehnspannung auf die Längsdehnung des Spannbolzens und damit eine eventuelle axiale Bauteilverschiebung (vgl. Abbildung 6-8) zu untersuchen, wird auf der Oberseite des Werkstücks die Verschiebung u experimentell und simulativ bestimmt.

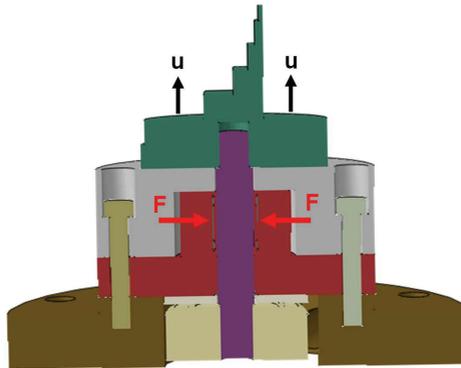


Abbildung 6-8: Axiale Verschiebung des Bauteils unter Einfluss der radialen Spannkraft

Tabelle 6-5 zeigt die Ergebnisse der simulativ und über das Koordinatenmessgerät experimentell ermittelten axialen Werkstückverschiebungen bei drei verschiedenen Fluidrücken und 10 bzw. 20 kN eingestellter Axialkraft. Die maximale Abweichung der Simulation beträgt 1,4 μm bei 1.900 bar und 20 kN. Bei der hier gültigen Messgenauigkeit des Koordinatenmessgeräts von 1,3 μm ist diese Abweichung jedoch vernachlässigbar.

Tabelle 6-5: Vergleich der axialen Werkstückverschiebung in Messung und Simulation

Axialkraft	10 kN		20 kN	
Druck [bar]	Verschiebung Messung [mm]	Verschiebung Simulation [mm]	Verschiebung Messung [mm]	Verschiebung Simulation [mm]
0	0	0	0	0
1.000	0,0017	0,0016	0,0011	0,0016
1.900	0,0036	0,0038	0,0023	0,0037

Die Simulation kann hinsichtlich der Abbildung der Axialverschiebung also als valide angesehen werden.

6.5 Analyse des Spannungszustands der Spannfläche

Um die Auswirkung der Längung des Spannbolzens bei Erhöhung des Fluidrucks zu untersuchen, wird im Folgenden der Kontaktdruck der Spannfläche bei unterschiedlichen Spannkraften simulativ untersucht. Abbildung 6-9 zeigt die Entwicklung des Kontaktdrucks bei 5 und 15 kN Axialkraft. Deutlich zu erkennen ist die Reduktion sowohl der Kontaktfläche zum Werkstück als auch des Betrags bei Aufbringung des Fluidrucks. Bei 5 kN und 2.000 bar ist kein Kontaktdruck mehr nachweisbar. Es wird also ein vollständiger Spalt zwischen Bauteilunterseite und Spannfläche ausgebildet. Der höchste Kontaktdruck besteht ringförmig um die Bohrung. Die Kontaktzone ist leicht oval ausgebildet. Dies ist auf die asymmetrische Steifigkeit des Werkstücks zurückzuführen, welche orthogonal zu den Stegen geringer ist. Zusammengefasst führt die Längung des Spannbolzens somit zu einer Verringerung des Kontaktdrucks zwischen Werkstück und Spannfläche.

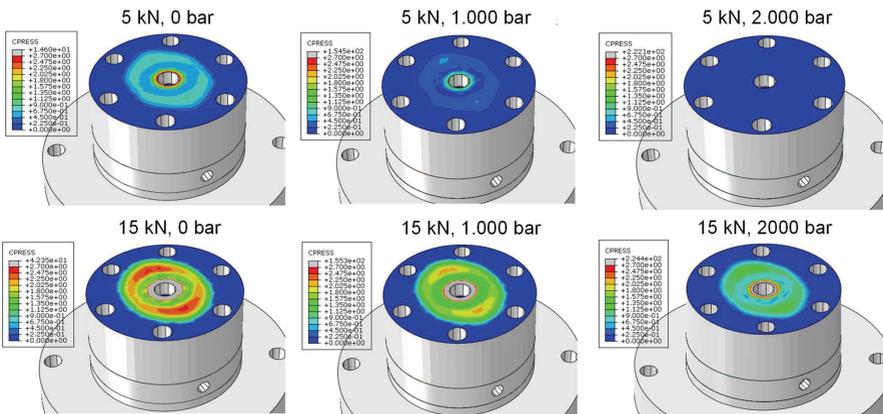


Abbildung 6-9: Simulation des Kontaktdrucks Spannfläche – Unterseite Bauteil

6.6 Statische Bauteilnachgiebigkeit

Um den Einfluss der axialen und radialen Spannkraft auf die statische Bauteilnachgiebigkeit im eingespannten Zustand zu untersuchen werden im Folgenden mithilfe einer Materialprüfmaschine Biegeversuche am Demonstratorbauteil durchgeführt. Hierfür

wird das Spannsystem mit eingespanntem Bauteil horizontal auf einem Aufspannwinkel angeschraubt und an unterschiedlichen Abstufungen mittels eines Messstempels mit einer Querkraft belastet. Der Kraft-Weg-Verlauf wird über das integrierte Wegmesssystem und die Kraftmessdose der Materialprüfmaschine aufgenommen und daraus die Nachgiebigkeit der jeweiligen Stufe errechnet.

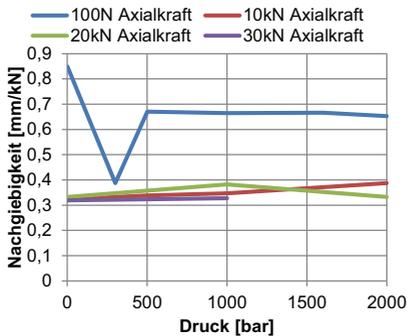


Abbildung 6-10: Bauteilnachgiebigkeit bei einer Durchbiegung $< 0,1$ mm (1. Stufe)

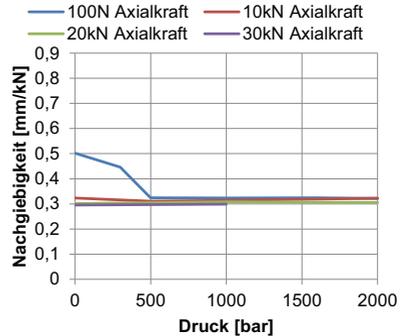


Abbildung 6-11: Bauteilnachgiebigkeit bei einer Durchbiegung $> 0,25$ mm (1. Stufe)

Während bei der Belastung der obersten Stufe die Biegebelastung für das Bauteil dominiert, stellt die Lasteinleitung auf der untersten Stufe eher eine Querkraftbelastung für die Bauteileinspannung dar. In Abbildung 6-10 und Abbildung 6-11 sind die errechneten Nachgiebigkeiten der ersten Stufe bei vier Axialkräften von 0 bis 30 kN und Fluidrücken zwischen 0 und 2.000 bar dargestellt. Die aufgenommenen Kraft-Weg-Verläufe, aus denen die Nachgiebigkeiten berechnet werden, können in zwei lineare Abschnitte unterteilt werden (vgl. Abbildung 6-12). Bei geringen Durchbiegungen kleiner 0,1 mm (vgl. Abbildung 6-10) hat die Axialkraft den entscheidenden Einfluss auf die Bauteilnachgiebigkeit. Bei Axialkräften ab 10 kN werden unabhängig vom eingestellten Fluiddruck Werte zwischen 0,3 und 0,4 mm/kN erzielt. Die Schwankungen können auf Messungenauigkeiten zurückgeführt werden. Die Nachgiebigkeit bei geringer Axialkraft von 100 N ist abhängig vom eingestellten Fluiddruck. Bei großen Verschiebungen über 0,25 mm verschwindet der Einfluss des Fluidrucks ab 500 bar und die Nachgiebigkeit aller Einspannungen nähert sich dem Wert von 0,3 mm/kN an. Es ist davon auszugehen, dass bei dieser sehr steifen Einspannung des Bauteils der Einfluss der Fugen auf die gemessene Nachgiebigkeit vernachlässigbar ist und somit die 0,3 mm/kN auf die

Biegung des Bauteils zurückzuführen sind. Dies kann durch Simulation bestätigt werden.

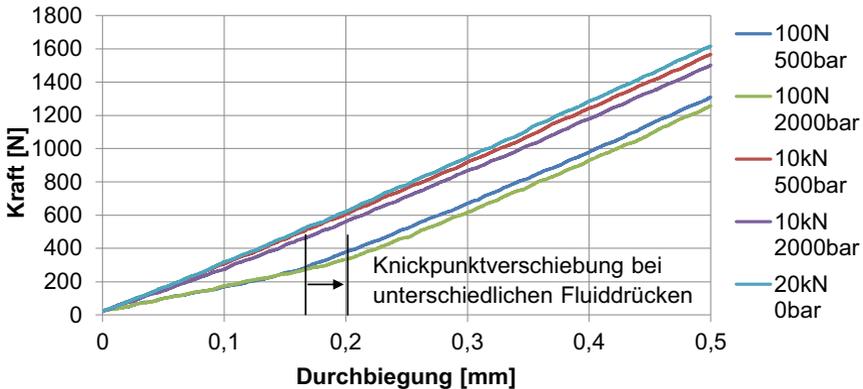


Abbildung 6-12: Ermittelte Kraft-Weg-Verläufe bei ausgewählten Spannkraften

Der Verlauf der Nachgiebigkeit bei geringer Axialkraft soll nun näher analysiert werden. Bei Axialkräften kleiner 10 kN hat die eingestellte Radialkraft und deren Auswirkung auf die Spannfuge zwischen Bauteil und Spannfläche entscheidenden Einfluss. Durch Erhöhung des Fluiddrucks erhöht sich einerseits die radiale Einspannsteifigkeit des Bauteils. Andererseits führt der erhöhte Fluiddruck zu einer Längsdehnung des Spannbolzens und damit zu einer Verringerung der Axialkraft bzw. zur Ausbildung eines geringen Spalts zwischen Bauteil und Spannfläche (vgl. Kapitel 6.5). Bei geringer Durchbiegung besteht somit kein Kontakt zwischen der Bauteilunterseite und der Spannfläche, sodass die Nachgiebigkeit lediglich durch den eingestellten Fluiddruck bestimmt wird. Bei weiterer Durchbiegung entsteht ein Kontakt zwischen Bauteilunterkante und Spannfläche, was durch einen Knick im Kraft-Weg-Diagramm sichtbar wird. Dieser Knick (vgl. Abbildung 6-12) verschiebt sich bei höheren Fluiddrücken nach rechts, da aufgrund der höheren radialen Steifigkeit mehr Kraft aufgewendet werden muss, um den Kontakt herzustellen. Diese Änderung im Nachgiebigkeitsverlauf lässt sich bei allen Stufen des Bauteils bei geringer Durchbiegung kleiner 0,1 mm nachweisen. Bei der 2. Stufe ist dies bei 100 N und 500 bar ebenfalls gut zu erkennen (vgl. Abbildung 6-13).

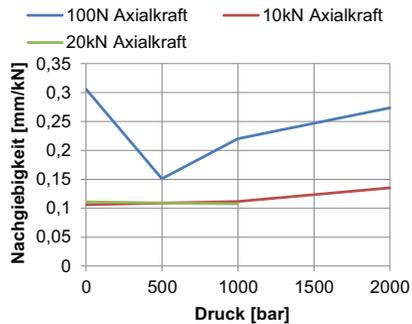


Abbildung 6-13: Bauteilnachgiebigkeit bei einer Durchbiegung $< 0,1$ mm (2. Stufe)

Für die spätere Auswertung der Eigenfrequenzverläufe und der dynamischen Nachgiebigkeiten ist es relevant, die sich überlagernden Effekte der radialen Einspannsteifigkeit und der Längung des Spannbolzens und der damit verbundenen Spaltbildung zwischen Bauteilunterseite und Spannfläche zu berücksichtigen.

7 Einflussanalyse auf schwingungsdynamische Bauteileigenschaften

Im Folgenden soll der Einfluss der radialen und axialen Spannkraft auf die schwingungsdynamischen Bauteileigenschaften experimentell untersucht werden. Zu den schwingungsdynamischen Bauteileigenschaften zählen die Eigenmoden und -frequenzen, die modalen Dämpfungsgrade sowie die dynamische Nachgiebigkeit. Für die Untersuchung werden mit dem ausgewählten Demonstratorbauteil experimentelle Modalanalysen in unterschiedlichen Spannungszuständen durchgeführt (Kapitel 7.2). Die experimentelle Vorgehensweise ist in Kapitel 7.1 beschrieben. Anhand der Ergebnisse wird der Einfluss der Spannkraft auf Schwingungsmoden und deren Eigenfrequenzen untersucht (Kapitel 7.2.1). Anschließend werden die modalen Dämpfungsgrade experimentell bestimmt (Kapitel 7.2.2) und die dynamischen Nachgiebigkeiten anhand der ermittelten Nachgiebigkeitsfrequenzgänge analysiert (Kapitel 7.2.3). Die Dämpfungswirkung des Funktionsprototypen auf das Demonstratorbauteil wird in einem Zerspannungsversuch erprobt (Kapitel 7.2.4).

In einer weiteren Messreihe wird speziell der Einfluss der Fugendämpfung zwischen Bauteil und Spannfläche untersucht. Hierfür werden die Ergebnisse von vier Spannflächen mit planer Oberfläche, integriertem Elastomerring und aufgerauten Oberflächen miteinander verglichen und analog zu Kapitel 7.2 hinsichtlich deren Einfluss auf Schwingungsmoden, Dämpfungsgrade und dynamische Nachgiebigkeiten diskutiert (Kapitel 7.3).

7.1 Experimentelle Modalanalyse

Für die experimentelle Modalanalyse wird das Gesamtsystem bestehend aus Demonstratorbauteil und Spannmittel untersucht. Für die Produktion reproduzierbarer Messergebnisse ist die Wahl des korrekten Versuchsaufbaus sowie eine strukturierte Versuchsdurchführung relevant. Eine ausführliche Darstellung der Vorgehensweise ist (A_Rottmann 2020) zu entnehmen, im Folgenden werden die wesentlichen Punkte zusammengefasst.

7.1.1 Versuchsaufbau und Messmittel

Für die Modalanalyse wird das Spannsystem mit Demonstratorbauteil frei schwingend gelagert. Aufgrund des Eigengewichts und der besseren Handhabbarkeit bei geringem

Störeinfluss wird der Versuchsaufbau auf drei Spiraldruckfedern positioniert und auf einem massiven Maschinentisch aufgestellt. Die Spiralfedern werden an der Außenkante des Untergehäuses mit 120° Winkelversatz platziert. Die Kontaktpunkte werden so gewählt, dass sie sich an Stellen mit geringen Schwingungsamplituden des Untergehäuses befinden. Optimal wäre eine Aufstellung in den Schwingungsknoten, dies ist aufgrund der verschiedenen Eigenschwingungsformen des Untergehäuses jedoch nicht möglich (vgl. Tabelle 8-2).

Aufgrund der Dünnwandigkeit und der insgesamt geringen frei schwingenden Masse wird als Anregungsquelle ein kleiner Impulshammer mit integrierter Kraftmessensorik gewählt. Um auch höhere Frequenzen bis 10 kHz anregen zu können wird eine Stahlspitze verwendet. Für die Messung der Beschleunigung wird ein triaxialer IEPE Beschleunigungsaufnehmer mit geringem Eigengewicht von 1 g und einer hohen Sensitivität von $10 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$ gewählt, welcher ein breites Frequenzband von 2 bis 8.000 Hz abdecken kann. Dieser wird adhäsiv mit Wachs für Testmessungen und mit Schnellklebstoff für hochgenaue Messungen auf das Werkstück geklebt. Die Aufnahme und Verarbeitung der Signale erfolgt über einen Messverstärker (*Siemens*, Modell SCADAS SCM2E02). Die Datenverarbeitung und Auswertung wird mithilfe der kommerziellen Software *Siemens Simcenter Testlab* durchgeführt.



(a)

(b) Impulshammer mit Stahlspitze
(PCB Piezotronics, Modell 086E80)(c) Triaxialer Beschleunigungsaufnehmer
(PCB Piezotronics, Modell 356A03/NC)

Abbildung 7-1: Federaufstellung (a) und Messmittel (b und c) für die Versuchsdurchführung

7.1.2 Versuchsdurchführung

Für die experimentelle Bestimmung der Eigenformen des Werkstücks wird zunächst ein stark vereinfachtes Geometriemodell erstellt. Aus einfachen Vorsimulationen sind

die Eigenschwingungsformen des Werkstücks bereits bekannt (vgl. Tabelle 8-2), weshalb für die messtechnische Identifikation der Schwingungsformen nur der obere dünnwandige Bereich des Bauteils modelliert wird. Dabei entsprechen die neun Knoten der Modellgeometrie den Messpunkten auf dem Werkstück (vgl. Abbildung 7-2). Die Anzahl der Modellknoten muss größer der Anzahl der Schwingungsknoten der zu identifizierenden Eigenschwingungsformen sein. Da für die ersten beiden Biege- und Torsionsschwingungen maximal zwei Schwingungsknoten erwartet werden sind drei Messpunkte je Stufe ausreichend.

Die Anregung der Struktur erfolgt auf der planen Rückseite des dünnwandigen Teils in horizontaler Richtung normal zur Bauteiloberfläche, welche als positive x-Richtung definiert wird. Für die Wahl der Anregungspunkte ist relevant, dass diese möglichst nicht in einem Schwingungsknoten einer Mode liegen, da diese Mode dann keine Anregung erfahren würde. Gleiches gilt für die Wahl des Messpunkts des Beschleunigungssensors. Diese wird in einer Messreihe ermittelt. Hierfür wird der Beschleunigungssensor mit Wachs nacheinander an allen neun Messpunkten befestigt und mit dem Impulshammer auf der gegenüberliegenden Bauteilrückseite angeregt. Für die Auswahl werden sämtliche berechneten Beschleunigungsfrequenzgänge miteinander verglichen und der Messpunkt ausgewählt, welcher sämtliche Eigenfrequenzen mit Maxima im Frequenzgang aufweist. Dies trifft hier auf Punkt 4 zu. Für eine optimale Schwingungsübertragung wird der Sensor an diesem Punkt mit Schnellklebstoff befestigt.

Für die Kalibrierung des Systems werden mehrere Hammerschläge durchgeführt, um die Empfindlichkeit der Beschleunigungs- und Kraftsensorik optimal einzustellen. Für die Auswahl des Frequenzbands, in der das Messergebnis valide ist, wird der Abfall der Signalstärke in N^2/Hz über der Frequenz betrachtet. Bei ca. 4.000 Hz ist diese um 10 dB geringer als die initiale Signalstärke. Da die erwarteten beiden Eigenfrequenzen kleiner 4.000 Hz sind ist das Frequenzband für die Messung ausreichend und es muss keine Zusatzmasse zur Erhöhung des Energieeintrags angebracht werden.



Abbildung 7-2: Demonstratorbauteil mit Messpunkten (links) und Geometriemodell (rechts)

Für die Messung der Dämpfung muss sichergestellt sein, dass die Ausschwingzeit des Gesamtsystems in sämtliche Raumrichtungen ausreichend definiert ist und Schwingungen somit vollständig abklingen können. Andernfalls kommt es zu einer Verfälschung der Dämpfungswerte. Weiter kann über die Kohärenzfunktion eines jeden Frequenzgangs dessen Messgüte bewertet werden. Besitzt die Funktion in einem Frequenzbereich einen Wert nahe eins, ist das Ergebnis als hinreichend genau zu bewerten. Im Bereich von Antiresonanzen sind deutlich geringere Kohärenzwerte möglich. Hier kann jedoch keine Dämpfung bestimmt werden. Die Auswertung der Kohärenzfunktion dient außerdem der Kontrolle von Einzelmessungen. Bei starken Abweichungen können diese verworfen und wiederholt werden. Für die Bestimmung einer Übertragungsfunktion werden fünf Messungen gemittelt. Dies dient dazu, den Einfluss möglicher Fehlerquellen zu minimieren. Hierzu zählen insbesondere die limitierte Reproduzierbarkeit durch den manuellen Anschlag, wie z.B. die Variation des Anschlagpunkts, des Anschlagwinkels, der Anschlagkraft oder Doppelschläge.

Um die Modalparameter eines Spannungszustands zu bestimmen, werden insgesamt neun Übertragungsfunktionen ermittelt. Da die *roving hammer* Methode gewählt wird, bei der die Übertragungsfunktion durch sequentielles Anschlagen aller Messpunkte mit dem Impulshammer bestimmt wird, verbleibt der Sensor an Messpunkt 4 während nacheinander alle neun Messpunkte auf der Rückseite des Bauteils mit dem Impulshammer angeregt werden.

7.1.3 Versuchsauswertung

Für die Identifikation der Eigenfrequenzen, der modalen Dämpfungsgrade sowie des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs für das Gesamtsystem wird die *Polymax*-Funktion angewendet, welche eine verbreitete Methode zur Identifikation modaler Parameter darstellt (vgl. Kapitel 2.3.3).

Im ersten Schritt werden anhand der Maxima des aus sämtlichen Übertragungsfunktionen aufsummierten Beschleunigungsfrequenzgangs und anhand der Stabilitätskriterien potentielle Eigenfrequenzen ausgewählt. Um die Validität der Auswahl zu bestätigen wird das animierte Bewegungsmuster des eingangs definierten vereinfachten Geometriemodells hinzugezogen und mit der Erwartung aus der numerischen Simulation abgeglichen. Stimmen diese nicht überein oder handelt es sich bei der Auswahl um nicht realistische Bewegungsmuster wird die nächstliegende stabile Frequenz nahe des Maximums ausgewählt.

Als Ergebnis können zwei Eigenschwingungsformen in einem Frequenzbereich zwischen 2.000 und 4.000 Hz identifiziert werden (vgl. Abbildung 7-3). Die 1. Eigenmode besteht aus einer Biegeschwingung der oberen Stufen während die 2. Eigenmode eine Torsionsschwingung der Eckpunkte des Bauteils beschreibt, wobei der Schwingungsknoten mittig auf der Oberkante des Bauteils liegt. Anhand der ausgewählten Eigenfrequenzen und sämtlicher ermittelter Übertragungsfunktionen werden der Beschleunigungsfrequenzgang und die modalen Parameter berechnet. Hierfür wird die Methode der MLMM (*Most Likelihood Estimation of a Modal Model*) angewandt (El-kafafy & Accardo et al. 2015).

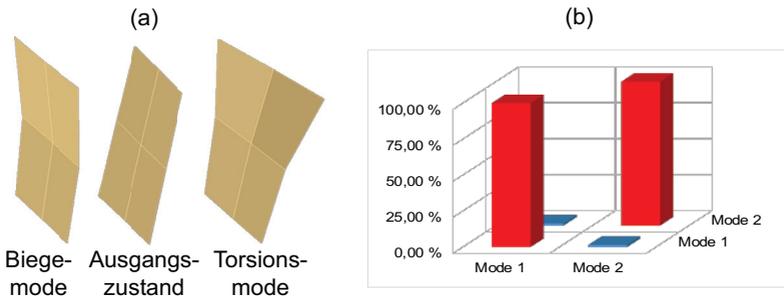


Abbildung 7-3: Identifizierte Eigenmoden (a) und Modal Assurance Criterion (b)

Für die Validierung der Modenauswahl wird zunächst das sogenannten *Modal Assurance Criterion (MAC)* herangezogen, welches einen prozentualen Ähnlichkeitsvergleich der Eigenmoden zueinander mithilfe der jeweiligen Eigenvektoren erstellt. In Abbildung 7-3 ist zu erkennen, dass keine Ähnlichkeiten zwischen den ausgewählten Moden bestehen und die Auswahl somit valide ist. Um die Validität des berechneten Beschleunigungsfrequenzgangs zu überprüfen wird außerdem der Korrelations- und Fehlerwert des berechneten Frequenzgangs mit den aufsummierten Übertragungsfunktionen verglichen. Die Korrelation liegt im relevanten Frequenzbereich zwischen 2.000 und 4.000 Hz bei über 98 %.

Für die Ausgabe des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs muss nun der errechnete Beschleunigungsfrequenzgang zweifach aufintegriert werden. Dies kann, ebenso wie die Ausgabe der Eigenfrequenzen und der modalen Dämpfungsgrade, durch integrierte Softwarefunktionen umgesetzt werden. Durch Export in ein Kalkulationsprogramm kann die Ergebnisauswertung erfolgen.

7.2 Einfluss der Spannkkräfte

Für die Untersuchung des Einflusses der Spannkkräfte auf die schwingungsdynamischen Bauteileigenschaften wird ein vollfaktorieller Ansatz gewählt und die in Tabelle 7-1 dargestellten Spannkkräftekombinationen in der nummerierten Reihenfolge durchgeführt. Dabei wird jeweils der eingestellte Fluiddruck in bar als Maß für die eingestellte Radialkraft angegeben.

Im Folgenden werden die relevanten Ergebnisse ausgehend von den Eigenfrequenzen über die Dämpfungsgrade zum Vergleich der dynamischen Nachgiebigkeit anhand der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge diskutiert. Eine umfangreiche Darstellung der Untersuchungen ist der Arbeit von Rottmann (A_Rottmann 2020) zu entnehmen. Die wesentlichen Ergebnisse werden im Folgenden erläutert.

Tabelle 7-1: Vollfaktorielle Versuchsplanung der Spannkkräfte und Messreihenfolge

		Axialkraft [kN]					
Fluiddruck [bar]	0,1	5	10	15	20	30	
0	1	4	7	10	13	16	
1000	2	5	8	11	14	17	
2000	3	6	9	12	15	18	

7.2.1 Untersuchung der Eigenfrequenzen

Zunächst soll der Einfluss der Axialkraft bei 0 bar Fluidruck auf die Entwicklung der Eigenfrequenzen der Biegemode (1. Mode) sowie der Torsionsmode (2. Mode) untersucht werden. Erwartet wird, dass eine höhere axiale Spannkraft eine höhere Gesamtsteifigkeit des Systems erzeugt und dadurch die Eigenfrequenzen mit zunehmender Axialkraft steigen. In Abbildung 7-4 ist zu erkennen, dass dies für beide Moden ab einer Axialkraft größer 5 kN der Fall ist. Während die Biegemode von 2.320 Hz bei 5 kN auf 3.120 Hz bei 30 kN um 800 Hz verschoben wird ist die Verschiebung der Torsionsmode um 135 Hz auf 3.565 Hz geringer. Dies kann auf den größeren Einfluss der Axialkraft auf die Biegesteifigkeit zurückgeführt werden. Auffällig ist, dass bei einer geringen Axialkraft von 100 N die Eigenfrequenzen beider Moden am höchsten bei 3.565 Hz (Biegemode) bzw. 3.630 Hz (Torsionsmode) liegen. Da diese Werte nahe den simulierten Eigenfrequenzen des Bauteils ohne Einspannung liegen kann davon ausgegangen werden, dass kein vollständiger Kraftschluss zwischen Bauteil und Spannfläche besteht und die Eigenfrequenz sich lediglich aus der Bauteileigensteifigkeit und -eigenmasse ergibt.

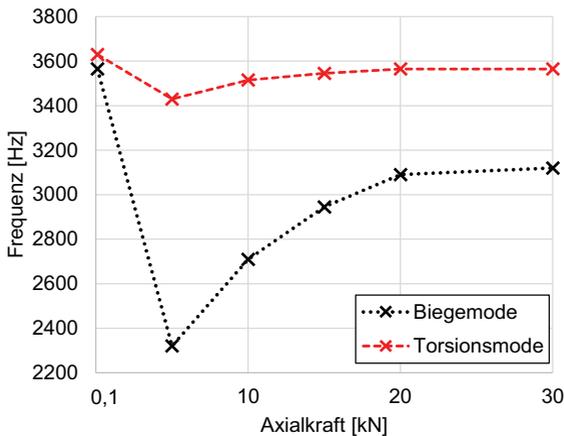


Abbildung 7-4: Einfluss der Axialkraft auf die Eigenfrequenzen

Der Einfluss der radialen Spannkraft in Form des Fluidrucks auf die Verschiebung der Eigenfrequenzen ist für beide Schwingungsmoden in Abbildung 7-5 dargestellt. Bei ho-

hen Axialkräften ab 15 kN führt eine Erhöhung des Fluiddrucks zu geringeren Eigenfrequenzen. Dieser Effekt ist für die Biegemode größer als für die Torsionsmode. Bei ersterer verringert sich die Eigenfrequenz um bis zu 575 Hz, bei zweiter um 85 Hz. Mit weiter steigender Axialkraft nimmt dieser Effekt jedoch ab.

Tabelle 7-2: Eigenfrequenzen [Hz] der Biegemode in Abhängigkeit der eingestellten Spannkkräfte

Fluiddruck [bar]	Axialkraft [kN]		
	15	20	30
0	2945	3090	3120
1000	3785	3060	3115
2000	2370	2930	3090

Tabelle 7-2 kann entnommen werden, dass für die Biegemode bei 20 kN die Frequenzverschiebung 160 Hz, bei 30 kN nur noch 30 Hz beträgt. Für die Torsionsmode sinken die Werte ebenfalls bis auf 15 Hz bei 30 kN. Dies lässt sich mit den gegenläufigen Effekten der Radialspannung erklären. Erwartet wird eine Erhöhung der Eigenfrequenzen bei Erhöhung der radialen Einspannsteifigkeit. Gleichzeitig bewirkt die Erhöhung des Fluiddrucks eine Längung des Spannbolzens und damit eine Reduzierung der ursprünglich eingestellten Axialkraft, was in Summe zu einer Verringerung der Eigenfrequenz führt. Dieser Effekt wurde simulativ in Kapitel 6.4 näher untersucht. Mit steigender Axialkraft wird der reduzierende Effekt geringer und der Einfluss der Radialspannung bei 30 kN ist vernachlässigbar.

Für die Analyse des Einflusses der Radialspannung bei Axialkräften kleiner 15 kN ergibt sich zunächst kein strukturierter Zusammenhang (vgl. Abbildung 7-5). Für die Biegemode erhöht sich die Eigenfrequenz bei 5 kN und 1.000 bar sowie bei 10 kN und 2.000 bar in den Bereich der ersten Bauteileigenfrequenz zwischen 3.550 und 3.600 Hz. Auch für die Torsionsmode ist ein ähnliches Muster mit einer sprunghaften Erhöhung auf 3.650 Hz für 1.000 bar und 3.705 Hz für 2.000 bar erkennbar. Ein plausibler Erklärungsansatz ist die Annahme, dass durch die Längung des Spannbolzens eine Entkopplung zwischen Bauteil und Spannfläche auftritt. Dies ist bei 1.000 bar bis 5 kN und bei 2.000 bar bis 10 kN der Fall. Durch den Verlust des Kontaktdrucks in der Spannfuge auf der Bauteilunterseite schwingt lediglich die Bauteilmasse, was eine deutlich höhere gemessene Eigenfrequenz zur Folge hat.

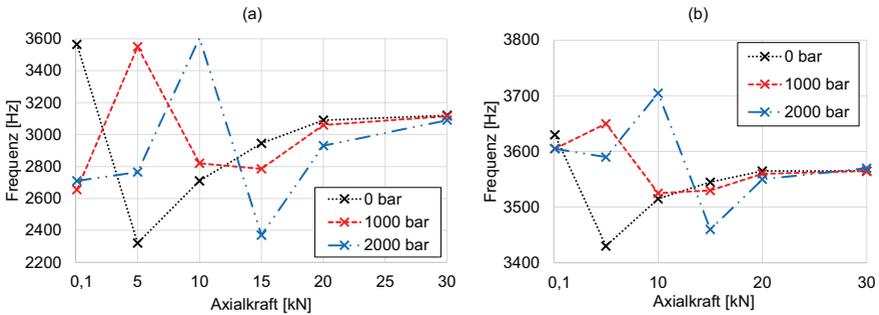


Abbildung 7-5: Einfluss der Spannkräfte auf die Eigenfrequenzen der Biegemode (a) und der Torsionsmode (b)

Zusammenfassend kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass ab einer axialen Spannkraft von 15 kN eine höhere Axialkraft die Eigenfrequenzen der Biegemode deutlich und die der Torsionsmode geringer aber signifikant erhöht. Eine höhere Radialspannung senkt die Eigenfrequenz für die Biegemode stärker als für die Torsionsmode. Aufgrund der Überlagerung verschiedener konstruktiver Effekte und der Wechselwirkung zwischen den Spannkräften ist eine pauschale Tendenz bei geringen Axialkräften unter 15 kN nicht erkennbar. Hier muss der Spannungszustand im Einzelfall untersucht werden. Dies ist für die weitere Analyse der Dämpfungsgrade sowie der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge relevant.

7.2.2 Untersuchung modaler Dämpfungsgrade

Äquivalent zum vorangegangenen Kapitel werden die modalen Dämpfungsgrade der beiden Eigenmoden in Abhängigkeit der eingestellten Spannkräfte untersucht. Der Vergleich der Dämpfungsgrade ohne Radialspannung bei 0 bar zeigt für die Biegemode eine deutliche Abnahme des Dämpfungsgrads mit Erhöhung der Axialspannung. So sinkt der Dämpfungsgrad von 2,08 % bei 100 N um ca. Faktor 5 auf 0,38 % bei 30 kN. Je geringer also der Kontaktdruck zwischen Bauteilunterseite und Spannfläche, desto höher der Dämpfungsgrad. Dies gilt nicht für die Torsionsmode. Hier ist keine klare Tendenz zu erkennen und die Dämpfungsgrade liegen zwischen 0,27 und 0,66 %. Wie bereits bei den Eigenfrequenzen zu erkennen war, ist der Einfluss der Axialkraft auf die modalen Eigenschaften der Torsionsmode geringer und entgegen der Ausgangshypothese hinsichtlich der Dämpfung nicht signifikant.

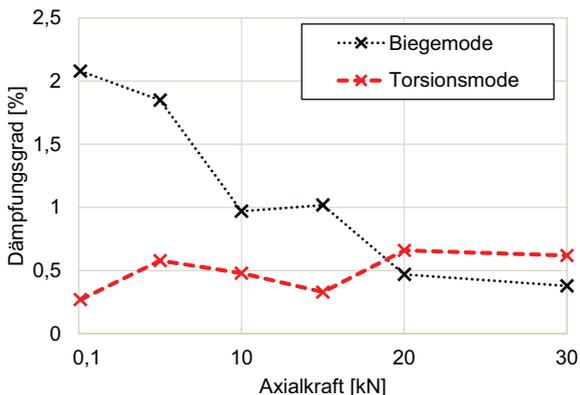


Abbildung 7-6: Verlauf der Dämpfungsgrade bei 0 bar in Abhängigkeit der Axialkraft

Der Einfluss der Radialspannung auf den Dämpfungsgrad ist in Abbildung 7-7 für Axialkräfte über 15 kN veranschaulicht. Für beide Moden und sämtliche Axialkräfte ist zu erkennen, dass der Dämpfungsgrad mit zunehmendem Fluiddruck steigt. Die größten Steigerungen sind für die erste Biegemode bei 15 kN von 0 auf 2.000 bar um 0,72 % und bei 20 kN um 0,87 % festzustellen. Bei 30 kN bestätigt sich auch für höhere Fluid drücke die Tendenz, dass der Einfluss der Axialkraft hier dominiert und die Dämpfung damit im Vergleich zu geringeren Axialkräften signifikant geringer ausfällt.

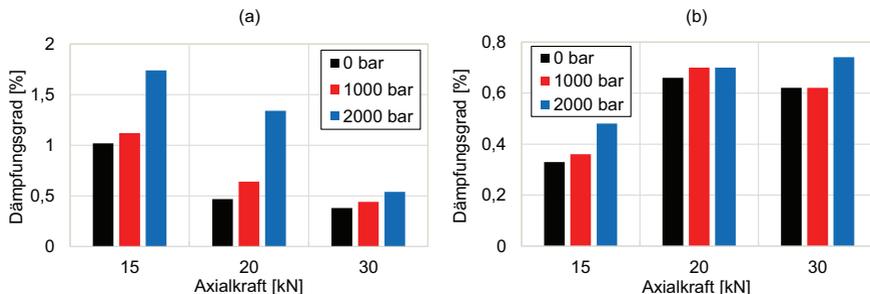


Abbildung 7-7: Dämpfungsgrade in Abhängigkeit der Spannkkräfte für Biege- (a) und Torsionsmode (b)

Die Dämpfung der Torsionsmode durch die Hydrodehnspannung fällt weniger signifikant aus. Während die Steigerung der Dämpfung bei 15 kN von 0 auf 2.000 bar 0,15 %

beträgt, sind es bei 20 kN lediglich 0,04 %. Für den Dämpfungsgrad der 2. Mode hat somit die Axialspannung den größeren Einfluss.

Die höchsten Dämpfungsgrade der ersten Mode werden für geringe Axialkräfte und hohe Fluidrücke erzielt. So beträgt der Dämpfungsgrad bei 2.000 bar und 100 N 2,52 % sowie bei 5 kN 2,63 % (vgl. Tabelle 7-3).

Tabelle 7-3: Dämpfungsgrade [%] nach eingestellten Spannkräften

		Axialkraft [kN]					
		0,1	5	10	15	20	30
1. Mode	Druck [bar]						
	0	2,08	1,85	0,97	1,02	0,47	0,38
	1000	0,72	0,62	1,94	1,12	0,64	0,44
	2000	2,52	2,63	0,77	1,74	1,34	0,54
2. Mode	0	0,27	0,58	0,48	0,33	0,66	0,62
	1000	0,72	0,33	1	0,36	0,7	0,62
	2000	0,74	0,53	0,6	0,48	0,7	0,74

Auch für 5 kN und 0 bar sowie für 10 kN und 1.000 bar werden hohe Dämpfungsgrade gemessen. Wie schon in der Eigenfrequenzanalyse festgestellt ergibt sich auch bei den Dämpfungsgraden kein struktureller Zusammenhang zwischen Axialkraft, Radialspannung und Dämpfungsgrad unter 15 kN, sodass auch hier die Werte im Einzelnen betrachtet werden müssen. Dies gilt für beide Moden. Neben dem oben bereits festgestellten positiven Einfluss der Hydrodehnspannung auf die Dämpfung ist anzunehmen, dass die Fugendämpfung zwischen Bauteilunterseite und Spannfläche einen sehr hohen Einfluss auf den Dämpfungsgrad besitzt.

7.2.3 Messung der dynamischen Nachgiebigkeiten

Abbildung 7-8 zeigt den Verlauf der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge (NFG) ohne Radialspannkraft mit 0 bar im relevanten Frequenzband zwischen 2.000 und 4.000 Hz. Zu erkennen sind die bereits oben diskutierten Eigenfrequenzverschiebungen insbesondere der ersten Mode mit steigender Axialkraft zwischen 5 und 30 kN.

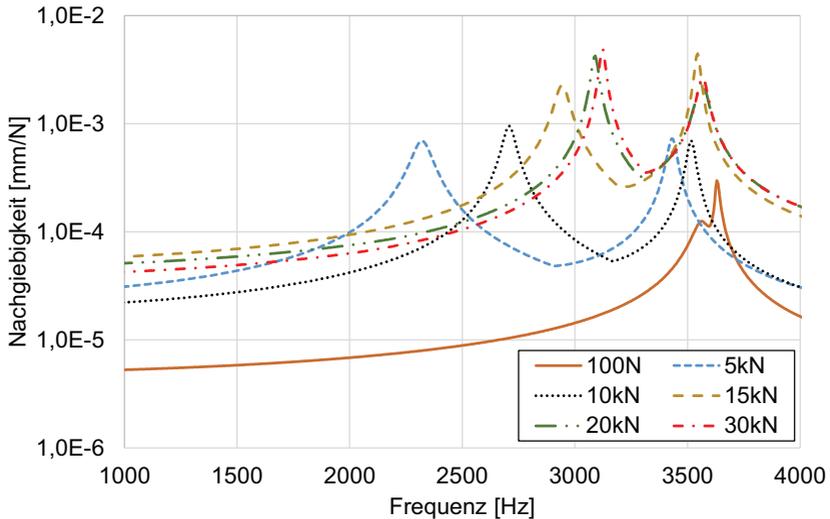


Abbildung 7-8: Vergleich der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge bei 0 bar

Auch die dynamische Nachgiebigkeit der Biegemode steigt mit der Axialkraft, wodurch das erste Maxima des NFG nach rechts oben verschoben wird. Eine Abweichung von diesem Schema ist für den NFG von 100 N Axialkraft zu erkennen. Hier liegt die dynamische Nachgiebigkeit um ca. Faktor 10 im gesamten Frequenzband unter den Kurven mit höherer Axialkraft und erreicht für die erste Mode einen Wert von $0,13 \mu\text{m/N}$. Außerdem liegen die beiden Eigenfrequenzen sehr nahe nebeneinander, sodass ein Doppelpeak bei ca. 3.600 Hz zu erkennen ist. Für die Torsionsmode liegen die dynamischen Nachgiebigkeiten bei 100 N, 5 kN und 10 kN zwischen $0,23$ und $0,68 \mu\text{m/N}$ um ca. Faktor 10 unter denen von 15 bis 30 kN. Es ist somit festzustellen, dass eine geringe axiale Einspannung eine deutlich höhere dynamische Steifigkeit erzeugt. Für die weiteren Spannungszustände mit Hydrodehnspannung sind die Ergebnisse der dynamischen Nachgiebigkeitswerte für Biege- und Torsionsmode in Tabelle 7-4 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der für die erste Mode und 0 bar bereits oben festgestellte Zusammenhang zwischen Erhöhung der Axialkraft und dynamischer Nachgiebigkeit auch für Radialspannungen mit 1.000 und 2.000 bar gilt. Die höheren Fluidrücke bewirken einen höheren Fugendruck in der Spannbohrung, was zu einer statisch steiferen Einspannung des Bauteils und damit zu höheren dynamischen Nachgiebigkeiten führt. Lediglich bei hohem Fluiddruck von 2.000 bar und geringen Axialkräften zwischen 0,1 und

10 kN weichen die Werte von diesem Schema ab, was wieder auf die Entkopplung der Bauteilunterseite und der Spannfläche zurückgeführt werden kann. Beim Vergleich konstanter Axialkräfte ist ein Zusammenhang zwischen steigendem Fluiddruck und sinkender dynamischer Nachgiebigkeit festzustellen. Dies gilt bei der Mehrzahl der Messreihen sowohl für die Biege- als auch für die Torsionsmode. Ausgenommen hiervon sind die Nachgiebigkeiten bei 100 N Axialkraft. Insbesondere die Nachgiebigkeit der Torsionsmode bei 2.000 bar ist mit 2,08 $\mu\text{m/N}$ deutlich erhöht.

Tabelle 7-4: Dynamische Nachgiebigkeiten [$\mu\text{m/N}$] nach eingestellten Spannkräften

		Axialkraft [kN]					
Druck [bar]		0,1	5	10	15	20	30
1. Mode	0	0,13	0,69	0,95	2,26	4,25	4,87
	1000	0,06	0,11	1,38	1,85	3,36	4,48
	2000	0,25	0,06	1,1	0,68	1,75	3,66
2. Mode	0	0,23	0,73	0,68	4,44	2,47	2,66
	1000	0,3	0,53	1,87	3,81	2,37	2,62
	2000	2,08	0,43	1,83	0,81	2,48	2,16

Wird ein Quervergleich der Zusammenhänge bei dynamischen Nachgiebigkeiten und den im vorigen Kapitel diskutierten Dämpfungswerten gezogen so ist zu erkennen, dass diese eine Korrelation aufweisen. Eine Erhöhung des Dämpfungsgrads durch die Spannkräfte führt gleichzeitig zu einer Verringerung der dynamischen Nachgiebigkeit. Dies gilt insbesondere für die Biegemode bei hohen Axialkräften. Hier lässt sich zusammenfassend also feststellen, dass die Erhöhung der Axialkraft zu geringeren Dämpfungsgraden und höheren dynamischen Nachgiebigkeiten führt, während höhere Fluiddrücke höhere Dämpfungsgrade und geringere Nachgiebigkeiten zur Folge haben.

7.2.4 Erprobung des Spannsystems im Zerspanungsversuch

Um die gemessene Dämpfungswirkung des Werkstückdirektspannungssystems im Zerspanungsprozess und den Einfluss der Spannkräfte auf das Eigenschwingungsverhalten des Bauteils zu untersuchen wird ein Erprobungsversuch durchgeführt. Hierfür wird der Funktionsprototyp mit eingespanntem Demonstratorbauteil auf den Maschinentisch eines horizontalen Bearbeitungszentrums geschraubt. Als Zerspanungswerkzeug wird ein vierschneidiger Hartmetall-Schafffräser mit einem Durchmesser von

20 mm eingesetzt. Um einen Schlichtprozess mit Ratterneigung nachzustellen werden in einem Vorversuch zunächst Prozessparameter bestimmt, welche im Bearbeitungsprozess Ratterschwingungen durch das Bauteil induzieren. Das Bauteil wird hierfür vergleichbar zur konventionellen Werkstückdirektspannung mit einer maximalen Axialkraft von 30 kN und ohne Radialkraft bei 0 bar eingespannt. Es wird ein für Schlichtprozesse typischer geringer Arbeitseingriff von 50 μm und eine Werkzeugdrehzahl von 6.000 U/min gewählt. (vgl. Tabelle 7-5) Die Vorschubgeschwindigkeit wird anschließend schrittweise erhöht. Bei 400 mm/min sind deutliche Rattermarken am Bauteil zu erkennen. Die so erzeugte Oberfläche wird als Referenz für den Erprobungsversuch mit Demonstratorbauteil verwendet.

Tabelle 7-5: Gewählte Prozessparameter für den Erprobungsversuch

Prozessparameter	Wert
Arbeitseingriff a_e	0,05 mm
Schnitttiefe a_p	24 mm
Vorschubgeschwindigkeit v_f	400 mm/min
Werkzeugdrehzahl n	6000 U/min

Die im Vorversuch bestimmten Prozessparameter werden nun für das Schlichten der ersten Stufe des Demonstratorbauteils angewandt. Dabei wird das Bauteil mit 100 N Axialkraft und 2.000 bar Radialkraft eingespannt (vgl. Tabelle 7-6). Aus Kapitel 7.2.2 sind die modalen Dämpfungsgrade für die beiden Eigenmoden des Bauteils bekannt.

Tabelle 7-6: Vergleich des Referenz- und Erprobungsversuchs

	Referenz	Erprobung
Axialkraft	30 kN	100 N
Radialkraft	0 bar	2.000 bar
Dämpfung 1. Mode	0,54 %	2,52 %
Dämpfung 2. Mode	0,74 %	0,74 %

Abbildung 7-9 zeigt die belichtete Oberfläche als Ergebnis des Schlichtprozesses. Es ist zu erkennen, dass die äußeren Bereiche Rattermarken aufweisen, während der mittlere Bereich des Bauteils eine gute Oberflächenqualität besitzt. Dies deutet daraufhin, dass die 1. Eigenmode des Bauteils, welche eine Biegeschwingung ausführt, sehr gut gedämpft wird, da im mittleren Bereich keine Ratterneigung erkennbar ist. Die 2. Eigenmode, welche eine Torsionsschwingung ausführt, wird durch die eingestellten Spann-

kräfte weniger beeinflusst, wodurch die Ratterneigung in den Ecken des Demonstratorbauteils nicht gedämpft werden kann. Dies ist konsistent mit den in Tabelle 7-3 gemessenen Dämpfungsgraden. Der Erprobungsversuch verdeutlicht somit den Zusammenhang zwischen gemessenen Dämpfungsgraden aus Kapitel 7.2.2 und zu erwartenden Oberflächenqualitäten in der Schlichtbearbeitung.

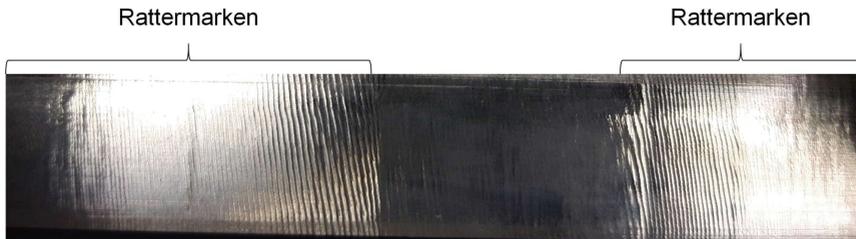


Abbildung 7-9: Bearbeitungsergebnis der 1. Stufe

7.2.5 Zwischenfazit

Um eine vorläufige Bewertung der beschriebenen Ergebnisse zu erhalten und Erkenntnisse für weitere Untersuchungen abzuleiten sollen an dieser Stelle für ein Zwischenfazit die Ausgangshypothesen mit den relevanten Erkenntnissen der vorgestellten Untersuchungen verglichen und diskutiert werden.

Die grundlegende Annahme, dass eine mit höheren Spannkraften einhergehende höhere Gesamtsteifigkeit zur Erhöhung der Bauteileigenfrequenzen führt kann für die Axialspannkraft bestätigt werden. Für die Radialspannung trifft dies nicht zu, da die Längung des Spannbolzens zu einer Reduktion der Axialspannkraft führt und der Effekt somit überlagert wird. In Summe ist deshalb der gegenteilige Effekt zu beobachten: Eine Erhöhung des Fluidrucks führt zur Verringerung von Eigenfrequenzen. Die Effekte sind für die Biegemode deutlich strukturierter ausgeprägt als für die Torsionsmode.

Die zweite Hypothese ging von einer positiven Beeinflussung des Dämpfungsgrads durch höhere Fluiddrücke aus. Dieser Zusammenhang kann insbesondere für die Biegemode beobachtet werden und wurde in einem Zerspanungsversuch erprobt. Der Dämpfungsgrad kann durch die Hydrodehnspanntechnik um bis zu ca. Faktor 3 erhöht

werden. Die Erhöhung der Axialspannkraft schwächt jedoch die verbesserte Dämpfungswirkung der Hydrodehnspanntechnik, sodass bei 30 kN die relative Verbesserung auf ca. Faktor 1,5 verringert wird.

Gleichzeitig zeigen die Untersuchungen deutlich, dass der Einfluss der Fuge zwischen Werkstück und Spannfläche entscheidenden Anteil an den dynamischen Bauteileigenschaften besitzt. Dies wird in den Spannungszuständen offensichtlich, in denen geringe Axialkräfte auf das Werkstück wirken, entweder aufgrund geringer eingestellter Axialkräfte oder aufgrund der Überlagerungseffekte durch die Spannbolzenlängung. Hier sind von den oben beschriebenen Effekten abweichende Eigenfrequenzen und geringe Nachgiebigkeiten zu beobachten, wie z.B. bei 0 bar und 100 N. Außerdem liegen die höchsten Dämpfungsgrade mit über 2 % für die Biegemode im Bereich niedriger Axialspannungen.

Im Folgenden soll deshalb der Einfluss der Fugendämpfung der Spannfläche näher untersucht werden. Ziel ist eine weitere Erhöhung des Dämpfungsgrads durch Auswahl einer die Dämpfung positiv beeinflussenden Spannfläche.

7.3 Einfluss der Spannfläche

7.3.1 Umsetzung dämpfender Spannflächen

Um die Fugendämpfung zwischen Werkstück und Spannfläche zu erhöhen werden zwei Ansätze verfolgt. Zum einen soll durch Aufrauung der Oberfläche die Mikroreibung zwischen Werkstück und Spannfläche erhöht werden. Zum anderen soll durch Einbringung eines hoch dämpfenden Materials die Fugendämpfung optimiert werden. Hierfür wird jeweils die Oberseite des Obergehäuses angepasst, während der weitere Versuchsaufbau unverändert bleibt. Die in Kapitel 7.2 durchgeführte Versuchsreihe wird dann für jedes Obergehäuse äquivalent wiederholt. Im Folgenden werden die wesentlichen Ergebnisse der Versuchsreihe dargestellt. Eine vollständige Darstellung kann der Arbeit von Rottmann (A_Rottmann 2020) entnommen werden.

Für die Aufrauung der Spannfläche wird ein Laserstrahl-Aufschmelzverfahren gewählt, welches sternlinienförmige ca. 3 mm breite Raustreifen einbringt. Durch Variation der Laserstrahlparameter werden zwei verschiedene Rauheiten mit einem Mittenrauwert von $R_a = 13 \mu\text{m}$ und $R_a = 33 \mu\text{m}$ realisiert (vgl. Abbildung 7-10). Für die Einbringung von dämpfendem Material in die Spannfläche wird eine Nut mit einer Tiefe von 7 mm, einem Innendurchmesser von 70,6 mm und einer Breite von 2,2 mm in das

Obergehäuse gefräst. Darin wird ein Elastomerpaket integriert, welches aus vier flachen Elastomerringen mit je einer Dicke von 2 mm besteht. Das Material besteht aus Acrylnitril-Butadien-Kautschuk, welcher auch in Dichtungen und Verbundwerkstoffen zum Einsatz kommt. Das Ringpaket hat einen Überstand von ca. 1 mm zur Spannfläche, sodass ein Kontakt des Werkstücks mit der planen Spannfläche des Obergehäuses erst ab einer definierten Spannkraft nach elastischer Kompaktierung des Ringpakets zustande kommt.

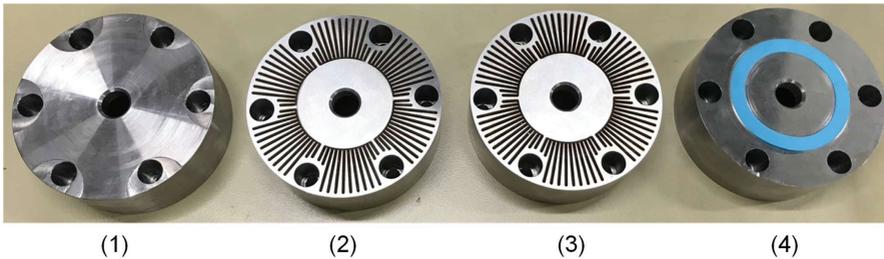


Abbildung 7-10: Untersuchte Spannflächen: plan (1), Aufrauung 13 μm (2), Aufrauung 33 μm (3), integriertes Elastomerringpaket (4)

7.3.2 Untersuchung der Eigenfrequenzen

In einem ersten Schritt wird der Einfluss der Spannfläche auf die Bauteileigenfrequenzen untersucht. Dabei liegt der Fokus auf der Betrachtung der Biegemode, da hier der Einfluss der Fugeneigenschaften als signifikant erwartet wird. Die Verschiebung der ersten Eigenfrequenz der Biegemode bei reiner Axialkraftspannung ist in Abhängigkeit von der Spannfläche in Abbildung 7-11 aufgetragen. Dabei dienen die oben gemessenen Eigenfrequenzen mit planer Spannfläche als Referenz.

Bei sehr geringer Axialkraft von 100 N liegt die Eigenfrequenz bei allen Oberflächen im Bereich von 3.600 Hz. Es zeigt sich also auch hier, dass bei sehr geringen Axialkräften weder der Spannungszustand noch die Fugeneigenschaften Einfluss auf die Bauteileigenschwingung nehmen. Bei Erhöhung der Axialkraft können für die aufgerauten Oberflächen ähnliche Verläufe wie für die plane Oberfläche konstatiert werden. Ab 5 kN konvergiert die Eigenfrequenz gegen einen Wert, welcher für beide Rauheitsgrade bei 3.180 Hz liegt. Die Eigenfrequenzen liegen insbesondere bei 5 kN mit 2.975 und 3.055 Hz deutlich unter der Referenz, die Differenz wird jedoch mit zunehmender

Axialkraft deutlich geringer und liegt bei 30 kN nur noch bei 60 Hz. Bei geringen Axialkräften führt eine aufgeraute Oberfläche somit zu höheren Eigenfrequenzen, was auf die geringere Kontaktfläche zwischen Bauteil und Spannfläche zurückgeführt werden kann. Durch die geringe Kontaktfläche schwingt die Bauteilmasse unabhängig von der des Gesamtsystems, was höhere Eigenfrequenzen um die 3.600 Hz zur Folge hat.

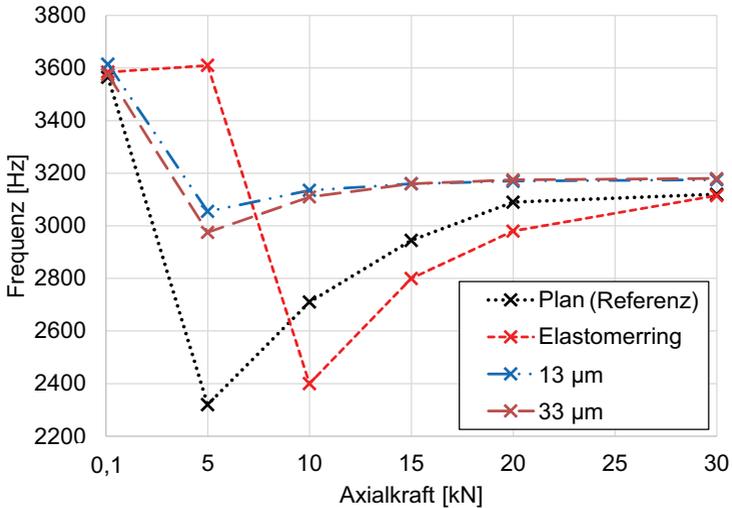


Abbildung 7-11: Eigenfrequenzverschiebung der Biegemode bei unterschiedlichen Spannflächen und 0 bar in Abhängigkeit der Axialkraft

Die initiale Bauteileigenfrequenz für die Spannfläche mit integriertem Elastomerring steigt von 100 N auf 5 kN nur geringfügig um 25 Hz. Bei weiterer Erhöhung der Axialkraft sinkt die Eigenfrequenz auf 2.400 Hz und steigt zwischen 10 und 30 kN an, wobei sie bei 30 kN denselben Wert von 3.115 Hz erreicht wie die plane Spannfläche. Der Verlauf lässt darauf schließen, dass bei geringer Axialkraft kleiner 10 kN noch kein Kontakt zwischen Spannfläche und Werkstückunterseite besteht, weshalb die Eigenfrequenz hoch bleibt. Wird der Kontakt hergestellt, so sind bei mittleren Axialkräften geringere Eigenfrequenzen im Vergleich zur Referenz festzustellen, bei hohen Axialkräften verschwindet die Differenz.

Wird der Vergleich um den Einfluss der Radialspannkraft auf die Biegemode erweitert, so zeigt sich für die aufgerauten Oberflächen die klare Tendenz der Verringerung der

Eigenfrequenz durch höhere Fluiddrücke (vgl. Abbildung 7-12 (b) und (c)). Eine Ausnahme bildet bei 13 μm Aufrauung die Messung bei 2.000 bar und 10 kN, was auf eine fehlerhafte Auswahl der Schwingungsmode zurückzuführen ist. Die Eigenfrequenzverläufe der Spannfläche mit integriertem Elastomerring weisen ab 15 kN dieselbe Tendenz reduzierter Eigenfrequenzen auf. Für geringe Axialkräfte ist erneut keine eindeutige Tendenz erkennbar und eine Einzelfallbetrachtung unter Berücksichtigung der tatsächlichen Kontaktdrücke notwendig (vgl. Abbildung 7-12 (a)).

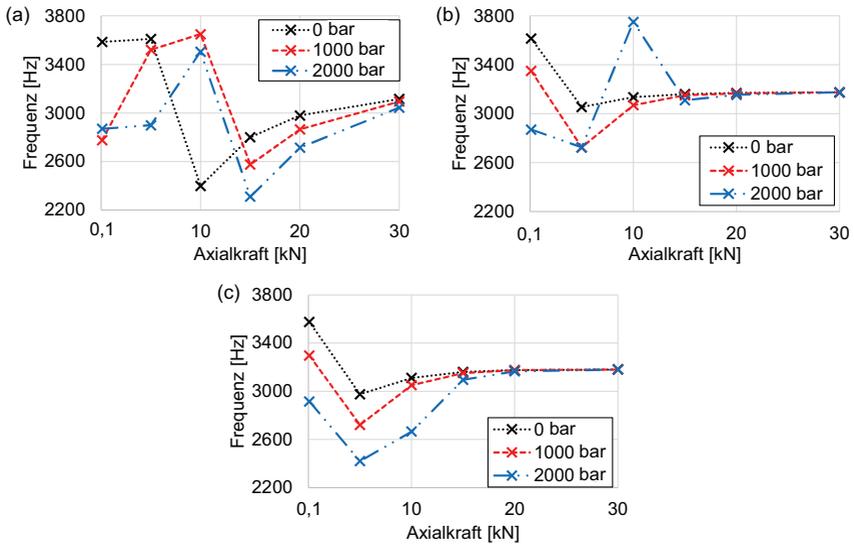


Abbildung 7-12: Einfluss der Spannkkräfte auf die Eigenfrequenz der Biegemode für Spannfläche mit Elastomerring (a), 13 μm Aufrauung (b) und 33 μm Aufrauung (c)

Der Einfluss der Spannflächeneigenschaften auf die Torsionsmode ist im Vergleich zur Biegemode deutlich geringer, qualitativ aber ähnlich ausgeprägt. Für Axialkräfte größer 15 kN beträgt die Verschiebung von 0 zu 2.000 bar 190 Hz für die Spannfläche mit Elastomerring. Für die aufgerauten Oberflächen sind die Differenzen mit 20 – 30 Hz deutlich geringer.

7.3.3 Vergleich modaler Dämpfungsgrade

Um den Einfluss der Spannfläche auf den Dämpfungsgrad zu bewerten wird der Quotient aus dem jeweiligen pro Spannfläche ermittelten Dämpfungsgrad und dem der planen Spannfläche berechnet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 7-7 dargestellt, wobei für den Vergleich auf Axialkräfte größer 15 kN fokussiert wird. Es wird deutlich, dass die Aufrauung der Oberfläche den Dämpfungsgrad bei hohen Axialkräften nicht positiv beeinflusst. Die geringsten Dämpfungsgrade im Verhältnis zur planen Oberfläche treten bei hohen Radialspannungen und 15 kN Axialkraft auf. Dabei reduziert die rauere Oberfläche mit 33 µm Mittenrauwert die Dämpfungsgrade etwas geringer als die Oberfläche mit 13 µm Mittenrauwert. Lediglich bei 30 kN und 0 bar kann eine Verbesserung durch die Aufrauung festgestellt werden. Bei geringen Axialkräften bis 10 kN treten vereinzelt auch deutliche Steigerungen des Dämpfungsgrads, insbesondere bei 33 µm Aufrauung, auf.

Tabelle 7-7: Verhältnis des jeweiligen Dämpfungsgrads der Biegemode zu planer Spannfläche in Abhängigkeit der Spannkräfte

		Axialkraft [kN]						
		Druck [bar]	0,1	5	10	15	20	30
Elasto	0	0,26	0,53	3,19	2,12	4,11	1,95	
	1000	2,92	1,00	0,56	2,61	3,5	2,67	
	2000	1,38	1,08	0,92	3,44	1,97	2	
13µm	0	-	0,31	0,44	0,36	0,79	0,87	
	1000	0,74	2,81	0,31	0,4	0,52	0,75	
	2000	0,84	0,66	1,49	0,26	0,28	0,59	
33µm	0	0,67	0,70	0,60	0,54	0,94	1,18	
	1000	3,26	1,98	0,47	0,46	0,8	1,02	
	2000	0,94	3,05	1,64	0,4	0,36	0,85	

Das Einbringen des Elastomerpakets wirkt sich hingegen positiv auf die Dämpfungsgrade aus. Die Dämpfungsgrade der planen Oberfläche können um Faktor 1,95 (30 kN und 0 bar) bis 4,11 (20 kN, 0 bar) erhöht werden. Eine Tendenz hinsichtlich der Axial- oder Radialkräfte ist bei dieser vergleichenden Untersuchung nicht zu erkennen. Zieht man die absoluten Werte der Dämpfungsgrade heran (Abbildung 7-13), so ist der steigende Einfluss der Hydrodehnspannung insbesondere bei 15 kN deutlich zu erkennen. Hier kann ein sehr hoher Dämpfungsgrad mit ca. 6 % erreicht werden. Der Einfluss der

Hydrodehnspannung und der absolute Dämpfungsgrad sinken wie bei der planen Oberfläche mit steigender Axialkraft.

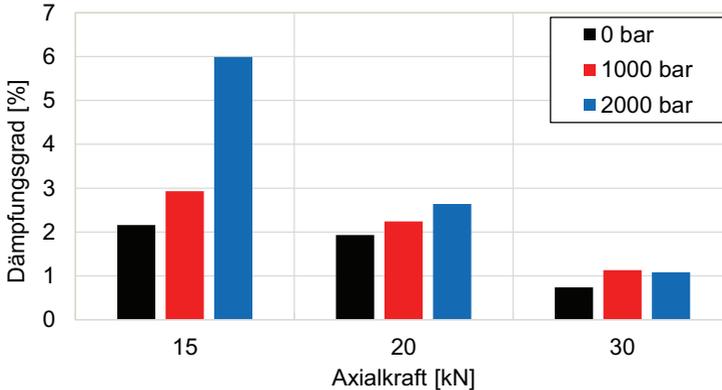


Abbildung 7-13: Dämpfungsgrade der Biegemode der Spannfläche mit integriertem Elastomer

Die Auswirkungen der Spannfläche auf die Dämpfungsgrade der Torsionsmode sind deutlich geringer als die der Biegemode. Für die aufgerauten Oberflächen werden mit wenigen Ausnahmen 80 bis 120 % des Dämpfungsgrads bei planer Oberfläche erzielt. Dabei haben die Spannkkräfte einen sehr geringen Einfluss auf die Varianz der Dämpfungsgrade. Bei hohen Axialkräften ab 15 kN beträgt diese lediglich 0,18 % für die Aufrauhung mit 13 μm und 0,04 % für 33 μm . Die Einbringung der Elastomerringe hat auf die Torsionsmode ebenfalls nur geringe Auswirkungen. Bei 0 bar und Axialkräften bis 15 kN wird der Dämpfungsgrad um bis zu 40 % erhöht, insbesondere bei hohen Axialkräften sinkt er jedoch um bis zu 44 %. Die Radialspannung wirkt sich bei hohen Axialkräften positiv auf die Dämpfungsgrade aus, wobei äquivalent zur Biegemode die Steigerung des Dämpfungsgrads mit höherer Axialkraft abnimmt.

7.3.4 Vergleich dynamischer Nachgiebigkeiten

Beim Vergleich der Quotienten der dynamischen Nachgiebigkeiten im Vergleich zur planen Spannfläche wird für die Biegemode deutlich, dass das Elastomerringpaket die Nachgiebigkeit für Axialkräfte größer 10 kN deutlich reduziert (vgl. Tabelle 7-8). Für hohe Axialkräfte beträgt die dynamische Nachgiebigkeit nur noch 8 % bei 20 kN und 0 bar. Die Hydrodehnspannkkräfte erhöhen diese tendenziell auch hier leicht. Für geringe

Axialkräfte ist die Nachgiebigkeit mit Elastomerring bei 100 N und 5 kN deutlich höher. Die gleichen Zusammenhänge gelten für die Torsionsmode, wobei hier die Reduktion der Nachgiebigkeit auf maximal 22 % des Werts mit planer Spannfläche geringer ausfällt.

Für die aufgerauten Spannflächen gilt tendenziell ebenfalls, dass die dynamischen Nachgiebigkeiten bei hohen Axialkräften reduziert und bei geringen Axialkräften bis 5 kN erhöht werden. Bei 33 µm Aufrauung ist dies auch bei 15 kN der Fall. Hier sind auch vereinzelt deutliche Abweichungen zu finden, welche auf eine fehlerhafte Modenbestimmung zurückzuführen sind.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass bei hohen Axialkräften ab 15 kN ein positiver Einfluss aller Spannflächen auf die dynamische Nachgiebigkeit, insbesondere der Biegemode, gemessen werden kann. Dabei reduziert das integrierte Elastomerringpaket die dynamische Nachgiebigkeit am deutlichsten um bis zu 92 %.

Tabelle 7-8: Quotient der jeweiligen dynamischen Nachgiebigkeit der Biegemode im Vergleich zu planer Spannfläche in Abhängigkeit der Spannkräfte

		Axialkraft [kN]					
Druck [bar]		0,1	5	10	15	20	30
Elasto	0	10,92	1,74	0,78	0,17	0,08	0,10
	1000	4,33	1,82	0,54	0,18	0,10	0,09
	2000	0,92	1,17	0,19	0,37	0,19	0,13
13µm	0	11,31	1,01	0,89	1,79	0,22	0,17
	1000	0,67	15,64	0,62	0,50	1,24	0,19
	2000	1,12	8,00	0,05	10,04	0,49	0,27
33µm	0	0,92	2,10	0,77	1,30	0,16	0,13
	1000	3,17	14,00	0,39	1,57	0,90	0,71
	2000	0,24	3,00	0,67	3,78	1,70	0,20

7.3.5 Fazit zur Untersuchung des Einflusses der Spannfläche

Die im vorigen Kapitel aufgestellte Hypothese, dass die Fugendämpfung zwischen Bauteilunterseite und Spannfläche entscheidenden Einfluss auf die dynamischen Eigenschaften des Bauteils hat kann durch die dargestellten Untersuchungen bestätigt werden. Dabei treten strukturelle Effekte analog zu den Ergebnissen der planen Spannflä-

che insbesondere bei höheren Axialkräften ab 10 kN auf. Die Überlagerung unterschiedlicher Effekte bei geringen Axialkräften erfordern die Auswertung für jeden Spannungszustand individuell.

Der Einfluss der aufgerauten Oberfläche zeigt sich insbesondere in höheren Eigenfrequenzen und geringeren dynamischen Nachgiebigkeiten im Vergleich zur planen Spannfläche. Dies kann auf die verringerte Kontaktfläche aufgrund der Aufrauhung zurückgeführt werden. Hinsichtlich der Erhöhung der Dämpfungsgrade ist eine Aufrauhung mit höherem Mittenrauwert von Vorteil. Im Vergleich zur planen Oberfläche sind jedoch nur geringe Steigerungen um 18 % bei 30 kN und 0 bar möglich. Die Kombination mit der Hydrodehnspanntechnik ist insbesondere bei 5 und 10 kN von Vorteil. Hier werden Dämpfungsgrade bis 1,74 % erreicht.

Der Einfluss der Spannfläche mit integriertem Elastomerringpaket auf die Eigenfrequenzen ist abhängig vom gewählten Überstand. Nach elastischer Kompaktierung des Pakets durch die Axialkraft und bei Kontakt zwischen Spannfläche und Bauteilunterseite werden etwas geringere Eigenfrequenzen im Vergleich zur planen Spannfläche beobachtet, was auf die weniger steifen Materialanteile des Elastomers zurückgeführt werden kann. Die Dämpfung wird durch das Elastomerringpaket grundsätzlich positiv beeinflusst. Für die Biegemode können in Kombination mit der Hydrodehnspanntechnik bei 2.000 bar und 15 kN bis zu 6 % Dämpfungsgrad erreicht werden, was dem 3,4 fachen der planen Spannfläche entspricht. Der positive Einfluss des Fluiddrucks nimmt mit steigender Axialkraft ab. In Summe ermöglicht die Kombination dieser beiden Konstruktionselemente jedoch deutlich erhöhte Dämpfungsgrade. Auch die dynamischen Nachgiebigkeiten werden durch das Einbringen des Elastomers insbesondere für hohe Axialkräfte deutlich auf bis zu 8 % im Vergleich zur planen Spannfläche verringert.

8 Identifikation und Vorhersage modaler Dämpfungsparameter

Im vorliegenden Kapitel wird ein Ansatz zur Vorhersage modaler Dämpfungsparameter des Spannsystems untersucht, um die Einstellbarkeit des Spannsystems unabhängig von der Bauteilgeometrie zu ermöglichen. Hierfür wird ein Modellansatz aus der Literatur auf das Spannsystem angewendet, welcher abhängig vom Einspannungszustand des Bauteils eine Vorhersage der Dämpfungsparameter je Schwingungsmode des Demonstratorbauteils ermöglicht. Für die Anwendung des Modells werden in einem ersten Schritt die Eigenfrequenzen des Gesamtsystems bestehend aus Bauteil und Spannsystem sowie dessen Dämpfungswerte je Schwingungsmode experimentell für jede Dissipationsquelle bestimmt (Kapitel 8.1). Durch Anwendung bekannter Berechnungs- und Schätzverfahren aus der Literatur werden aus den experimentell bestimmten modalen Dämpfungswerten im Modell hinterlegbare Dämpfungsparameter für jede Dissipationsquelle identifiziert (Kapitel 8.2). In Kapitel 8.3 wird ein Ansatz aus der Literatur zur Vorhersage der modalen Dämpfungsparameter des Gesamtsystems angewendet und bewertet. Dieser nutzt das Superpositionsprinzip lokaler Dissipationsquellen. Eine ausführliche Darstellung der methodischen Vorgehensweise und der Simulationsergebnisse ist der Arbeit von Corduan (A_Corduan 2020) zu entnehmen. Im Folgenden werden die wesentlichen Punkte dargestellt.

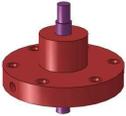
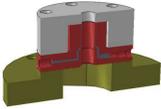
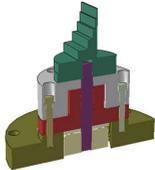
8.1 Experimentelle Bestimmung der modalen Dämpfung

Die experimentelle Bestimmung der modalen Dämpfungswerte verfolgt das Ziel, den Beitrag einzelner Dissipationsquellen zur Dämpfung der Bauteilschwingung für jede Schwingungsform zu identifizieren. Da sich in einem schwingenden Gesamtsystem die Beiträge einzelner lokaler Dissipationsquellen zu einer von der Bauteilschwingungsform abhängigen Dämpfung überlagern, muss eine Methode angewandt werden, welche es erlaubt, durch Superposition von Einzelmessungen den jeweiligen Dämpfungsanteil lokaler Dissipationsquellen zu identifizieren. Bei den Dissipationsquellen muss zwischen der Materialdämpfung der Bauteile, der Fluiddämpfung sowie der Fugendämpfung unterschieden werden. Hierfür ist eine strukturierte Versuchsplanung notwendig.

8.1.1 Versuchsplanung

Für die Durchführung der Messungen wird das Gesamtsystem sequenziell aufgebaut. Für jede Messung wird ein Montagezustand (MZ) bestimmt. Dabei wird für jeden neuen MZ nur eine bis dahin nicht bestimmte Dissipationsquelle hinzugefügt, während der Einfluss der bisherigen bereits bekannten Dissipationsquellen konstant bleibt. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass der Spannungszustand starken Einfluss auf die lokale Dämpfung hat. Deshalb müssen diskrete Spannungszustände je Montagezustand untersucht werden. Aus der Kombination von Montagezustand und Spannungszustand ergibt sich die in Tabelle 8-1 dargestellte Versuchsplanung.

Tabelle 8-1: *Untersuchte Montage- und Spannungszustände zur Bestimmung lokaler Dämpfungsparameter (A_Corduan 2020)*

Montagezustand A: Aufhängung F: Federaufstellung	Spannungszustand	Dämpfungsparameter	Baugruppe
MZ1 _A	Öldruck: 0 bar 500 bar 1000 bar 1500 bar	Materialdämpfung + Dämpfung des Öls	
MZ2 _A	Öldruck: 0 bar 500 bar 1000 bar 1500 bar	Fugendämpfung Spannbolzen-Dehnkammer	
MZ3 _F	Öldruck: 0 bar 500 bar 1000 bar 1500 bar	Fugendämpfung Ober-/Untergehäuse- Dehnkammer	
MZ4 _F	Axialkraft: 100 N 5 kN 10 kN 15 kN 20 N 30 kN	Fugendämpfung Bauteil-Obergehäuse	

Dabei spezifiziert der Index des Montagezustands die Lagerung der zu vermessenden Baugruppe. Für die Messung der Materialdämpfung des Hydrodehnbauteils und des Öls sowie der Fugendämpfung Spannbolzen-Dehnkammer wird das Bauteil an zwei

Nylonfäden in den Schwingungsknoten frei schwingend aufgehängt. Für alle weiteren Montagezustände wird eine Aufstellung auf drei geölten Druckfedern gewählt.

Die Messungen werden mit triaxialen Beschleunigungssensoren, einem für Modalanalysen geeigneten Verstärkermodul und einem Messrechner durchgeführt. Die Anregung erfolgt durch einen mit einem Kraftsensor und mit dem Verstärkermodul ausgestatteten Impulshammer. Die eingesetzte Messtechnik und die Auswertesoftware wurden bereits in Kapitel 7.1.1 näher beschrieben.

8.1.2 Experimentelle Bestimmung der modalen Dämpfung

Für die experimentelle Messung der modalen Dämpfungsparameter werden zunächst die Eigenschwingungsformen der jeweiligen Baugruppen vereinfacht simuliert (vgl. Tabelle 8-2). Jeweils die ersten beiden Eigenschwingungsformen sind von Interesse, da deren Eigenfrequenzen im Frequenzband zwischen 0 und 10.000 Hz liegen. Höherfrequente Schwingungen werden vernachlässigt, um den Untersuchungsaufwand einzugrenzen. Für die spätere Auswertung des Einflusses der Spannkkräfte auf die Bauteilschwingungen sind Schwingungen größer 10.000 Hz von untergeordneter Bedeutung, da deren Einfluss auf das Bearbeitungsergebnis im Zerspanungsprozess weniger ausgeprägt ist. Aus den jeweiligen beiden Eigenschwingungsformen wird der optimale Ort für die Anbringung des Beschleunigungssensors für jeden Montagezustand ausgewählt. Dieser wird so gewählt, dass er auf einem sog. *driving point* liegt, dessen Frequenzantwort die Amplituden beider Eigenfrequenzen gut abbildet, also nicht auf einem Schwingungsknoten liegt, welcher keine Auslenkung erfährt. Zur Bestimmung der Beschleunigungsfrequenzgänge wird aus fünf Anschlägen pro Messung gemittelt, um den Einfluss von Messungenauigkeiten wie beispielsweise unterschiedliche Kippwinkel oder variierende Anschlagpunkte des Impulshammers zu minimieren. Für die Bestimmung der Dämpfungsgrade ist weiter eine ausreichend lange Ausschwingzeit erforderlich, welche hier mit 0,16 s eingestellt wird. Aus den jeweiligen gemittelten Beschleunigungsfrequenzgängen werden die Dämpfungsgrade der jeweiligen Eigenfrequenz mittels der Halbwertsbreiten-Methode (vgl. Kapitel 2.3.3) bestimmt. Eine detaillierte Beschreibung der methodischen Vorgehensweise ist in Kapitel 7.1.2 ausgeführt.

Tabelle 8-2: Erste und zweite simulierte Eigenschwingungsform und -frequenz je MZ

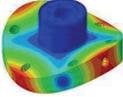
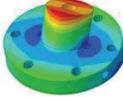
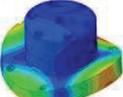
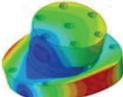
Montagezustand	1. Eigenfrequenz [Hz]	Verformungsbild	2. Eigenfrequenz [Hz]	Verformungsbild
MZ1	6.115		10.000	
MZ2	4.890		9.940	
MZ3	3.683		4.865	
MZ4	2.100		8.000	

Tabelle 8-3 zeigt die ermittelten Eigenfrequenzen und jeweiligen Dämpfungsgrade in Prozent für sämtliche Montagezustände in Abhängigkeit des eingestellten Fluiddrucks. Für MZ 1 ist zu erkennen, dass die erste Eigenfrequenz, welche eine Biegeschwingung der Flanschfläche ist, annähernd konstant bleibt. Die zweite Eigenfrequenz, bei der es sich um die Biegeschwingung der Dehnkammer handelt, erhöht sich um ca. 37 Hz, was auf die aussteifende Wirkung des Öldrucks zurückgeführt werden kann. Die Dämpfung steigt mit höherem Fluiddruck jeweils leicht an. Die gemessenen Eigenfrequenzen liegen deutlich unter den simulierten Werten.

Im 2. MZ bestehen die Eigenformen aus einer reinen Biegeschwingung des Spannbolzens sowie aus einer kombinierten Biegeschwingung von Spannbolzen und Dehnkammer. In beiden Fällen steigt die Eigenfrequenz mit höherem Öldruck deutlich um bis zu 715 Hz bei der ersten Eigenschwingungsform an. Dies kann auf die aussteifende Wirkung des anliegenden Hydrodehnspanndrucks zurückgeführt werden. Während die

Dämpfung bei der zweiten Eigenfrequenz ebenfalls mit ansteigt, ist sie bei der ersten Eigenform mit Ausnahme der Einstellung von 250 bar konstant. Dies ist dadurch zu erklären, dass lediglich der obere Teil des Spannbolzens schwingt und der eingestellte Fluiddruck über 250 bar keinen Einfluss auf die Dämpfung besitzt, da die Hydrodehnspannkammer nicht Teil der Schwingungsform ist.

Tabelle 8-3: Bestimmte Eigenfrequenzen mit Dämpfungsgrad abhängig vom Fluiddruck

	Mode	1				2			
MZ 1	Öldruck [bar]	0	500	1000	1500	0	500	1000	1500
	Frequenz [Hz]	5450	5450	5456	5444	7838	7844	7863	7875
	Dämpfung [%]	0,13	0,15	0,18	0,13	0,15	0,17	0,17	0,18
MZ 2	Öldruck [bar]	250	500	1000	1500	250	500	1000	1500
	Frequenz [Hz]	4703	5150	5337	5418	8047	8197	8284	8356
	Dämpfung [%]	1,62	1,25	1,24	1,24	0,68	0,95	0,82	1,01
MZ 3	Öldruck [bar]	0	500	1000	1500	0	500	1000	1500
	Frequenz [Hz]	3966	3966	3964	3964	5682	5676	5668	5664
	Dämpfung [%]	0,08	0,08	0,08	0,09	0,19	0,2	0,25	0,29
MZ 4	Axialkraft [kN]	0,1	10	20	30	0,1	10	20	30
	Frequenz [Hz]	3565	2710	3090	3120	3630	3515	3565	3565
	Dämpfung [%]	2,08	0,97	0,47	0,38	0,27	0,48	0,66	0,62

Im Montagezustand der Dehnkammer mit unterem Gehäuse (MZ 3) bestehen die beiden Eigenschwingungsformen aus Biegeschwingungen des unteren Gehäusebauteils (1. Mode) sowie beider Bauteile (2. Mode). Der eingestellte Fluiddruck hat auf die erste Mode nur geringen Einfluss, bei der zweiten ist ein leichtes Sinken der Eigenfrequenz um 38 Hz und ein Anstieg der Dämpfung um 0,1 % zu erkennen.

Die Untersuchung der Eigenfrequenzen des Gesamtsystems mit Beispielbauteil (MZ 4) zeigt eine Biegeschwingung des Bauteils (1. Mode) und eine Torsionsschwingung (2. Mode). Für die Bestimmung der Dämpfungsparameter spielt in diesem Montagezustand nur der Einfluss der Axialkraft bei einem Öldruck von 0 bar eine Rolle. Hiermit soll der Einfluss der Fuge zwischen Bauteil und Obergehäuse als Dissipationsquelle untersucht werden.

8.2 Bestimmung lokaler Dämpfungswerte

Je nach Art der lokalen Dissipationsquelle werden verschiedene Ansätze für die Berechnung oder Schätzung der jeweiligen Dämpfungswerte als Eingangsparameter für das Gesamtsystem gewählt.

Materialdämpfung

Die Materialdämpfungswerte werden als konstant und frequenzunabhängig angenommen. Die jeweiligen Verlustfaktoren werden aus der Literatur entnommen. Diese Werte variieren je nach Quelle um bis zu 48 %, weshalb nicht spezifisch nach Legierungstyp unterschieden wird, können aber als Näherung dienen (vgl. Niehues 2015 und Großmann et al. 2016). Für die Stahlkomponenten wie Ober- und Untergehäuse, Spannbolzen, Spannmutter und Dehnkammerbauteil wird ein Verlustfaktor von $1,0 \cdot 10^{-4}$ und für das Werkstück aus Aluminium ein etwas geringerer Faktor von $0,68 \cdot 10^{-4}$ angenommen.

Dämpfung der Dehnkammer

Da konstruktiv bedingt im experimentellen Setup nicht die Möglichkeit besteht, Dämpfungsanteile von Dehnkammerbauteil und Öl separat voneinander zu messen, wird beiden Komponenten derselbe Dämpfungsparameter zugewiesen und diese somit als eine Dissipationsquelle betrachtet. Da beim Öl von einem stark viskosen Dämpfungsverhalten auszugehen ist, wird hier im Gegensatz zu Material- und Fugendämpfung der Ansatz der Rayleigh-Dämpfung verwendet, welcher eine frequenzabhängige viskose Dämpfung abbildet. Hierfür wird ein lineares Gleichungssystem aufgestellt, aus welchem die Alpha- und Beta-Werte für das Modell ermittelt werden (vgl. Kapitel 2.3.4). Diese werden in Abhängigkeit vom Spannungszustand bestimmt, wobei der Fluiddruck in 500 bar Schritten diskretisiert wird. Der Zusammenhang zwischen dem Dämpfungsparameter $\xi_{DK,SZ}$ der Dehnkammer (DK) im jeweiligen Spannungszustand (SZ), der zu ermittelnden Rayleigh-Parameter, der Eigenfrequenz im jeweiligen Montagezustand und dem Verlustfaktor der Dehnkammer η_{DK} ergibt sich in Formel 8-1.

$$\xi_{DK,SZ} = \left(\frac{\alpha_{DK,SZ}}{4\pi f} \right) + (\beta_{DK,SZ}\pi f) + \frac{1}{2}\eta_{DK} \quad \text{Formel 8-1}$$

Aus dem daraus resultierenden linearen Gleichungssystem werden die in Tabelle 8-4 dargestellten Alpha- und Beta-Werte ermittelt und im Modell hinterlegt.

Tabelle 8-4: Ermittelte Rayleigh-Dämpfungs-Koeffizienten

	0 bar	500 bar	1000 bar	1500 bar
$\alpha_{DK, sz}$	32,06	40,2	80,01	5,27
$\beta_{DK, sz}$	4,56684E-08	5,05E-08	3,4E-08	6,86E-08

Fugendämpfung

Die in Kapitel 6.2.1 beschriebenen Dünnschichtelemente werden als virtuelle Strukturkomponenten implementiert, um die Dämpfungseigenschaften der Fuge Werkstück – Spannfläche sowie Dehnkammer – Spannbolzen zu modellieren. Der Literatur kann entnommen werden, dass die Höhe der Dünnschicht \check{h} im Verhältnis zur Länge l im Bereich $\frac{1}{100} \geq \frac{\check{h}}{l} \geq \frac{1}{1000}$ liegen sollte (Schmidt et al. 2012). Für die Modellierung der Dünnschicht zwischen Bauteil und Spannfläche wird daher eine Höhe von 0,1 mm gewählt. Die Dichte wird mit 1 % zu der von Stahl gewählt, um Eigenmoden im Bereich unter 10 kHz zu vermeiden. Um die normalen und tangentialen Kontaktsteifigkeiten (k_{\perp} und k_{\parallel}) abzubilden werden die Elastizitätskonstanten nach (Schwarz 2015) wie folgt berechnet:

$$E_{\perp} = k_{\perp} \check{h}$$

$$E_{\parallel} = k_{\parallel} \check{h}$$

Für die Schätzung geeigneter Werte kann wiederum auf vergleichbare Beispiele aus der Literatur zurückgegriffen werden (Schmidt et al. 2012). Die Tangentialsteifigkeit wird mit $E_{\parallel} = 5 \text{ GPa}$ äquivalent zur Dünnschicht Dehnkammer – Spannbolzen angenommen, die Normalsteifigkeit mit $E_{\perp} = 50 \text{ GPa}$ zwischen den Werten des E-Moduls von Stahl und der Tangentialsteifigkeit. Mittels dieser Werte wird die Elastizitätsmatrix der Dünnschicht nach (Schwarz 2015) hinterlegt:

$$[E] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & E_{\perp} & 0 & 0 & 0 \\ & & & 1 & 0 & 0 \\ & sym & & & E_{\parallel} & 0 \\ & & & & & E_{\parallel} \end{bmatrix}$$

Zur Berechnung der Fugendämpfung Dehnkammer-Spannbolzen, im Folgenden als Fuge 1 bezeichnet, in Abhängigkeit der Schwingungsform werden von den modalen

Dämpfungswerten des zweiten Montagezustands die geschätzten Materialdämpfungswerte des Spannbolzens sowie die oben bestimmte Dämpfung des Dehnkammerbauteils abgezogen. Formel 8-2 beschreibt diesen Zusammenhang, wobei der Index die Schwingungsform beschreibt.

$$\xi_{Fuge1,l} = \xi_{MZ2,l} - \left(\left(\frac{\alpha_{DK,SZ}}{4\pi f} \right) + (\beta_{DK,SZ}\pi f) \right) - \frac{1}{2}(\eta_{Bolzen} + \eta_{DK}) \quad \text{Formel 8-2}$$

Mittels Formel 8-2 werden die Dämpfungswerte in Tabelle 8-5 berechnet. Der Index l repräsentiert hierbei die jeweilige Schwingungsform.

Tabelle 8-5: Berechnete modale Fugendämpfung Spannbolzen - Dehnkammer

	250 bar	500 bar	1000 bar	1500 bar
$\xi_{Fuge1,l=1}$	0,01488	0,01096	0,01053	0,01105
$\xi_{Fuge1,l=2}$	0,005228	0,00771	0,00645	0,00815

Analog zur subtraktiven Berechnung der Fuge Spannbolzen-Dehnkammer kann der dissipative Anteil der vorgespannten Fugen zwischen Obergehäuse, Dehnkammer und Untergehäuse (Fuge 2) berechnet werden. Hierfür werden vom gemessenen Dämpfungswert des dritten Montagezustands der viskose Anteil der Dehnkammer mit Öl sowie die Materialdämpfungen des Dehnkammerbauteils und der Gehäusebauteile abgezogen (vgl. Formel 8-3).

$$\xi_{Fuge2,l} = \xi_{MZ3,l} - \left(\left(\frac{\alpha_{DK,SZ}}{4\pi f} \right) + (\beta_{DK,SZ}\pi f) \right) - \frac{1}{2}(\eta_{DK} + \eta_{OG} + \eta_{UG}) \quad \text{Formel 8-3}$$

Es ergeben sich für alle Schwingungsformen Dämpfungswerte in der Größenordnung von $\pm 0,01$ %. Diese sehr geringen Werte sind aufgrund der hohen Vorspannung mit sechs Zylinderschrauben und 40 Nm Anzugsdrehmoment erwartbar. Leicht negative Dämpfungswerte entstehen durch Messungenauigkeiten und eine hohe Gewichtung des niederfrequenten Anteils der Rayleigh-Dämpfung, welcher durch die im Vergleich zu anderen Montagezuständen hohe Masse hervorgerufen wird. Aufgrund der Tatsache, dass die für Fuge 2 ermittelten Dämpfungswerte im Vergleich zu den anderen Fugendämpfungen um Faktor 50 bis 150 geringer sind, werden diese im weiteren Verlauf vernachlässigt.

Für die Berechnung der Fuge Bauteil – Spannfläche (Fuge 3) werden aus den gemessenen Dämpfungswerten des Montagezustands mit Bauteil (MZ 4) analog zu Formel 8-3 zusätzlich die Materialdämpfungswerte des Bauteils und des Spannbolzens abgezogen (vgl. Formel 8-4).

$$\xi_{Fuge3,l} = \xi_{MZ4,l} - \left(\left(\frac{\alpha_{DK,SZ}}{4\pi f} \right) + (\beta_{DK,SZ}\pi f) \right) - \frac{1}{2}(\eta_{DK} + \eta_{OG} + \eta_{UG} + \eta_{Bolzen} + \eta_{Bauteil}) \quad \text{Formel 8-4}$$

Die berechneten Dämpfungswerte sind in Tabelle 8-6 für die jeweilige eingestellte Axialkraft dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Dämpfungswirkung der Fuge für die erste Schwingungsform mit steigender Axialkraft von 1,9 % bei 100 N auf 0,23 % abnimmt. Dies trifft nicht auf die zweite Schwingungsform zu, hier hat die Axialkraft offensichtlich keinen strukturellen Einfluss.

Tabelle 8-6: Dämpfungswerte der Fuge Werkstück - Spannfläche

	100 N	5 kN	10 kN	15 kN	20 kN	30 kN
$\xi_{Fuge3,l=1}$	0,01934	0,01684	0,00814	0,00868	0,0032	0,0023
$\xi_{Fuge3,l=2}$	0,00124	0,00433	0,00334	0,00184	0,00514	0,00474

8.3 Vorhersagemodell modaler Dämpfungsparameter

Im vorangegangenen Kapitel wurde anhand der in Kapitel 8.1 für unterschiedliche Montagezustände und Schwingungsformen experimentell bestimmten Dämpfungswerte auf die Dämpfungswerte sämtlicher Dissipationsquellen in Abhängigkeit der eingestellten Radial- bzw. Axialspannkraften geschlossen. Um aus den im Modell hinterlegten lokalen Beiträgen der Dissipationsquellen eine hinreichend genaue Vorhersage zur Dämpfung des Gesamtsystems in Abhängigkeit von Schwingungsform und eingestellten Spannkraften zu erlangen besteht die Möglichkeit diese lokalen Modelle mittels Parametrierung zu einem globalen Modell zu kombinieren (Niehues & Zäh 2012). Im Folgenden wird dieser Ansatz aus der Literatur von Werkzeugmaschinenstrukturen auf das Spannsystem angewendet.

Für den Ansatz wird die Annahme getroffen, dass die Dämpfungswirkung der experimentellen Aufstellung auf Druckfedern bzw. Aufhängung an einem Nylonfaden vernachlässigbar ist. Es ist davon auszugehen, dass die durch die Lagerung erzeugten

Energieverluste beim Ausschwingen keinen relevanten Einfluss auf die Gesamtdämpfung nehmen, da die Kontaktstellen in den Schwingungsknoten der Eigenformen der Komponenten liegen.

Es wird angenommen, dass sich die Anteile der Dämpfungen einer jeden Schwingungsform zu einer Gesamtdämpfung aufsummieren lassen. Dabei wird der jeweilige Anteil auf Basis der Lage der Dissipationsquelle und der Schwingungsform abgeschätzt. Liegt beispielsweise eine Fuge in einem Bereich mit hoher Schwingungsamplitude oder sind aufgrund der Schwingungsform Relativbewegungen der Oberflächen zueinander zu erwarten, ist der Anteil der Fugendämpfung zur Gesamtdämpfung bei dieser Schwingungsform als hoch einzuschätzen. Gegenteiliges gilt für Dissipationsquellen, welche in einem Schwingungsknoten liegen oder bei einer Schwingungsform nur geringe Amplituden erfahren.

Auf Basis der in Tabelle 8-2 abgebildeten Schwingungsformen ist ein deutlich höherer Anteil der zweiten Mode an der Gesamtdämpfung zu erwarten, da beide Fugen Bauteil – Spannfläche sowie Dehnkammerbauteil – Spannbolzen höhere Amplituden erfahren als bei Mode 1. Daher wird der Anteil der ersten Mode mit 30 % und der der zweiten Mode mit 70 % an der Gesamtdämpfung ξ_r abgeschätzt (vgl. Formel 8-5).

$$\xi_r = 0,3 \xi_{r,1.Mode} + 0,7 \xi_{r,2.Mode} \quad \text{Formel 8-5}$$

Aus den in Kapitel 8.2 in Tabelle 8-5 und Tabelle 8-6 ermittelten lokalen Dämpfungswerten kann daraus die Fugendämpfung in Abhängigkeit der eingestellten Spannkraft berechnet werden (vgl. Tabelle 8-7). Zu erkennen ist, dass die Dämpfungswerte der ersten Fuge mit steigendem Öldruck ebenfalls leicht ansteigen, während die zweite Fugendämpfung mit steigender Axialspannkraft keinen eindeutigen Trend aufweist.

Tabelle 8-7: Geschätzte Fugendämpfungen für verschiedene Spannungszustände

Dämpfung Fuge 1		Dämpfung Fuge 3	
Öldruck [bar]	Dämpfung [%]	Axialkraft [kN]	Dämpfung [%]
250	0,818	0,1	0,663
500	0,874	5	0,805
1000	0,772	10	0,474
1500	0,907	15	0,385
		20	0,452
		30	0,397

Auf Basis der so abgeschätzten Fugendämpfungswerte kann die Dämpfung des Gesamtsystems ϑ_{GS} mittels Superposition mit Materialdämpfungswerten und viskosem Dämpfungsanteil wie folgt berechnet werden:

$$\vartheta_{GS} = \xi_{Fuge1} + \xi_{Fuge3} + \left(\left(\frac{\alpha_{DK,SZ}}{4\pi f} \right) + (\beta_{DK,SZ}\pi f) \right) + \frac{1}{2}(\eta_{DK} + \eta_{OG} + \eta_{UG} + \eta_{Bolzen} + \eta_{Bauteil})$$

Formel 8-6

Für die Bewertung des Ansatzes werden die aus Schätzung und Berechnung prognostizierten Werte den für jeden Spannungszustand experimentell bestimmten gegenübergestellt und je Mode ausgewertet (vgl. Abbildung 8-1). Zu erkennen ist, dass für geringe Axialkräfte und 0 bar die Dämpfungswirkung der 1. Mode unterschätzt wird, während sie für die 2. Mode überschätzt wird. Bei Axialkräften größer 10 kN sind die Abweichungen mit kleiner 0,5 % hingegen als eher gering zu bewerten. Insbesondere die Dämpfungswerte bei 20 und 30 kN werden gut prognostiziert.

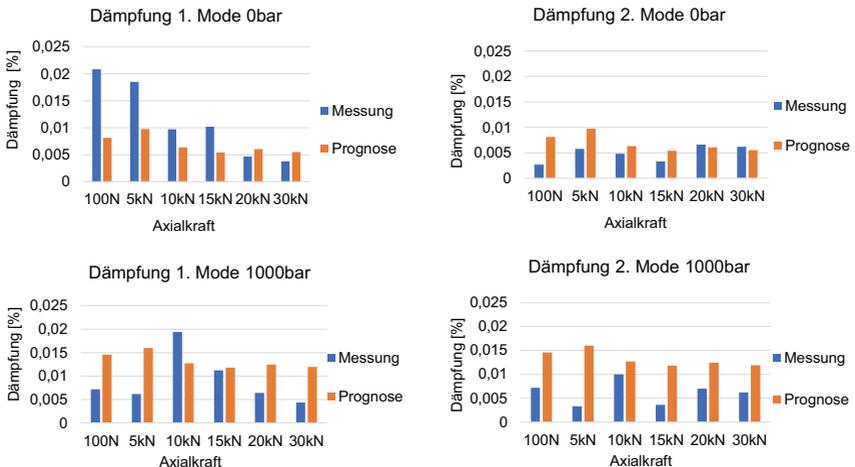


Abbildung 8-1: Vergleich prognostizierte und gemessene Dämpfung bei 0 und 1.000 bar

Bei höheren Fluidrücken ab 1.000 bar überschätzt das Simulationsmodell die Dämpfung bei beiden Moden. Lediglich bei der ersten Mode und einer Axialkraft von 10 kN

liegt die Prognose unter der Messung. Dies kann auf den Effekt der Spannbolzenlängung zurückgeführt werden, welcher in der Schätzung nicht ausreichend abgebildet wird. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die globale Prognosefähigkeit des Modells eingeschränkt aussagekräftig ist. Für geringe Axialkräfte und höhere Fluiddrücke bestehen signifikante Abweichungen, während bei geringen Fluiddrücken und hohen Axialkräften die Dämpfung hinreichend genau prognostiziert wird.

Es ist festzustellen, dass für hohe axiale und geringe radiale Spannkraften das Vorhersagemodell valide ist. Für geringe Axialkräfte und höhere Radialspannungen und der damit verbundenen Überlagerung der Spannungszustände ist die Vorhersage modaler Spannungsparameter basierend auf der Superpositionsmethodik nicht valide. Eine konstruktive Trennung und eine damit einhergehende Vermeidung der Wechselwirkungen zwischen axialer und radialer Spannung scheint für eine valide Vorhersage vorteilhaft. Dies sollte bei einer anwendungsnahen Umsetzung berücksichtigt werden. Es kann aber festgehalten werden, dass mit der vorgestellten Vorgehensweise eine Vorhersage des Dämpfungsgrads in Abhängigkeit der eingestellten Spannkraften ab 20 kN Axialkraft möglich ist und damit unabhängig von der Bauteilgeometrie für diesen Spannkraftbereich eine Einschätzung der Dämpfung erfolgen kann.

9 Gestaltungsrichtlinien zur Umsetzung schwingungsdämpfender Spannsysteme mit Hydrodehnspanntechnik

In den vorangegangenen Kapiteln 4 bis 8 wurden anhand eines Prototyps mit Hydrodehnspanntechnik und eines Demonstratorbauteils die Einflüsse axialer und radialer Spannkkräfte auf die dynamischen Bauteileigenschaften untersucht sowie die Vorhersage der modalen Dämpfungsparameter in Abhängigkeit der eingestellten Spannkkräfte diskutiert. Die gewonnenen Erkenntnisse aus der Grundlagenanalyse zur Hydrodehnspanntechnik, der Realisierung des Prototypen, der Einflussanalyse der Spannkkräfte und der Spannfläche auf Eigenfrequenzen, Dämpfungsgrade und dynamische Nachgiebigkeiten sollen im Folgenden diskutiert und bewertet werden. Aus den Erkenntnissen werden für die Umsetzung anwendungsnaher schwingungsdämpfender Direktspannungssysteme verallgemeinerbare Gestaltungsrichtlinien für die Realisierung der in Kapitel 5.2 beschriebenen Hauptfunktionen (HF) abgeleitet. Diese dienen als Grundlage für auf dieser Arbeit aufbauende Lösungsansätze.

HF1: Werkstückzentrierung und -positionierung

Die hier umgesetzte axiale Positionierung des Werkstücks durch Auflage auf der Spannfläche ist für den anwendungsnahen Einsatz eine als robust und einfach zu realisierende Funktion einzuschätzen. Durch den Kontakt mit der Spannfläche entsteht außerdem erst die Möglichkeit, die Fugeneigenschaften gezielt hinsichtlich passiver Schwingungsdämpfung zu optimieren. Zu berücksichtigen ist jedoch, dass dies vor allem für Bauteile gilt, welche aufgrund ihrer Geometrie eine ausreichend große und plane Anlagefläche aufweisen. Bei Bauteilen mit geringerer Auflagefläche ist davon auszugehen, dass der Einfluss der Fugendämpfung abnimmt. Diese Form der axialen Positionierung ist also vor allem für Bauteile mit einer Planseite zu empfehlen.

Die radiale Positionierung wurde hier durch die Passung der Hydrodehnspannbohrung und des Spannbolzens realisiert. Durch die radial auf den Spannbolzen wirkende Hydrodehnspannung wurde funktionsintegriert die Bauteilzentrierung umgesetzt. Die Positioniergenauigkeit dieser Ausführung ist mit wenigen Mikrometern Abweichung als hoch einzustufen. Die Länge des Spannbolzens und der Hydrodehnkammer haben Einfluss auf die statische Nachgiebigkeit am Tool Center Point (TCP) (vgl. Kapitel 6.6). Damit

entsteht ein Zielkonflikt zwischen der maximalen Kraftaufnahme am TCP und der Aufbauhöhe des Spannsystems, da die Spannbolzenlänge direkten Einfluss hierauf hat. Dieser muss abhängig von den Randbedingungen des Bearbeitungsprozesses und des Maschinenaufbaus gelöst werden. Ziel ist die Realisierung einer minimalen Spannbolzenlänge bei ausreichend hoher statischer Biegesteifigkeit.

Ein weiterer Zielkonflikt besteht in der Tolerierung der Spielpassung zwischen Spannbolzen und Hydrodehnkammerbohrung. Je geringer diese Toleranz, desto schwieriger die Montage des Bauteils. Andererseits bewirkt eine enge Toleranz die Kraftübertragung zwischen Hydrodehnkammer und Spannbolzen und trägt somit zu einer steiferen radialen Einspannung bei. Auch hier ist eine Abwägung zwischen Montagefreundlichkeit und hinreichender Einspannsteifigkeit notwendig.

HF2: Aufbringung axiale Spannkraft

Die Realisierung des axialen Hubs mittels manueller Hydrodehnspannmutter ist als kompakte und robuste Lösung zur Aufbringung der axialen Spannkraft zu bewerten. Voraussetzung für die Aufbringung der Axialspannkraft ist das spielfreie Anliegen des Ringkolbens. Aufgrund der direkten Schnittstelle zum Spannbolzen erforderte dies beim umgesetzten Prototypen eine Justage zwischen Bauteil, Spannbolzen und Hydrodehnspannmutter. Die Zugänglichkeit zur Einstellschraube musste über die korrekte Orientierung des Untergehäuses sichergestellt werden, was insbesondere bei horizontaler Aufspannung des Spannsystems in horizontalen Bearbeitungszentren kritisch zu sehen ist. Eine automatisierbare Lösung wie in den Prinziplösungen in Tabelle 5-3 beispielsweise mit Spindel- oder Hebelmechanismus beschrieben muss daher neben dem erforderlichen steuerbaren Hub für die Einstellung der Axialkraft eine einfach zu montierende Schnittstelle zum Spannbolzen besitzen. Lösungsansätze sind aus nicht einstellbaren Direktspannungssystemen bereits bekannt. Hierzu zählen beispielsweise Kugelrasten oder Spannschieber.

Die im Kraftnebenschluss im Spannmittel integrierte Messung der Axialkraft hat den Vorteil, dass kein direkter Kontakt zum Werkstück besteht und somit robust und wiederholgenau gemessen werden kann. Des Weiteren ist die Sensorintegration örtlich flexibel realisierbar, sodass keine Einschränkungen im Bauraum für andere Funktionsgruppen bestehen. Zu beachten ist die korrekte Kalibrierung des Sensors. Konstruktiv muss sichergestellt werden, dass sich der Spannungszustand des Spannsystems über die Nutzungsdauer nicht verändert, da hierdurch eine erneute Kalibrierung notwendig

wird. Da der Sensor asymmetrisch verbaut wird, ist auch eine stark asymmetrische Spannung für die korrekte Messung der Axialspannkraft kritisch, da das Spannsystem je nach Positionierung des Werkstücks auf der Spannfläche unterschiedlich belastet werden kann. Für kubische oder zylindrische Bauteile mit planer Spannfläche trifft dies jedoch nicht zu.

HF3: Aufbringung radiale Spannkraft

Für das Aufbringen der radialen Spannkraft und die Realisierung des radialen Hubs wurde im hier untersuchten Prototypen eine Hydrodehnspannkammer nach den in Abbildung 4-2 beschriebenen Gestaltungsmerkmalen umgesetzt. Die die Spannkraft beeinflussenden Faktoren wurden in Kapitel 4.3 bereits ausführlich beschrieben. Zu berücksichtigen ist die Wechselwirkung des Dehnwegs der Dehnkammerwand mit der gewählten Passungstolerierung. Für montagefreundlichere Spielpassungen mit mehr Passungsluft muss ein größerer Dehnweg realisiert werden. Dies erfordert eine größere Wandstärke, um plastische Verformungen zu verhindern, was wiederum höhere Fluiddrücke für das Erreichen gleicher Spannkraften erfordert.

Durch die Druckbeaufschlagung wurde eine Längung des Spannbolzens verursacht, welche zu einer axialen Verschiebung des Bauteils oder bei bereits eingestellter Axialkraft zu einer Reduzierung dieser führte (vgl. Kapitel 6.4). Diese Wechselwirkung zwischen Radial- und Axialspannkraft führte bei niedrigen Axialkräften unter 10 kN und 1.000 bzw. 2.000 bar Fluiddruck zu einem individuell ausgeprägten Schwingungsverhalten des Bauteils, weshalb Eigenfrequenzen und Dämpfungsgrade in diesem Bereich keine eindeutige Tendenz aufwiesen (vgl. Kapitel 7.2) sowie die Vorhersage der zu erwartenden Dämpfungsgrade mittels Superposition nicht valide waren (vgl. Kapitel 8.3). Konstruktiv kann dem entgegengewirkt werden, indem der Spannbolzen geometrisch so gestaltet wird, dass die Längsdehnung verringert wird. Auch die Wahl eines steiferen Werkstoffs kann die elastische Verformung verringern. Alternativ kann die Reduzierung der Axialkraft durch den Fluiddruck regelungstechnisch kompensiert werden, was jedoch die exakte Kenntnis der relativen Abhängigkeiten voraussetzt. Die Vermeidung der Wechselwirkung ist somit von hoher Relevanz für die Vorhersage und Einstellung der Spannkraften und Dämpfungsgrade.

Die indirekte Messung der Radialspannkraft über den anliegenden Fluiddruck stellt eine einfach umzusetzende Lösung dar. Bei höheren Drücken sind jedoch aufwändige Dichtungskonzepte und teure Sensorik notwendig, was bei alternativen Messprinzipien wie der Dehnungsmessung nicht der Fall ist.

HF4: Umsetzung der passiven Schwingungsdämpfung

Die Untersuchungen in Kapitel 7 zeigen die beiden Stellhebel Hydrodehnspannung und Fugendämpfung für die Umsetzung der passiven Schwingungsdämpfung. Hinsichtlich der Optimierung der Fugendämpfung konnte in Kapitel 7.3 gezeigt werden, dass durch Integration eines Elastomers in die Spannfläche die größten Steigerungen der Dämpfungsgrade erzielt werden können. Für die konstruktive Integration sind insbesondere die geometrischen Abmaße des Elastomers relevant. Diese sollten so gestaltet sein, dass eine vollständige Auflage des Bauteils auf dem Ring gewährleistet wird und gleichzeitig eine Kontaktfläche mit der planen Spannfläche besteht, um ein Verkippen des Bauteils durch elastische Deformation des Elastomerrings zu vermeiden. Für die Auslegung der Nachgiebigkeit und des initialen Überstands des Elastomers ist die geforderte Einspannsteifigkeit in Abhängigkeit der Prozessparameter ausschlaggebend. Aus dieser kann die notwendige Axialspannkraft ermittelt oder geschätzt werden, bei welcher der Kontakt zwischen Bauteil und Spannfläche bestehen sollte. Bei einer zu steifen Ausführung des Elastomerpakets oder zu großem Überstand im Verhältnis zur Axialspannkraft können sonst hohe Bauteileigenfrequenzen mit hohen dynamische Nachgiebigkeiten und geringer Dämpfung angeregt werden. Bei zu geringem Überstand oder zu nachgiebigem Elastomer ist die Dämpfungswirkung aufgrund der dann hohen Flächenpressung zwischen Bauteilunterseite und Spannfläche vermindert (vgl. Kapitel 7.3.3, Abbildung 7-13).

10 Zusammenfassung und Ausblick

10.1 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit ist die Dämpfung von Bauteilschwingungen durch ein Spannsystem mit einstellbarer Werkstückdirektspannung mit Hydrodehnspanntechnik für die Fräsbearbeitung in Werkzeugmaschinen. Für die Optimierung von Zerspanungsprozessen hinsichtlich Produktivität und Bearbeitungsqualität spielt die Werkstückspannung eine entscheidende Rolle bei der Aufnahme statiscwirher und dynamischer Kräfte im Bearbeitungsprozess. Werkstückdirektspannungssysteme erfüllen in hohem Maße die Anforderungen an eine störkonturarme und prozesssichere Aufspannung und werden deshalb in der industriellen Praxis vermehrt eingesetzt. Die Spannvorrichtung bildet zusammen mit dem Bauteil ein schwingendes System, welches im Bearbeitungsprozess angeregt wird. Dabei entstehen insbesondere bei dünnwandigen Bauteilen Biege- und Torsionseigenschwingungen, welche das Bearbeitungsergebnis hinsichtlich Oberflächenqualität und Formgenauigkeit beeinflussen. Ziel ist es deshalb Bauteileigenschwingungen durch Erhöhung der passiven Dämpfungswirkung des Spannmittels und durch gezielte Beeinflussung der Eigenfrequenzen zu verringern.

Aus dem Stand der Technik und Forschung sind hierzu eine Vielzahl an Ansätzen bekannt, welche an der Werkzeugmaschinenstruktur ansetzen. Diese lassen sich einerseits nach der Art der Energiezufuhr und andererseits nach der Anbindung an die Werkzeugmaschinenstruktur unterteilen. In der Werkstückspannung kommen einerseits aufwändige und kostenintensive piezoelektrisch aktuierte Systeme zur Ratterunterdrückung zum Einsatz, welche durch modell- oder regelungsbasierte Ansätze ein hohes Anwendungsspektrum abdecken können. Andererseits existieren passiv dämpfende Lösungen, welche durch Einbringung viskoelastischer Materialien wie HIDAMETS oder Elastomere in den Kraftfluss eine zusätzliche Energiedissipation erzeugen. Ein Forschungsdefizit besteht bei Spannsystemen, welche die Vorteile der einfachen und kostengünstigen Integration dämpfender Materialien in den Kraftfluss mit einer Einstellbarkeit der Dämpfungswirkung im Sinne eines semi-passiven Ansatzes kombinieren.

Die Hydrodehnspanntechnik ist eine Technologie mit hoher passiver Dämpfungswirkung und der Möglichkeit zur Einstellbarkeit der Spannkraft. Sie findet bisher überwiegend in der Werkzeugspannung Anwendung. Ihre mechanischen und geometrischen Wirkzusammenhänge sind bisher nicht strukturiert beschrieben.

Diese Arbeit adressiert das beschriebene Forschungsdefizit mit einem Ansatz zur semi-passiven Dämpfung von Bauteilsschwingungen mittels Werkstückdirektspannung, wobei als passiv dämpfendes Konstruktionselement die Hydrodehnspanntechnik eingesetzt wird. Durch die Einstellbarkeit der axial auf einen mit dem Werkstück verbundenen Spannbolzen wirkenden Einzugskraft und der radial wirkenden Hydrodehnspannung werden die Schwingungseigenschaften des Bauteils hinsichtlich Eigenfrequenz, Dämpfung sowie dynamische Nachgiebigkeit beeinflusst.

Die Spannkraft, Positioniergenauigkeit und Schwingungsdämpfung der Hydrodehnspanntechnik werden durch deren geometrische Eigenschaften beeinflusst. Besonders die Ausführung der Spannfuge und der Dehnkammer mit Hydraulikmedium wirken sich auf den effektiven Kontaktdruck am Spannbolzen und den Dämpfungsgrad aus. Um die Dämpfungseffekte zu untersuchen wird ein Funktionsprototyp umgesetzt. Wichtige Anforderungen an diesen sind eine robuste und kompakte Bauweise sowie eine geringe Störkontur. Während die radiale Spannung über eine additiv gefertigte Hydrodehnkammer mit einem Bohrungsdurchmesser von 20 mm und Fluiddrücken bis 2.000 bar realisiert wird, wird der axiale Einzug des Spannbolzens über eine kompakte Hydrodehnspannmutter mit Ringkolben umgesetzt, welche das zu spannende Werkstück gegen die Planfläche des Obergehäuses mit einer Axialkraft von bis zu 30 kN verspannt. Das Spannsystem wird über ein Untergehäuse auf dem Maschinentisch befestigt. Die Einstellbarkeit der Spannkraft erfolgt manuell über Einstellschrauben wobei die radiale Spannkraft über die Messung des Fluiddrucks und die axiale Spannkraft über einen im Kraftnebenschluss integrierten kalibrierten Kraftsensor ausgegeben wird.

Für die Untersuchung des Einflusses des Spannsystems auf die statische Nachgiebigkeit und die Schwingungseigenschaften des eingespannten Werkstücks wird ein stufenförmiges dünnwandiges Demonstratorbauteil aus Aluminium umgesetzt. Mittels eines Simulationsmodells werden die Verschiebung der Dehnkammerwand und die Wechselwirkungen zwischen radialer und axialer Spannkraft untersucht. Dabei zeigt sich, dass die Aufbringung radialer Spannkraft eine Längung des Spannbolzens und damit eine Reduktion des Kontaktdrucks zwischen Spannfläche und Unterseite des Bauteils zur Folge hat, welche bei der Analyse der statischen und dynamischen Bauteileigenschaften zu berücksichtigen ist.

Um den Einfluss der Spannkraft auf die Schwingungsdynamik des Bauteils zu untersuchen wird eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt. Die Auswertung fokussiert auf die Analyse der ersten Biege- und Torsionsmode des Demonstratorbauteils.

Eine Erhöhung der axialen Spannkraft hat eine Erhöhung der Eigenfrequenzen zur Folge, während eine Erhöhung des Fluiddrucks zu deren Verringerung führt. Für die Biegemode kann der Dämpfungsgrad durch die Hydrodehnspanntechnik um bis zu Faktor 3 bei geringen Axialkräften erhöht werden. Eine höhere Axialkraft schwächt die Dämpfungswirkung ab. Die Dämpfungswirkung auf die Biegemode wird in einem Zerspanversuch erprobt. Entscheidenden Einfluss auf die Bauteildämpfung hat die Fuge zwischen Bauteilunterseite und Spannfläche, weshalb diese in einer zweiten Versuchsreihe untersucht wird. Hierfür wird die Spannfläche in vier Ausführungen plan, mit einem Mittenrauwert von $R_a = 13 \mu\text{m}$ sowie $R_a = 33 \mu\text{m}$ und mit integriertem Elastomerringpaket untersucht. Während für die aufgerauten Oberflächen nur eine geringe Steigerung der Dämpfungswirkung um bis zu 18 % erzielt werden kann ermöglicht die Einbringung des Elastomerpakets einen Dämpfungsgrad von 6 % bei 2.000 bar und 15 kN Spannkraft, was gegenüber der Planfläche eine weitere Steigerung um den Faktor 3,4 entspricht. Gleichzeitig werden die dynamischen Nachgiebigkeiten besonders bei hohen Axialkräften um bis zu 8 % verringert.

Um eine Vorhersage der modalen Dämpfungsgrade bei beliebigen Bauteilen zu ermöglichen wird ein Vorhersagemodell am Spannsystem mit Demonstratorbauteil erprobt. Hierfür werden die Dämpfungswerte aller lokalen Dissipationsquellen experimentell bestimmt und für die jeweiligen Spannungszustände mit entsprechenden lokal gültigen Modellen aus der Literatur berechnet. Durch Superposition der lokalen Dissipationsanteile und der Schätzung des relativen Anteils jeder Schwingungsmode an der Gesamtdämpfung werden Dämpfungsparameter je Schwingungsform und Spannungszustand für das Gesamtsystem berechnet und mit den aus der experimentellen Modalanalyse gewonnen Werten verglichen. Für hohe Axial- und geringe Radialkräfte ist eine valide Vorhersage möglich, während für geringe Axialkräfte ab 15 kN die Vorhersagegenauigkeit gering ist.

Die experimentellen und simulativen Untersuchungsergebnisse zeigen, dass eine deutliche Erhöhung der Dämpfungswirkung des Spannsystems mittels Hydrodehnspannung und Elastomerpaket möglich ist und die Schwingungseigenschaften des Bauteils durch die Einstellbarkeit der Spannkraften gezielt beeinflussbar sind. Für die Nutzung dieses Potentials werden Gestaltungsrichtlinien abgeleitet, welche eine anwendungsnahe Umsetzung von Werkstückdirektspannungssystemen mit Hydrodehnspanntechnik in der industriellen Praxis ermöglichen.

10.2 Ausblick

Auf dieser Arbeit aufbauende Forschungsansätze sollten zunächst die beschriebenen Defizite des Funktionsprototypen adressieren. Als nachteilig für die Einstellbarkeit der Spannkraft hat sich die Wechselwirkung zwischen radialer und axialer Spannkraft herausgestellt. Ansätze zur Vermeidung dieser wurden bereits in Kapitel 9 diskutiert und sind zu untersuchen.

Der Fokus dieser Arbeit lag auf der Optimierung der Dämpfung von Bauteilschwingungen und der Beeinflussung weiterer Schwingungseigenschaften des Bauteils wie der Eigenfrequenz sowie der dynamischen Bauteilnachgiebigkeit. Diese grundlegenden Untersuchungen können als Basis genutzt werden, um in Abhängigkeit der gewählten Bearbeitungsaufgabe optimale Spannkräfte zu identifizieren. Eine weiterführende forschungsleitende Fragestellung wäre die nach der Einstellung radialer und axialer Spannkräfte in Abhängigkeit der Prozessparameter beim Fräsen zur Unterdrückung von Ratterschwingungen. Die durch die Einstellung der Spannkräfte erzeugte Eigenfrequenzverschiebung des Bauteils kann gezielt genutzt werden um die Ratterneigung im Bearbeitungsprozess zu verringern und somit signifikant das Bearbeitungsergebnis zu verbessern. Voraussetzung hierfür wäre zunächst eine Erweiterung des bestehenden Simulationsmodells, um in Abhängigkeit der eingestellten Spannkräfte den Nachgiebigkeitsfrequenzgang am TCP zu simulieren. Anhand des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs kann eine Stabilitätskarte berechnet werden, welche auf Basis der eingestellten Spannkräfte eine geeignete Auswahl der Bearbeitungsparameter ermöglicht. Eine alternative Strategie wäre bei konstanten Bearbeitungsparametern die Spannkräfte so auszuwählen, dass eine stabile und produktive Bearbeitung ermöglicht wird.

Neben der erweiterten Nutzung der semi-passiven Dämpfungsmechanismen bietet auch die Optimierung der passiven Dämpfung Potential. So kann die Fugendämpfung durch Untersuchung der Einflussparameter des Elastomerpakets weiter verbessert werden. Hierzu zählen neben der Materialauswahl auch die Lagenanzahl und geometrischen Abmessungen der Elastomerringe. Auch eine weitere Optimierung des Hydrodehnspannelements hinsichtlich seiner dämpfenden Wirkung ist denkbar. So wurde der Einfluss unterschiedlich viskoser Fluide und unterschiedlicher Fluidvolumina in der Dehnkammer auf die Dämpfungswirkung in dieser Arbeit nicht vertieft.

Literaturverzeichnis

Verweise gemäß dem Schema (A_Name Jahr) beziehen sich auf studentische Arbeiten, die vom Verfasser der Dissertation angeleitet wurden.

- A_Both, R. (2019), *Entwicklung eines Simulationsmodells für ein Spannkraftvariables Werkstückspannsystem*. Bachelorarbeit, KIT, Karlsruhe, wbk Institut für Produktionstechnik.
- A_Corduan, J. (2020), *Validierung eines Simulationsmodells für ein spannkraftvariables Werkstückspannsystem*. Bachelorarbeit, KIT, Karlsruhe, wbk Institut für Produktionstechnik.
- A_Desravines, S. (2016), *Aufbau eines Modells zur Simulation der dynamischen Eigenschaften eines Hydrodehnspannfutters*. Masterarbeit, KIT, Karlsruhe, wbk Institut für Produktionstechnik.
- A_Rottmann, P. (2020), *Experimentelle Untersuchung des Einflusses eines spannkraftvariablen Werkstückspannsystems auf Bauteilschwingungen*. Masterarbeit, KIT, Karlsruhe, wbk Institut für Produktionstechnik.
- A_Zhao, J. (2019), *Modellierung und schwingungsmechanische Analyse eines spannkraftvariablen Werkstückspannsystems mit Hydrodehnspanntechnik*. Masterarbeit, KIT, Karlsruhe, wbk Institut für Produktionstechnik.
- Avitabile, P. (2017), *Modal testing. A practitioner's guide*, Wiley; SEM, Hoboken, NJ, Bethel, CT. https://media.wiley.com/product_data/excerpt/93/11192228/1119222893-104.pdf. ISBN: 9781119222897.
- Baur, M. (2015), *Aktives Dämpfungssystem zur Ratterunterdrückung an spanenden Werkzeugmaschinen*, Herbert Utz Verlag, München. ISBN: 978-3-8316-7128-1.
- Brecher, C.; Wagner, M. & Fey, M. (2017), „Dämpfungseffekte in Werkzeugmaschinen“, *VDI-Z*, 159(7/8), S. 22–25.
- Brecher, C. & Weck, M. (2019a), *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 1. Maschinenarten und Anwendungsbereiche*, Springer Vieweg, Berlin. ISBN: 978-3-662-46565-3.
- Brecher, C. & Weck, M. (2019b), *Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme*, Springer Vieweg, Berlin. ISBN: 978-3-662-46565-3.

- Burtscher, J. (2018), *Erhöhung der Bearbeitungsstabilität von Werkzeugmaschinen durch semi-passive masseneinstellbare Dämpfungssysteme*, Shaker Verlag, Aachen. ISBN: 978-3-8440-6364-6.
- Denkena, B.; Bergmann, B. & Teige, C. (2017), „Reibgedämpfte Werkzeughalter“, *VDI-Z*(12), S. 60–62.
- Denkena, B.; Fischer, R. & Schreiber, P. (2016), „Hydraulische Vorspannungsadaption bei Kugelgewindtrieben“, *Konstruktion*(3), S. 61–64.
- Denkena, B. & Schreiber, P. (2016), „Hydraulic Expansion Actuators for Ball Screws – Towards Applicable Preload Adaption“, *ACTUATOR 2016 - 15th International Conference on New Actuators*, S. 552–556. Messe Bremen, Bremen.
- Edhi, E. & Hoshi, T. (2001), „Stabilization of high frequency chatter vibration in fine boring by friction damper“, *Precision Engineering*, 25(3), S. 224–234.
- El-kafafy, M.; Accardo, G.; Peeters, B.; Janssens, K.; Troyer, T. de & Guillaume, P. (2015), „A Fast Maximum Likelihood-Based Estimation of a Modal Model“ in *Topics in Modal Analysis, Volume 10*, Hrsg. M. Mains, Springer International Publishing, Cham, S. 133–156.
- Fleischer, J.; Denkena, B.; Winfough, B. & Mori, M. (2006), „Workpiece and Tool Handling in Metal Cutting Machines“, *CIRP Annals*, 55(2), S. 817–839.
- Fleischer, J.; Schulze, V.; Klaiber, M.; Bauer, J.; Zanger, F.; Boev, N.; Leberle, U.; Spohrer, A. & Rothaupt, B. (2016), „The Influence of Tool Holder Technologies on Milling Performance“, *Procedia CIRP*, 46, S. 226–229.
- Fleischer, J.; Schulze, V.; Zanger, F.; Leberle, U.; Boev, N. & Spohrer, A. (2014), „Spanntechnikvergleich bei der Hochleistungszerspanung“, *VDI-Z*, 2, S. 42–44.
- Förster, R. & Förster, A. (2018), *Einführung in die Fertigungstechnik*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN: 978-3-662-54701-4.
- Fu, Q.; Rashid, A. & Nicolescu, C. M. (2013), „Improving machining performance against regenerative tool chatter through adaptive normal pressure at the tool clamping interface“, *Journal of Machine Engineering*, 13, S. 93–105.
- Grossi, N.; Montevecchi, F.; Scippa, A. & Campatelli, G. (2015), „3D Finite Element Modeling of Holder-Tool Assembly for Stability Prediction in Milling“, *Procedia CIRP*, 31, S. 527–532.

- Großmann, K.; Ihlenfeldt, S. & Rudolph, H. (2016), „Dämpfung in Konstruktionswerkstoffen“, *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, 111(4), S. 208–212.
- Großmann, K.; Rudolph, H. & Weishart, H. (2012a), „Parameteridentifikation für die Dämpfungsbeschreibung“, *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, 107(7-8), S. 497–502.
- Großmann, K.; Rudolph, H. & Weishart, H. (2012b), „Verfahren zur Bestimmung modaler Dämpfungsmaße an Werkzeugmaschinen-Strukturen“, *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, 107(3), S. 168–173.
- Kalocsay, R.; Bergs, T. & Klocke, F. (2014), „Impact of Clamping Technology on Horizontal and Vertical Process Chain Performance“ in *New Production Technologies in Aerospace Industry*, Hrsg. B. Denkena, Springer International Publishing, Cham, S. 11–17.
- Klocke, F. (2018), „Werkstückdynamik und Spannsysteme“ in *Fertigungsverfahren 1*, Hrsg. F. Klocke, Springer, Berlin, Heidelberg, S. 501–510.
- Knaebel, M.; Jäger, H. & Mastel, R. (2016), *Technische Schwingungslehre. Grundlagen - Modellbildung - Anwendungen*, Springer Vieweg, Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-13792-2.
- Koch, S.-F.; Bauer, J.; Horsch, J.; Wagner, H. & Fleischer, J. (2013), „Maschinenkomponenten mit adaptierbarer Eigenfrequenz“, *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, 108(7-8), S. 487–491.
- Koch, S.-F.; Bauer, J.; Wagner, H.; Horsch, J.; Brecht, S. & Fleischer, J. (2014), „Characterization of an Eigenfrequency Adaptable Machine Tool Carriage“, *Procedia CIRP*, 14, S. 412–417.
- Kolluru, K.; Axinte, D. & Becker, A. (2013), „A solution for minimising vibrations in milling of thin walled casings by applying dampers to workpiece surface“, *CIRP Annals*, 62(1), S. 415–418.
- Kolluru, K. V.; Axinte, D. A.; Raffles, M. H. & Becker, A. A. (2014), „Vibration suppression and coupled interaction study in milling of thin wall casings in the presence of tuned mass dampers“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 228(6), S. 826–836.

- Krell, M. (2004), *Auslegung und Einsatz einer dämpfend wirkenden Werkzeugaufnahme für lang auskragende Werkzeuge*. Dissertation, Technische Hochschule Aache, 2003, Shaker, Aachen. ISBN: 978-3-8322-2567-4.
- Kuttner, T. & Rohnen, A. (2019), *Praxis der Schwingungsmessung*, Springer Fachmedien, Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-25047-8.
- Lerez et. al (2016), „Development of an intelligent chuck system for the improved manufacturing of thin walled parts“, *euspen's 16th International Conference & Exhibition*, EUSPEN Conference Proceedings, Nottingham.
- Luo, M.; Zhang, X. & Wu, B. (2015), „Damping support fixture for vibration suppression in milling of thin-walled casing“. *2015 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*, S. 1346–1349. IEEE, Busan. ISBN: 978-1-4673-9107-8.
- Madoliat, R.; Hayati, S. & Ghasemi Ghalebahman, A. (2011), „Investigation of chatter suppression in slender endmill via a frictional damper“, *Scientia Iranica*, 18(5), S. 1069–1077.
- Moehring, H. C.; Wiederkehr, P.; Gonzalo, O. & Kolar, P. (2018), *Intelligent Fixtures for the Manufacturing of Low Rigidity Components*, Springer International Publishing, Cham. ISBN: 978-3-319-45290-6.
- Möhring, H.-C. & Wiederkehr, P. (2016), „Intelligent Fixtures for High Performance Machining“, *Procedia CIRP*, 46, S. 383–390.
- Mori, K.; Kono, D.; Yamaji, I. & Matsubara, A. (2016), „Vibration Reduction of Machine Tool Using Viscoelastic Damper Support“, *Procedia CIRP*, 46, S. 448–451.
- Möser, M. (2020), *Modalanalyse*, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg. ISBN: 978-3-662-60928-6.
- Müller, G. & Groth, C. (2007), *FEM für Praktiker*, Expert-Verl., Renningen. ISBN: 3816926851.
- Niehues, K. & Zäh, M. F. (2012), „Lokale Dämpfungsmodellierung an Werkzeugmaschinenstrukturen. Methode zur Identifikation von Dämpfungsparametern“, *Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, 107, S. 7-8.
- Orban, F. (2011), „Damping of materials and members in structures“, *Journal of Physics: Conference Series*, 268, 12022.

- Rashid, A. & Nicolescu, C. M. (2008), „Design and implementation of tuned viscoelastic dampers for vibration control in milling“, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 48(9), S. 1036–1053.
- Riepold, M.; Maslo, S.; Han, G.; Henke, C. & Trächtler, A. (2019), „Open-loop linearization for piezoelectric actuator with inverse hysteresis model“, *Vibroengineering PROCEDIA*, 22, S. 47–52.
- Rivin, E. I.; Agapiou, J.; Brecher, C.; Clewett, M.; Erickson, R.; Huston, F.; Kadowaki, Y.; Lenz, E.; Moriwaki, T.; Pitsker, A.; Shimizu, S.; Schulte, T.; Schulz, M. H.; Smith, K. S.; Tsutsumi, M.; Ulsoy, A. G.; Weck, M. & Yokoyama, K. (2000), „Tooling Structure: Interface between Cutting Edge and Machine Tool“, *CIRP Annals*, 49(2), S. 591–634.
- Rust, W. (2011), *Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen. Kontakt, Geometrie, Material*, Vieweg + Teubner, Wiesbaden. ISBN: 978-3-8348-1491-3.
- Savi, M. A.; Paula, A. S. de & Lagoudas, D. C. (2011), „Numerical Investigation of an Adaptive Vibration Absorber Using Shape Memory Alloys“, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 22(1), S. 67–80.
- Schmitz, T. L. & Smith, K. S. (2009), *Machining Dynamics*, Springer US, Boston, MA. ISBN: 978-0-387-09644-5.
- Tao, D. F.; Zheng, D. S.; Chen, J. & Wang, G. C. (2016), „Unbalance Response of HSK Hydraulic Chuck Tooling System for High-Speed Machining“, *Materials Science Forum*, 836-837, S. 387–393.
- VDI 2206: 2004, *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*.
- VDI 3830: 2004, *Blatt 1 - Werkstoff- und Bauteildämpfung - Einteilung und Übersicht*.
- VDI 2230: 2014, *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*.
- Waibel, M. (2013), *Aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen*. Dissertation. TU München, München. ISBN: 978-3-8316-4250-2.
- Wang, S. L.; Zhang, W. Z. & Chen, W. H. (2011a), „Analysis of Radial Rigidity about the Hydraulic Expansion Toolholder“, *Advanced Materials Research*, 381, S. 76–80.

-
- Wang, S. L.; Zhang, W. Z.; Liu, G. & Zhou, B. (2011b), „Static Performance Parameters and Analysis of the Hydraulic Expansion Toolholder“, *Advanced Materials Research*, 383-390, S. 1787–1791.
- Wang, S. L.; Zhang, W. Z.; Zhang, Q.; Liu, G. & Yang, Z. J. (2011c), „The Performance of the Hydraulic Expansion Toolholder in High-Speed Rotation“, *Advanced Materials Research*, 188, S. 457–462.
- Weck, M. & Brecher, C. (2006), *Werkzeugmaschinen 2. Konstruktion und Berechnung*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg. ISBN: 3-540-22502-1.
- Yang, Y.; Muñoa, J. & Altintas, Y. (2010), „Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter“, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 50(9), S. 834–842.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Aufbau der Arbeit	5
Abbildung 2-1: Prinziplösungen von Werkstückspannmitteln nach (Fleischer & Denkena et al. 2006)	8
Abbildung 2-2: Grundlagen des form- und kraftschlüssigen Spannens nach (Brecher & Weck 2019b)	10
Abbildung 2-3: Aufbau eines pneumatischen Nullpunktspannsystems	12
Abbildung 2-4: Schematische Darstellung einer Hydrodehnkammer am Beispiel einer zylindrischen Innenspannung	14
Abbildung 2-5: Halbwertsbreitenmethode nach (Orban 2011)	26
Abbildung 2-6: Rayleigh-Dämpfungsmodell nach (Müller & Groth 2007)	27
Abbildung 2-7: Aus dem Defizit der Stand der Technik und Forschung abgeleiteter Handlungsbedarf	44
Abbildung 4-1: Funktionsprinzip eines Werkstückdirektspannungssystems mit Axial- und Radialspannkraft	48
Abbildung 4-2: Geometriemerkmale eines Hydrehnspannelements	50
Abbildung 4-3: Ishikawa-Diagramm zur Beschreibung von Einflussfaktoren auf Eigenschaften der Hydrodehnspanntechnik	51
Abbildung 5-1: Prinzipskizze Konzeptvariante 1	59
Abbildung 5-2: Prinzipskizze Konzeptvariante 2	60
Abbildung 5-3: Prinzipskizze Konzeptvariante 3	60
Abbildung 5-4: Komponenten und wirkende Spannkraften im umgesetzten Prototyp	64
Abbildung 5-5: Eingesetzte Hydrodehnspannmutter zur Aufbringung der Axialkraft	65
Abbildung 5-6: Kalibrierung des Kraftsensors	69
Abbildung 5-7: Signalfussplan zur Sensorauswertung	70
Abbildung 6-1: Abmaße des Demonstratorbauteils	72

Abbildung 6-2: Vereinfachte geometrische Merkmale des Obergehäuses (1), Untergehäuses (2), Zwischenplatte (3) und Grundplatte des Dehnkammerbauteils (4)	73
Abbildung 6-3: Modellierung der Kontaktflächenpaare	76
Abbildung 6-4: Messpunkte zur Bestimmung des Passungsspiels zwischen Hydrodehnkammerbohrung und Spannbolzen	79
Abbildung 6-5: Lastschritte für die Simulation der statischen und schwingungsdynamischen Eigenschaften	80
Abbildung 6-6: Wirkfläche des Öldrucks (rot) auf Hydrodehnkammer, Einstellschraube (grün) und Drucksensor (grau) im Querschnitt (A_Both 2019)	81
Abbildung 6-7: Vergleich der simulierten und gemessenen Innendurchmesser (ID) der Dehnkammerbohrung bei 500 und 1.000 bar	83
Abbildung 6-8: Axiale Verschiebung des Bauteils unter Einfluss der radialen Spannkraft	84
Abbildung 6-9: Simulation des Kontaktdrucks Spannfläche – Unterseite Bauteil	85
Abbildung 6-10: Bauteilnachgiebigkeit bei einer Durchbiegung $< 0,1$ mm (1. Stufe)	86
Abbildung 6-11: Bauteilnachgiebigkeit bei einer Durchbiegung $> 0,25$ mm (1. Stufe)	86
Abbildung 6-12: Ermittelte Kraft-Weg-Verläufe bei ausgewählten Spannkraften	87
Abbildung 6-13: Bauteilnachgiebigkeit bei einer Durchbiegung $< 0,1$ mm (2. Stufe)	88
Abbildung 7-1: Federaufstellung (a) und Messmittel (b und c) für die Versuchsdurchführung	89
Abbildung 7-2: Demonstratorbauteil mit Messpunkten (links) und Geometriemodell (rechts)	91

Abbildung 7-3: Identifizierte Eigenmoden (a) und Modal Assurance Criterion (b)	92
Abbildung 7-4: Einfluss der Axialkraft auf die Eigenfrequenzen	94
Abbildung 7-5: Einfluss der Spannkkräfte auf die Eigenfrequenzen der Biegemode (a) und der Torsionsmode (b)	96
Abbildung 7-6: Verlauf der Dämpfungsgrade bei 0 bar in Abhängigkeit der Axialkraft	97
Abbildung 7-7: Dämpfungsgrade in Abhängigkeit der Spannkkräfte für Biege- (a) und Torsionsmode (b)	97
Abbildung 7-8: Vergleich der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge bei 0 bar	99
Abbildung 7-9: Bearbeitungsergebnis der 1. Stufe	102
Abbildung 7-10: Untersuchte Spannflächen: plan (1), Aufrauung 13 μm (2), Aufrauung 33 μm (3), integriertes Elastomerringpaket (4)	104
Abbildung 7-11: Eigenfrequenzverschiebung der Biegemode bei unterschiedlichen Spannflächen und 0 bar in Abhängigkeit der Axialkraft	105
Abbildung 7-12: Einfluss der Spannkkräfte auf die Eigenfrequenz der Biegemode für Spannfläche mit Elastomerring (a), 13 μm Aufrauung (b) und 33 μm Aufrauung (c)	106
Abbildung 7-13: Dämpfungsgrade der Biegemode der Spannfläche mit integriertem Elastomer	108
Abbildung 8-1: Vergleich prognostizierte und gemessene Dämpfung bei 0 und 1.000 bar	121

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Exemplarische Industrielösungen für Nullpunktspannsysteme	11
Tabelle 5-1: Anforderungen an den Funktionsprototyp	54
Tabelle 5-2: Funktionsanalyse des zu realisierenden Prototypen	55
Tabelle 5-3: Prinziplösungen zur Realisierung des Funktionsprototypen	57
Tabelle 5-4: Konzeptvarianten für Funktionsprototypen	61
Tabelle 5-5: Bewertung des Erfüllungsgrads der Konzeptvarianten	62
Tabelle 5-6: Verwendete Werkstoffe	67
Tabelle 5-7: Eingesetztes Hydrauliköl für die Dehnkammer	68
Tabelle 6-1: Zugewiesene Elementeigenschaften für die Bauteilvernetzung	74
Tabelle 6-2: Als tie-constraints modellierte Kontaktpaare	77
Tabelle 6-3: Mit surface-to-surface modellierte Kontaktpaare	77
Tabelle 6-4: Parameterwerte für Steifigkeit und Dämpfungsgrad der Feder-Dämpfer-Elemente	82
Tabelle 6-5: Vergleich der axialen Werkstückverschiebung in Messung und Simulation	84
Tabelle 7-1: Vollfaktorielle Versuchsplanung der Spannkräfte und Messreihenfolge	93
Tabelle 7-2: Eigenfrequenzen [Hz] der Biegemode in Abhängigkeit der eingestellten Spannkräfte	95
Tabelle 7-3: Dämpfungsgrade [%] nach eingestellten Spannkräften	98
Tabelle 7-4: Dynamische Nachgiebigkeiten [$\mu\text{m}/\text{N}$] nach eingestellten Spannkräften	100
Tabelle 7-5: Gewählte Prozessparameter für den Erprobungsversuch	101
Tabelle 7-6: Vergleich des Referenz- und Erprobungsversuchs	101
Tabelle 7-7: Verhältnis des jeweiligen Dämpfungsgrads der Biegemode zu planer Spannfläche in Abhängigkeit der Spannkräfte	107

Tabelle 7-8: Quotient der jeweiligen dynamischen Nachgiebigkeit der Biegemode im Vergleich zu planer Spannfläche in Abhängigkeit der Spannkkräfte	109
Tabelle 8-1: Untersuchte Montage- und Spannungszustände zur Bestimmung lokaler Dämpfungsparameter (A_Corduan 2020)	112
Tabelle 8-2: Erste und zweite simulierte Eigenschwingungsform und -frequenz je MZ	114
Tabelle 8-3: Bestimmte Eigenfrequenzen mit Dämpfungsgrad abhängig vom Fluiddruck	115
Tabelle 8-4: Ermittelte Rayleigh-Dämpfungs-Koeffizienten	117
Tabelle 8-5: Berechnete modale Fugendämpfung Spannbolzen - Dehnkammer	118
Tabelle 8-6: Dämpfungswerte der Fuge Werkstück - Spannfläche	119
Tabelle 8-7: Geschätzte Fugendämpfungen für verschiedene Spannungszustände	120

Wissenschaftlicher und beruflicher Werdegang

Bastian Rothaupt, geb. 1989 in Aalen

Ausbildung

06/2008	Abitur am Ernst-Abbe-Gymnasium Oberkochen
10/2009 – 09/2012	Bachelorstudium des Maschinenbaus am KIT, Karlsruhe
09/2012	Bachelorarbeit am Fraunhofer Institut für chemische Technologie (ICT), Pfinztal
10/2012 – 02/2015	Masterstudium des Maschinenbaus am KIT, Karlsruhe
02/2015	Masterarbeit am wbk Institut für Produktionstechnik des KIT, Karlsruhe

Berufstätigkeit

Seit 06/2020	Projektleiter globale X-Ray Entwicklungsprojekte, Carl Zeiss Industrielle Messtechnik GmbH, Oberkochen
05/2015 – 04/2020	Akademischer Mitarbeiter im Forschungsbereich „Maschinen, Anlagen und Prozessautomatisierung“ am wbk Institut für Produktionstechnik des Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
10/2010 – 09/2014	Wissenschaftliche Hilfskraft am wbk Institut für Produktionstechnik des Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Forschungsberichte aus dem wbk
Institut für Produktionstechnik
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Bisher erschienene Bände:

Band 0

Dr.-Ing. Wu Hong-qi

Adaptive Volumenstromregelung mit Hilfe von drehzahlgeregelten Elektroantrieben

Band 1

Dr.-Ing. Heinrich Weiß

**Fräsen mit Schneidkeramik - Verhalten des System
Werkzeugmaschine-Werkzeug-Werkstück und Prozessanalyse**

Band 2

Dr.-Ing. Hans-Jürgen Stierle

**Entwicklung und Untersuchung hydrostatischer Lager für die
Axialkolbenmaschine**

Band 3

Dr.-Ing. Herbert Hörner

Untersuchung des Geräuschverhaltens druckgeregelter Axialkolbenpumpen

Band 4

Dr.-Ing. Rolf-Dieter Brückbauer

**Digitale Drehzahlregelung unter der besonderen Berücksichtigung
von Quantisierungseffekten**

Band 5

Dr.-Ing. Gerhard Staiger

Graphisch interaktive NC-Programmierung von Drehteilen im Werkstattbereich

Band 6

Dr.-Ing. Karl Peters

**Ein Beitrag zur Berechnung und Kompensation von Positionierfehlern an
Industrierobotern**

Band 7

Dr.-Ing. Paul Stauss

Automatisierte Inbetriebnahme und Sicherung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit numerisch gesteuerter Fertigungseinrichtungen

Band 8

Dr.-Ing. Günter Möckesch

Konzeption und Realisierung eines strategischen, integrierten Gesamtplanungs- und -bearbeitungssystems zur Optimierung der Drehteilorganisation für auftragsbezogene Drehereien

Band 9

Dr.-Ing. Thomas Oestreicher

Rechnergestützte Projektierung von Steuerungen

Band 10

Dr.-Ing. Thomas Selinger

Teilautomatisierte werkstattnahe NC-Programmerstellung im Umfeld einer integrierten Informationsverarbeitung

Band 11

Dr.-Ing. Thomas Buchholz

Prozessmodell Fräsen, Rechnerunterstützte Analyse, Optimierung und Überwachung

Band 12

Dr.-Ing. Bernhard Reichling

Lasergestützte Positions- und Bahnvermessung von Industrierobotern

Band 13

Dr.-Ing. Hans-Jürgen Lesser

Rechnergestützte Methoden zur Auswahl anforderungsgerechter Verbindungselemente

Band 14

Dr.-Ing. Hans-Jürgen Lauffer

Einsatz von Prozessmodellen zur rechnerunterstützten Auslegung von Räumwerkzeugen

Band 15

Dr.-Ing. Michael C. Wilhelm

Rechnergestützte Prüfplanung im Informationsverbund moderner Produktionssysteme

Band 16
Dr.-Ing. Martin Ochs

Entwurf eines Programmsystems zur wissensbasierten Planung und Konfigurierung

Band 17
Dr.-Ing. Heinz-Joachim Schneider

Erhöhung der Verfügbarkeit von hochautomatisierten Produktionseinrichtungen mit Hilfe der Fertigungsleittechnik

Band 18
Dr.-Ing. Hans-Reiner Ludwig

Beanspruchungsanalyse der Werkzeugschneiden beim Stirnplanfräsen

Band 19
Dr.-Ing. Rudolf Wieser

Methoden zur rechnergestützten Konfigurierung von Fertigungsanlagen

Band 20
Dr.-Ing. Edgar Schmitt

Werkstattsteuerung bei wechselnder Auftragsstruktur

Band 21
Dr.-Ing. Wilhelm Enderle

Verfügbarkeitssteigerung automatisierter Montagesysteme durch selbsttätige Behebung prozessbedingter Störungen

Band 22
Dr.-Ing. Dieter Buchberger

Rechnergestützte Strukturplanung von Produktionssystemen

Band 23
Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer

Rechnerunterstützte Technologieplanung für die flexibel automatisierte Fertigung von Abkantteilen

Band 24
Dr.-Ing. Lukas Loeffler

Adaptierbare und adaptive Benutzerschnittstellen

Band 25
Dr.-Ing. Thomas Friedmann

Integration von Produktentwicklung und Montageplanung durch neue rechnergestützte Verfahren

Band 26

Dr.-Ing. Robert Zurrin

Variables Formhonen durch rechnergestützte Hornprozesssteuerung

Band 27

Dr.-Ing. Karl-Heinz Bergen

Langhub-Innenrundhonen von Grauguss und Stahl mit einem elektromechanischem Vorschubsystem

Band 28

Dr.-Ing. Andreas Liebisch

Einflüsse des Festwalzens auf die Eigenspannungsverteilung und die Dauerfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder

Band 29

Dr.-Ing. Rolf Ziegler

Auslegung und Optimierung schneller Servopumpen

Band 30

Dr.-Ing. Rainer Bartl

Datenmodellgestützte Wissensverarbeitung zur Diagnose und Informationsunterstützung in technischen Systemen

Band 31

Dr.-Ing. Ulrich Golz

Analyse, Modellbildung und Optimierung des Betriebsverhaltens von Kugelgewindetrieben

Band 32

Dr.-Ing. Stephan Timmermann

Automatisierung der Feinbearbeitung in der Fertigung von Hohlformwerkzeugen

Band 33

Dr.-Ing. Thomas Noe

Rechnergestützter Wissenserwerb zur Erstellung von Überwachungs- und Diagnoseexpertensystemen für hydraulische Anlagen

Band 34

Dr.-Ing. Ralf Lenschow

Rechnerintegrierte Erstellung und Verifikation von Steuerungsprogrammen als Komponente einer durchgängigen Planungsmethodik

Band 35

Dr.-Ing. Matthias Kallabis

Räumen gehärteter Werkstoffe mit kristallinen Hartstoffen

Band 36

Dr.-Ing. Heiner-Michael Honeck

Rückführung von Fertigungsdaten zur Unterstützung einer fertigungsgerechten Konstruktion

Band 37

Dr.-Ing. Manfred Rohr

Automatisierte Technologieplanung am Beispiel der Komplettbearbeitung auf Dreh-/Fräszellen

Band 38

Dr.-Ing. Martin Steuer

Entwicklung von Softwarewerkzeugen zur wissensbasierten Inbetriebnahme von komplexen Serienmaschinen

Band 39

Dr.-Ing. Siegfried Beichter

Rechnergestützte technische Problemlösung bei der Angebotserstellung von flexiblen Drehzellen

Band 40

Dr.-Ing. Thomas Steitz

Methodik zur marktorientierten Entwicklung von Werkzeugmaschinen mit Integration von funktionsbasierter Strukturierung und Kostenschätzung

Band 41

Dr.-Ing. Michael Richter

Wissensbasierte Projektierung elektrohydraulischer Regelungen

Band 42

Dr.-Ing. Roman Kuhn

Technologieplanungssystem Fräsen. Wissensbasierte Auswahl von Werkzeugen, Schneidkörpern und Schnittbedingungen für das Fertigungsverfahren Fräsen

Band 43

Dr.-Ing. Hubert Klein

Rechnerunterstützte Qualitätssicherung bei der Produktion von Bauteilen mit frei geformten Oberflächen

Band 44

Dr.-Ing. Christian Hoffmann

Konzeption und Realisierung eines fertigungsintegrierten Koordinatenmessgerätes

Band 45

Dr.-Ing. Volker Frey

Planung der Leittechnik für flexible Fertigungsanlagen

Band 46

Dr.-Ing. Achim Feller

Kalkulation in der Angebotsphase mit dem selbsttätig abgeleiteten Erfahrungswissen der Arbeitsplanung

Band 47

Dr.-Ing. Markus Klaiber

Produktivitätssteigerung durch rechnerunterstütztes Einfahren von NC-Programmen

Band 48

Dr.-Ing. Roland Minges

Verbesserung der Genauigkeit beim fünfachsigem Fräsen von Freiformflächen

Band 49

Dr.-Ing. Wolfgang Bernhart

Beitrag zur Bewertung von Montagevarianten: Rechnergestützte Hilfsmittel zur kostenorientierten, parallelen Entwicklung von Produkt und Montagesystem

Band 50

Dr.-Ing. Peter Ganghoff

Wissensbasierte Unterstützung der Planung technischer Systeme: Konzeption eines Planungswerkzeuges und exemplarische Anwendung im Bereich der Montagesystemplanung

Band 51

Dr.-Ing. Frank Maier

Rechnergestützte Prozessregelung beim flexiblen Gesenkbiegen durch Rückführung von Qualitätsinformationen

Band 52

Dr.-Ing. Frank Debus

Ansatz eines rechnerunterstützten Planungsmanagements für die Planung in verteilten Strukturen

Band 53

Dr.-Ing. Joachim Weinbrecht

Ein Verfahren zur zielorientierten Reaktion auf Planabweichungen in der Werkstattregelung

Band 54

Dr.-Ing. Gerd Herrmann

Reduzierung des Entwicklungsaufwandes für anwendungsspezifische Zellenrechnersoftware durch Rechnerunterstützung

Band 55

Dr.-Ing. Robert Wassmer

Verschleissentwicklung im tribologischen System Fräsen: Beiträge zur Methodik der Prozessmodellierung auf der Basis tribologischer Untersuchungen beim Fräsen

Band 56

Dr.-Ing. Peter Uebelhoer

Inprocess-Geometriemessung beim Honen

Band 57

Dr.-Ing. Hans-Joachim Schelberg

Objektorientierte Projektierung von SPS-Software

Band 58

Dr.-Ing. Klaus Boes

Integration der Qualitätsentwicklung in featurebasierte CAD/CAM-Prozessketten

Band 59

Dr.-Ing. Martin Schreiber

Wirtschaftliche Investitionsbewertung komplexer Produktionssysteme unter Berücksichtigung von Unsicherheit

Band 60

Dr.-Ing. Ralf Steuernagel

Offenes adaptives Engineering-Werkzeug zur automatisierten Erstellung von entscheidungsunterstützenden Informationssystemen

Band 62

Dr.-Ing. Uwe Schauer

Qualitätsorientierte Feinbearbeitung mit Industrierobotern: Regelungsansatz für die Freiformflächenfertigung des Werkzeug- und Formenbaus

Band 63

Dr.-Ing. Simone Loeper

Kennzahlengestütztes Beratungssystem zur Verbesserung der Logistikleistung in der Werkstattfertigung

Band 64

Dr.-Ing. Achim Raab

Räumen mit hartstoffbeschichteten HSS-Werkzeugen

Band 65,

Dr.-Ing. Jan Erik Burghardt

Unterstützung der NC-Verfahrenskette durch ein bearbeitungs-elementorientiertes, lernfähiges Technologieplanungssystem

Band 66

Dr.-Ing. Christian Tritsch

Flexible Demontage technischer Gebrauchsgüter: Ansatz zur Planung und (teil-)automatisierten Durchführung industrieller Demontageprozesse

Band 67

Dr.-Ing. Oliver Eitrich

Prozessorientiertes Kostenmodell für die entwicklungsbegleitende Vorkalkulation

Band 68

Dr.-Ing. Oliver Wilke

Optimierte Antriebskonzepte für Räummaschinen - Potentiale zur Leistungssteigerung

Band 69

Dr.-Ing. Thilo Sieth

Rechnergestützte Modellierungsmethodik zerspantechnologischer Prozesse

Band 70

Dr.-Ing. Jan Linnenbuerger

Entwicklung neuer Verfahren zur automatisierten Erfassung der geometrischen Abweichungen an Linearachsen und Drehschwenkköpfen

Band 71

Dr.-Ing. Mathias Klimmek

Fraktionierung technischer Produkte mittels eines frei beweglichen Wasserstrahlwerkzeuges

Band 72

Dr.-Ing. Marko Hartel

Kennzahlenbasiertes Bewertungssystem zur Beurteilung der Demontage- und Recyclingeignung von Produkten

Band 73

Dr.-Ing. Jörg Schaupp

Wechselwirkung zwischen der Maschinen- und Hauptspindeltriebsdynamik und dem Zerspanprozess beim Fräsen

Band 74

Dr.-Ing. Bernhard Neisius

Konzeption und Realisierung eines experimentellen Telemanipulators für die Laparoskopie

Band 75

Dr.-Ing. Wolfgang Walter

Erfolgsversprechende Muster für betriebliche Ideenfindungsprozesse. Ein Beitrag zur Steigerung der Innovationsfähigkeit

Band 76

Dr.-Ing. Julian Weber

Ein Ansatz zur Bewertung von Entwicklungsergebnissen in virtuellen Szenarien

Band 77

Dr.-Ing. Dipl. Wirtsch.-Ing. Markus Posur

Unterstützung der Auftragsdurchsetzung in der Fertigung durch Kommunikation über mobile Rechner

Band 78

Dr.-Ing. Frank Fleissner

Prozessorientierte Prüfplanung auf Basis von Bearbeitungsobjekten für die Kleinserienfertigung am Beispiel der Bohr- und Fräsbearbeitung

Band 79

Dr.-Ing. Anton Haberkern

Leistungsfähigere Kugelgewindetriebe durch Beschichtung

Band 80

Dr.-Ing. Dominik Matt

Objektorientierte Prozess- und Strukturinnovation (OPUS)

Band 81

Dr.-Ing. Jürgen Andres

Robotersysteme für den Wohnungsbau: Beitrag zur Automatisierung des Mauerwerkbaus und der Elektroinstallation auf Baustellen

Band 82

Dr.-Ing. Dipl.Wirtschaftsing. Simone Riedmiller

Der Prozesskalender - Eine Methodik zur marktorientierten Entwicklung von Prozessen

Band 83

Dr.-Ing. Dietmar Tilch

Analyse der Geometrieparameter von Präzisionsgewinden auf der Basis einer Least-Squares-Estimation

Band 84

Dr.-Ing. Dipl.-Kfm. Oliver Stiefbold

Konzeption eines reaktionsschnellen Planungssystems für Logistikketten auf Basis von Software-Agenten

Band 85

Dr.-Ing. Ulrich Walter

Einfluss von Kühlschmierstoff auf den Zerspansprozess beim Fräsen: Beitrag zum Prozessverständnis auf Basis von zerspantechnischen Untersuchungen

Band 86

Dr.-Ing. Bernd Werner

Konzeption von teilautonomer Gruppenarbeit unter Berücksichtigung kultureller Einflüsse

Band 87

Dr.-Ing. Ulf Osmers

Projektieren Speicherprogrammierbarer Steuerungen mit Virtual Reality

Band 88

Dr.-Ing. Oliver Doerfel

Optimierung der Zerspantechnik beim Fertigungsverfahren Wälzstossen: Analyse des Potentials zur Trockenbearbeitung

Band 89

Dr.-Ing. Peter Baumgartner

Stufenmethode zur Schnittstellengestaltung in der internationalen Produktion

Band 90
Dr.-Ing. Dirk Vossmann

Wissensmanagement in der Produktentwicklung durch Qualitätsmethodenverbund und Qualitätsmethodenintegration

Band 91
Dr.-Ing. Martin Plass

Beitrag zur Optimierung des Honprozesses durch den Aufbau einer Honprozessregelung

Band 92
Dr.-Ing. Titus Konold

Optimierung der Fünffachsfräsbearbeitung durch eine kennzahlenunterstützte CAM-Umgebung

Band 93
Dr.-Ing. Jürgen Brath

Unterstützung der Produktionsplanung in der Halbleiterfertigung durch risikoberücksichtigende Betriebskennlinien

Band 94
Dr.-Ing. Dirk Geisinger

Ein Konzept zur marktorientierten Produktentwicklung

Band 95
Dr.-Ing. Marco Lanza

Entwurf der Systemunterstützung des verteilten Engineering mit Axiomatic Design

Band 96
Dr.-Ing. Volker Hüntrup

Untersuchungen zur Mikrostrukturierbarkeit von Stählen durch das Fertigungsverfahren Fräsen

Band 97
Dr.-Ing. Frank Reinboth

Interne Stützung zur Genauigkeitsverbesserung in der Inertialmesstechnik: Beitrag zur Senkung der Anforderungen an Inertialsensoren

Band 98
Dr.-Ing. Lutz Trender

Entwicklungintegrierte Kalkulation von Produktlebenszykluskosten auf Basis der ressourcenorientierten Prozesskostenrechnung

Band 99

Dr.-Ing. Cornelia Kafka

Konzeption und Umsetzung eines Leitfadens zum industriellen Einsatz von Data-Mining

Band 100

Dr.-Ing. Gebhard Selinger

Rechnerunterstützung der informellen Kommunikation in verteilten Unternehmensstrukturen

Band 101

Dr.-Ing. Thomas Windmüller

Verbesserung bestehender Geschäftsprozesse durch eine mitarbeiterorientierte Informationsversorgung

Band 102

Dr.-Ing. Knud Lembke

Theoretische und experimentelle Untersuchung eines bistabilen elektrohydraulischen Linearantriebs

Band 103

Dr.-Ing. Ulrich Thies

Methode zur Unterstützung der variantengerechten Konstruktion von industriell eingesetzten Kleingeräten

Band 104

Dr.-Ing. Andreas Schmälzle

Bewertungssystem für die Generalüberholung von Montageanlagen –Ein Beitrag zur wirtschaftlichen Gestaltung geschlossener Facility- Management- Systeme im Anlagenbau

Band 105

Dr.-Ing. Thorsten Frank

Vergleichende Untersuchungen schneller elektromechanischer Vorschubachsen mit Kugelgewindetrieb

Band 106

Dr.-Ing. Achim Agostini

Reihenfolgeplanung unter Berücksichtigung von Interaktionen: Beitrag zur ganzheitlichen Strukturierung und Verarbeitung von Interaktionen von Bearbeitungsobjekten

Band 107

Dr.-Ing. Thomas Barrho

Flexible, zeitfenstergesteuerte Auftragseinplanung in segmentierten Fertigungsstrukturen

Band 108

Dr.-Ing. Michael Scharer

Quality Gate-Ansatz mit integriertem Risikomanagement

Band 109

Dr.-Ing. Ulrich Suchy

**Entwicklung und Untersuchung eines neuartigen Mischkopfes für das Wasser
Abrasive Strahl schneiden**

Band 110

Dr.-Ing. Sellal Mussa

Aktive Korrektur von Verlagerungsfehlern in Werkzeugmaschinen

Band 111

Dr.-Ing. Andreas Hühsam

Modellbildung und experimentelle Untersuchung des Wälzschälprozesses

Band 112

Dr.-Ing. Axel Plutowsky

**Charakterisierung eines optischen Messsystems und den Bedingungen des
Arbeitsraums einer Werkzeugmaschine**

Band 113

Dr.-Ing. Robert Landwehr

**Konsequent dezentralisierte Steuerung mit Industrial Ethernet und offenen
Applikationsprotokollen**

Band 114

Dr.-Ing. Christoph Dill

Turbulenzreaktionsprozesse

Band 115

Dr.-Ing. Michael Baumeister

Fabrikplanung im turbulenten Umfeld

Band 116

Dr.-Ing. Christoph Gönninger

**Konzept zur Verbesserung der Elektromagnetischen Verträglichkeit (EMV) in
Produktionssystemen durch intelligente Sensor/Aktor-Anbindung**

Band 117

Dr.-Ing. Lutz Demuß

Ein Reifemodell für die Bewertung und Entwicklung von Dienstleistungsorganisationen: Das Service Management Maturity Modell (SMMM)

Band 118

Dr.-Ing. Jörg Söhner

Beitrag zur Simulation zerspanungstechnologischer Vorgänge mit Hilfe der Finite-Element-Methode

Band 119

Dr.-Ing. Judith Elsner

Informationsmanagement für mehrstufige Mikro-Fertigungsprozesse

Band 120

Dr.-Ing. Lijing Xie

Estimation Of Two-dimension Tool Wear Based On Finite Element Method

Band 121

Dr.-Ing. Ansgar Blessing

Geometrischer Entwurf mikromechatronischer Systeme

Band 122

Dr.-Ing. Rainer Ebner

Steigerung der Effizienz mehrachsiger Fräsprozesse durch neue Planungsmethoden mit hoher Benutzerunterstützung

Band 123

Dr.-Ing. Silja Klinkel

Multikriterielle Feinplanung in teilautonomen Produktionsbereichen – Ein Beitrag zur produkt- und prozessorientierten Planung und Steuerung

Band 124

Dr.-Ing. Wolfgang Neithardt

Methodik zur Simulation und Optimierung von Werkzeugmaschinen in der Konzept- und Entwurfsphase auf Basis der Mehrkörpersimulation

Band 125

Dr.-Ing. Andreas Mehr

Hartfeinbearbeitung von Verzahnungen mit kristallinen diamantbeschichteten Werkzeugen beim Fertigungsverfahren Wälzstoßen

Band 126

Dr.-Ing. Martin Gutmann

Entwicklung einer methodischen Vorgehensweise zur Diagnose von hydraulischen Produktionsmaschinen

Band 127

Dr.-Ing. Gisela Lanza

Simulative Anlaufunterstützung auf Basis der Qualitätsfähigkeiten von Produktionsprozessen

Band 128

Dr.-Ing. Ulf Dambacher

Kugelgewindetrieb mit hohem Druckwinkel

Band 129

Dr.-Ing. Carsten Buchholz

Systematische Konzeption und Aufbau einer automatisierten Produktionszelle für pulverspritzgegossene Mikroteile

Band 130

Dr.-Ing. Heiner Lang

Trocken-Räumen mit hohen Schnittgeschwindigkeiten

Band 131

Dr.-Ing. Daniel Nesges

Prognose operationeller Verfügbarkeiten von Werkzeugmaschinen unter Berücksichtigung von Serviceleistungen

Im Shaker Verlag erschienene Bände:

Band 132

Dr.-Ing. Andreas Bechle

Beitrag zur prozesssicheren Bearbeitung beim Hochleistungsfertigungsverfahren Wälzschälen

Band 133

Dr.-Ing. Markus Herm

Konfiguration globaler Wertschöpfungsnetzwerke auf Basis von Business Capabilities

Band 134

Dr.-Ing. Hanno Tritschler

Werkzeug- und Zerspanprozessoptimierung beim Hartfräsen von Mikrostrukturen in Stahl

Band 135

Dr.-Ing. Christian Munzinger

Adaptronische Strebe zur Steifigkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen

Band 136

Dr.-Ing. Andreas Stepping

Fabrikplanung im Umfeld von Wertschöpfungsnetzwerken und ganzheitlichen Produktionssystemen

Band 137

Dr.-Ing. Martin Dyck

Beitrag zur Analyse thermische bedingter Werkstückdeformationen in Trockenbearbeitungsprozessen

Band 138

Dr.-Ing. Siegfried Schmalzried

Dreidimensionales optisches Messsystem für eine effizientere geometrische Maschinenbeurteilung

Band 139

Dr.-Ing. Marc Wawerla

Risikomanagement von Garantieleistungen

Band 140

Dr.-Ing. Ivesa Buchholz

Strategien zur Qualitätssicherung mikromechanischer Bauteile mittels multisensorieller Koordinatenmesstechnik

Band 141

Dr.-Ing. Jan Kotschenreuther

Empirische Erweiterung von Modellen der Makrozerspanung auf den Bereich der Mikrobearbeitung

Band 142

Dr.-Ing. Andreas Knödel

Adaptronische hydrostatische Drucktascheneinheit

Band 143

Dr.-Ing. Gregor Stengel

Fliegendes Abtrennen räumlich gekrümmter Strangpressprofile mittels Industrierobotern

Band 144

Dr.-Ing. Udo Weismann

Lebenszyklusorientiertes interorganisationelles Anlagencontrolling

Band 145

Dr.-Ing. Rüdiger Pabst

Mathematische Modellierung der Wärmestromdichte zur Simulation des thermischen Bauteilverhaltens bei der Trockenbearbeitung

Band 146

Dr.-Ing. Jan Wieser

Intelligente Instandhaltung zur Verfügbarkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen

Band 147

Dr.-Ing. Sebastian Haupt

Effiziente und kostenoptimale Herstellung von Mikrostrukturen durch eine Verfahrenskombination von Bahnerosion und Laserablation

Band 148

Dr.-Ing. Matthias Schlipf

Statistische Prozessregelung von Fertigungs- und Messprozess zur Erreichung einer variabilitätsarmen Produktion mikromechanischer Bauteile

Band 149

Dr.-Ing. Jan Philipp Schmidt-Ewig

Methodische Erarbeitung und Umsetzung eines neuartigen Maschinenkonzeptes zur produktflexiblen Bearbeitung räumlich gekrümmter Strangpressprofile

Band 150

Dr.-Ing. Thomas Ender

Prognose von Personalbedarfen im Produktionsanlauf unter Berücksichtigung dynamischer Planungsgrößen

Band 151

Dr.-Ing. Kathrin Peter

**Bewertung und Optimierung der Effektivität von Lean Methoden
in der Kleinserienproduktion**

Band 152

Dr.-Ing. Matthias Schopp

Sensorbasierte Zustandsdiagnose und -prognose von Kugelgewindetrieben

Band 153

Dr.-Ing. Martin Kipfmüller

Aufwandsoptimierte Simulation von Werkzeugmaschinen

Band 154

Dr.-Ing. Carsten Schmidt

**Development of a database to consider multi wear mechanisms
within chip forming simulation**

Band 155

Dr.-Ing. Stephan Niggeschmidt

**Ausfallgerechte Ersatzteilbereitstellung im Maschinen- und Anlagenbau
mittels lastabhängiger Lebensdauerprognose**

Band 156

Dr.-Ing. Jochen Conrad Peters

**Bewertung des Einflusses von Formabweichungen in der
Mikro-Koordinatenmesstechnik**

Band 157

Dr.-Ing. Jörg Ude

**Entscheidungsunterstützung für die Konfiguration
globaler Wertschöpfungsnetzwerke**

Band 158

Dr.-Ing. Stefan Weiler

Strategien zur wirtschaftlichen Gestaltung der globalen Beschaffung

Band 159

Dr.-Ing. Jan Rühl

Monetäre Flexibilitäts- und Risikobewertung

Band 160

Dr.-Ing. Daniel Ruch

Positions- und Konturerfassung räumlich gekrümmter Profile auf Basis bauteilimmanenter Markierungen

Band 161

Dr.-Ing. Manuel Tröndle

Flexible Zuführung von Mikrobauteilen mit piezoelektrischen Schwingförderern

Band 162

Dr.-Ing. Benjamin Viering

Mikroverzahnungsnormal

Band 163

Dr.-Ing. Chris Becke

Prozesskrafttrichtungsangepasste Frässtrategien zur schädigungsarmen Bohrungsbearbeitung an faserverstärkten Kunststoffen

Band 164

Dr.-Ing. Patrick Werner

Dynamische Optimierung und Unsicherheitsbewertung der lastabhängigen präventiven Instandhaltung von Maschinenkomponenten

Band 165

Dr.-Ing. Martin Weis

Kompensation systematischer Fehler bei Werkzeugmaschinen durch self-sensing Aktoren

Band 166

Dr.-Ing. Markus Schneider

Kompensation von Konturabweichungen bei gerundeten Strangpressprofilen durch robotergestützte Führungswerkzeuge

Band 167

Dr.-Ing. Ester M. R. Ruprecht

Prozesskette zur Herstellung schichtbasierter Systeme mit integrierten Kavitäten

Band 168

Dr.-Ing. Alexander Broos

Simulationsgestützte Ermittlung der Komponentenbelastung für die Lebensdauerprognose an Werkzeugmaschinen

Band 169

Dr.-Ing. Frederik Zanger

Segmentspanbildung, Werkzeugverschleiß, Randschichtzustand und Bauteileigenschaften: Numerische Analysen zur Optimierung des Zerspanungsprozesses am Beispiel von Ti-6Al-4V

Band 170

Dr.-Ing. Benjamin Behmann

Servicefähigkeit

Band 171

Dr.-Ing. Annabel Gabriele Jondral

Simulationsgestützte Optimierung und Wirtschaftlichkeitsbewertung des Lean-Methodeneinsatzes

Band 172

Dr.-Ing. Christoph Ruhs

Automatisierte Prozessabfolge zur qualitätssicheren Herstellung von Kavitäten mittels Mikrobahnerosion

Band 173

Dr.-Ing. Steven Peters

Markoffsche Entscheidungsprozesse zur Kapazitäts- und Investitionsplanung von Produktionssystemen

Band 174

Dr.-Ing. Christoph Kühlewein

Untersuchung und Optimierung des Wälzschälverfahrens mit Hilfe von 3D-FEM-Simulation – 3D-FEM Kinematik- und Spanbildungssimulation

Band 175

Dr.-Ing. Adam-Mwanga Dieckmann

Auslegung und Fertigungsprozessgestaltung sintergefügter Verbindungen für μ MIM-Bauteile

Band 176

Dr.-Ing. Heiko Hennrich

Aufbau eines kombinierten belastungs- und zustandsorientierten Diagnose- und Prognosesystems für Kugelgewindetriebe

Band 177

Dr.-Ing. Stefan Herder

Piezoelektrischer Self-Sensing-Aktor zur Vorspannungsregelung in adaptiven Kugelgewindetrieben

Band 178

Dr.-Ing. Alexander Ochs

Ultraschall-Strömungsgreifer für die Handhabung textiler Halbzeuge bei der automatisierten Fertigung von RTM-Bauteilen

Band 179

Dr.-Ing. Jürgen Michna

Numerische und experimentelle Untersuchung zerspanungsbedingter Gefügeumwandlungen und Modellierung des thermo-mechanischen Lastkollektivs beim Bohren von 42CrMo4

Band 180

Dr.-Ing. Jörg Elser

Vorrichtungsfreie räumliche Anordnung von Fügepartnern auf Basis von Bauteilmarkierungen

Band 181

Dr.-Ing. Katharina Klimscha

Einfluss des Fügespalts auf die erreichbare Verbindungsqualität beim Sinterfügen

Band 182

Dr.-Ing. Patricia Weber

Steigerung der Prozesswiederholbarkeit mittels Analyse akustischer Emissionen bei der Mikrolaserablation mit UV-Pikosekundenlasern

Band 183

Dr.-Ing. Jochen Schädel

Automatisiertes Fügen von Tragprofilen mittels Faserwickeln

Band 184

Dr.-Ing. Martin Krauße

Aufwandsoptimierte Simulation von Produktionsanlagen durch Vergrößerung der Geltungsbereiche von Teilmodellen

Band 185

Dr.-Ing. Raphael Moser

Strategische Planung globaler Produktionsnetzwerke

Bestimmung von Wandlungsbedarf und Wandlungszeitpunkt mittels multikriterieller Optimierung

Band 186

Dr.-Ing. Martin Otter

Methode zur Kompensation fertigungsbedingter Gestaltabweichungen für die Montage von Aluminium Space-Frame-Strukturen

Band 187

Dr.-Ing. Urs Leberle

Produktive und flexible Gleitförderung kleiner Bauteile auf phasenflexiblen Schwingförderern mit piezoelektrischen 2D-Antriebsselementen

Band 188

Dr.-Ing. Johannes Book

Modellierung und Bewertung von Qualitätsmanagementstrategien in globalen Wertschöpfungsnetzwerken

Band 189

Dr.-Ing. Florian Ambrosy

Optimierung von Zerspanungsprozessen zur prozesssicheren Fertigung nanokristalliner Randschichten am Beispiel von 42CrMo4

Band 190

Dr.-Ing. Adrian Kölmel

Integrierte Messtechnik für Prozessketten unreifer Technologien am Beispiel der Batterieproduktion für Elektrofahrzeuge

Band 191

Dr.-Ing. Henning Wagner

Featurebasierte Technologieplanung zum Preforming von textilen Halbzeugen

Band 192

Dr.-Ing. Johannes Gebhardt

Strukturoptimierung von in FVK eingebetteten metallischen Lasteinleitungselementen

Band 193

Dr.-Ing. Jörg Bauer

Hochintegriertes hydraulisches Vorschubsystem für die Bearbeitung kleiner Werkstücke mit hohen Fertigungsanforderungen

Band 194

Dr.-Ing. Nicole Stricker

Robustheit verketteter Produktionssysteme

Robustheitsevaluation und Selektion des Kennzahlensystems der Robustheit

Band 195

Dr.-Ing. Anna Sauer

Konfiguration von Montagelinien unreifer Produkttechnologien am Beispiel der Batteriemontage für Elektrofahrzeuge

Band 196

Dr.-Ing. Florian Sell-Le Blanc

Prozessmodell für das Linearwickeln unrunder Zahnspulen

Ein Beitrag zur orthozyklischen Spulenwickeltechnik

Band 197

Dr.-Ing. Frederic Förster

Geregeltes Handhabungssystem zum zuverlässigen und energieeffizienten Handling textiler Kohlenstofffaserzuschnitte

Band 198

Dr.-Ing. Nikolay Boev

Numerische Beschreibung von Wechselwirkungen zwischen Zerspanprozess und Maschine am Beispiel Räumen

Band 199

Dr.-Ing. Sebastian Greinacher

Simulationsgestützte Mehrzieloptimierung schlanker und ressourceneffizienter Produktionssysteme

Band 200

Dr.-Ing. Benjamin Häfner

Lebensdauerprognose in Abhängigkeit der Fertigungsabweichungen bei Mikroverzahnungen

Band 201

Dr.-Ing. Stefan Klotz

Dynamische Parameteranpassung bei der Bohrungsherstellung in faserverstärkten Kunststoffen unter zusätzlicher Berücksichtigung der Einspannsituation

Band 202

Dr.-Ing. Johannes Stoll

Bewertung konkurrierender Fertigungsfolgen mittels Kostensimulation und stochastischer Mehrzieloptimierung

Anwendung am Beispiel der Blechpaketfertigung für automobiler Elektromotoren

Band 203

Dr.-Ing. Simon-Frederik Koch

Fügen von Metall-Faserverbund-Hybridwellen im Schleuderverfahren
ein Beitrag zur fertigungsgerechten intrinsischen Hybridisierung

Band 204

Dr.-Ing. Julius Ficht

Numerische Untersuchung der Eigenspannungsentwicklung für sequenzielle Zerspanungsprozesse

Band 205

Dr.-Ing. Manuel Baumeister

Automatisierte Fertigung von Einzelblattstapeln in der Lithium-Ionen-Zellproduktion

Band 206

Dr.-Ing. Daniel Bertsch

Optimierung der Werkzeug- und Prozessauslegung für das Wälzschälen von Innenverzahnungen

Band 207

Dr.-Ing. Kyle James Kippenbrock

Deconvolution of Industrial Measurement and Manufacturing Processes for Improved Process Capability Assessments

Band 208

Dr.-Ing. Farboud Bejnoud

Experimentelle Prozesskettenbetrachtung für Räumbauteile am Beispiel einer einsatzgehärteten PKW-Schiebemuffe

Band 209

Dr.-Ing. Steffen Dosch

Herstellungsübergreifende Informationsübertragung zur effizienten Produktion von Werkzeugmaschinen am Beispiel von Kugelgewindetrieben

Band 210

Dr.-Ing. Emanuel Moser

Migrationsplanung globaler Produktionsnetzwerke

Bestimmung robuster Migrationspfade und risiko-effizienter Wandlungsbefähiger

Band 211

Dr.-Ing. Jan Hochdörffer

Integrierte Produktallokationsstrategie und Konfigurationssequenz in globalen Produktionsnetzwerken

Band 212

Dr.-Ing. Tobias Arndt

Bewertung und Steigerung der Prozessqualität in globalen Produktionsnetzwerken

Band 213

Dr.-Ing. Manuel Peter

Unwuchtminimale Montage von Permanentmagnetrotoren durch modellbasierte Online-Optimierung

Band 214

Dr.-Ing. Robin Kopf

Kostenorientierte Planung von Fertigungsfolgen additiver Technologien

Band 215

Dr.-Ing. Harald Meier

**Einfluss des Räumens auf den Bauteilzustand in der Prozesskette
Weichbearbeitung – Wärmebehandlung – Hartbearbeitung**

Band 216

Dr.-Ing. Daniel Brabandt

**Qualitätssicherung von textilen Kohlenstofffaser-Preforms mittels
optischer Messtechnik**

Band 217

Dr.-Ing. Alexandra Schabunow

**Einstellung von Aufnahmeparametern mittels projektionsbasierter Qualitäts-
kenngrößen in der industriellen Röntgen-Computertomographie**

Band 218

Dr.-Ing. Jens Bürgin

Robuste Auftragsplanung in Produktionsnetzwerken

Mittelfristige Planung der variantenreichen Serienproduktion unter Unsicherheit
der Kundenauftragskonfigurationen

Band 219

Dr.-Ing. Michael Gerstenmeyer

**Entwicklung und Analyse eines mechanischen Oberflächenbehandlungs-
verfahrens unter Verwendung des Zerspanungswerkzeuges**

Band 220

Dr.-Ing. Jacques Burtscher

**Erhöhung der Bearbeitungsstabilität von Werkzeugmaschinen durch
semi-passive masseneinstellbare Dämpfungssysteme**

Band 221

Dr.-Ing. Dietrich Berger

**Qualitätssicherung von textilen Kohlenstofffaser-Preforms mittels prozess-
integrierter Wirbelstromsensor-Arrays**

Band 222

Dr.-Ing. Fabian Johannes Ballier

Systematic gripper arrangement for a handling device in lightweight production processes

Band 223

Dr.-Ing. Marielouise Schäferling, geb. Zaiß

Development of a Data Fusion-Based Multi-Sensor System for Hybrid Sheet Molding Compound

Band 224

Dr.-Ing. Quirin Spiller

Additive Herstellung von Metallbauteilen mit dem ARBURG Kunststoff-Freiformen

Band 225

Dr.-Ing. Andreas Spohrer

Steigerung der Ressourceneffizienz und Verfügbarkeit von Kugelgewindetrieben durch adaptive Schmierung

Band 226

Dr.-Ing. Johannes Fisel

Veränderungsfähigkeit getakteter Fließmontagesysteme

Planung der Fließbandabstimmung am Beispiel der Automobilmontage

Band 227

Dr.-Ing. Patrick Bollig

Numerische Entwicklung von Strategien zur Kompensation thermisch bedingter Verzüge beim Bohren von 42CrMo4

Band 228

Dr.-Ing. Ramona Pfeiffer, geb. Singer

Untersuchung der prozessbestimmenden Größen für die anforderungsgerechte Gestaltung von Pouchzellen-Verpackungen

Band 229

Dr.-Ing. Florian Baumann

Additive Fertigung von endlosfaserverstärkten Kunststoffen mit dem ARBURG Kunststoff-Freiform Verfahren

Band 230
Dr.-Ing. Tom Stähr

Methodik zur Planung und Konfigurationsauswahl skalierbarer Montagesysteme – Ein Beitrag zur skalierbaren Automatisierung

Band 231
Dr.-Ing. Jan Schwennen

Einbringung und Gestaltung von Lasteinleitungsstrukturen für im RTM-Verfahren hergestellte FVK-Sandwichbauteile

Band 232
Dr.-Ing. Sven Coutandin

Prozessstrategien für das automatisierte Preforming von bebinderten textilen Halbzeugen mit einem segmentierten Werkzeugsystem

Band 233
Dr.-Ing. Christoph Liebrecht

Entscheidungsunterstützung für den Industrie 4.0-Methodeneinsatz
Strukturierung, Bewertung und Ableitung von Implementierungsreihenfolgen

Band 234
Dr.-Ing. Stefan Treber

Transparenzsteigerung in Produktionsnetzwerken
Verbesserung des Störungsmanagements durch verstärkten Informationsaustausch

Band 235
Dr.-Ing. Marius Dackweiler

Modellierung des Fügewickelprozesses zur Herstellung von leichten Fachwerkstrukturen

Band 236
Dr.-Ing. Fabio Echsler Minguillon

Prädiktiv-reaktives Scheduling zur Steigerung der Robustheit in der Matrix-Produktion

Band 237
Dr.-Ing. Sebastian Haag

Entwicklung eines Verfahrensablaufes zur Herstellung von Batteriezellstapeln mit großformatigem, rechteckigem Stapelformat und kontinuierlichen Materialbahnen

Band 238

Dr.-Ing. Raphael Wagner

Strategien zur funktionsorientierten Qualitätsregelung in der Serienproduktion

Band 239

Dr.-Ing. Christopher Ehrmann

Ausfallfrüherkennung von Ritzel-Zahnstangen- Trieben mittels Acoustic Emission

Band 240

Dr.-Ing. Janna Hofmann

Prozessmodellierung des Fünf-Achs-Nadelwickelns zur Implementierung einer trajektoriebasierten Drahtzugkraftregelung

Band 241

Dr.-Ing. Andreas Kuhnle

**Adaptive Order Dispatching based on Reinforcement Learning
Application in a Complex Job Shop in the Semiconductor Industry**

Band 242

Dr.-Ing. Andreas Greiber

**Fertigung optimierter technischer Oberflächen durch eine Verfahrenskombination aus Fliehkraft-Tauchgleitschleifen und Laserablation
Prozesseinflüsse und Prozessauslegung**

Band 243

Dr.-Ing. Jan Niclas Eschner

Entwicklung einer akustischen Prozessüberwachung zur Porenbestimmung im Laserstrahlschmelzen

Band 244

Dr.-Ing. Sven Roth

Schädigungsfreie Anbindung von hybriden FVK/Metall-Bauteilen an metallische Tragstrukturen durch Widerstandspunktschweißen

Band 245

Dr.-Ing. Sina Kathrin Peukert

Robustheitssteigerung in Produktionsnetzwerken mithilfe eines integrierten Störungsmanagements

Band 246

Dr.-Ing. Alexander Jacob

Hochiterative Technologieplanung

Rekursive Optimierung produkt- und fertigungsbezogener
Freiheitsgrade am Beispiel der hybrid-additiven Fertigung

Band 247

Dr.-Ing. Patrick Moll

**Ressourceneffiziente Herstellung von Langfaser-Preforms
im Faserblasverfahren**

Band 248

Dr.-Ing. Eric Thore Segebade

**Erhöhung der Verschleißbeständigkeit von Bauteilen aus Ti-6Al-4V mittels
simulationsgestützter Zerspanung und mechanischer Mikrotextrurierung**

Band 249

Dr.-Ing. Shun Yang

**Regionalized implementation strategy of smart
automation within assembly systems in China**

Band 250

Dr.-Ing. Constantin Carl Hofmann

**Vorausschauende und reaktive Mehrzieloptimierung
für die Produktionssteuerung einer Matrixproduktion**

Band 251

Dr.-Ing. Paul Ruhland

Prozesskette zur Herstellung von hybriden Faser-Metall-Preforms

Modellbildung und Optimierung des Binderauftrags und
der Drapierung für stabförmige Bauteile

Band 252

Dr.-Ing. Leonard Schild

**Erzeugung und Verwendung von Anwendungswissen in der industriellen
Computertomographie**

Band 253

Dr.-Ing. Benedikt Klee

**Analyse von Phaseninformationen in Videodaten zur Identifikation
von Schwingungen in Werkzeugmaschinen**

Band 254

Dr.-Ing. Bruno Vargas

Wälzschalen mit kleinen Achskreuzwinkeln

Prozessgrenzen und Umsetzbarkeit

Band 255

Dr.-Ing. Lucas Bretz

Function-oriented in-line quality assurance of hybrid sheet molding compound

Band 256

Dr.-Ing. Bastian Rothaupt

Dämpfung von Bauteilschwingungen durch einstellbare Werkstückdirektspannung mit Hydrodehnspanntechnik

wbk Institut für Produktionstechnik Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Zum Buch

Bei der Bearbeitung dünnwandiger Bauteile werden während des Fräsprozesses durch den Zahneingriff Festkörperschwingungen im Werkstück induziert, welche in Form von Biege- und Torsionsschwingungen auftreten. Diese können das Bearbeitungsergebnis hinsichtlich Formgenauigkeit und Oberflächengüte negativ beeinflussen und sind deshalb besonders bei Schlichtprozessen zu reduzieren, um teure und aufwändige Nacharbeiten zu vermeiden.

Die Werkstückspanntechnik bietet aufgrund ihrer Lage im Kraftfluss Potential zur Dämpfung von Bauteilschwingungen. Bisherige Arbeiten fokussieren auf aufwändige aktiv geregelte Systeme oder passiv dämpfende Spanntechnik, welche keine Einstellbarkeit der Dämpfungswirkung erlauben. Die vorliegende Arbeit hingegen untersucht einen semi-passiven Ansatz zur Dämpfung und Beeinflussung von Bauteilschwingungen dünnwandiger Bauteile mittels Werkstückdirektspannung. Durch die Einstellbarkeit der axial auf einen mit dem Werkstück verbundenen Spannbolzen wirkenden Einzugskraft und der radial wirkenden Hydrodehnspannung werden die Schwingungseigenschaften des Bauteils hinsichtlich Eigenfrequenz, Dämpfung sowie dynamische Nachgiebigkeit beeinflusst. Anhand eines Funktionsmusters mit Demonstratorbauteil kann gezeigt werden, dass durch die Hydrodehnspannung eine dreifach höhere Dämpfung der Biegemode erzielt wird. Durch die zusätzliche Optimierung der Fuge zwischen Bauteil und Spannmittel wird ein Dämpfungsgrad von bis zu 6% erreicht. Anhand eines Vorhersagemodells wird untersucht, inwiefern eine bauteilunabhängige Vorhersage der Dämpfungsgrade in Abhängigkeit der Spannkräfte möglich ist. Aus den gewonnenen Erkenntnissen werden abschließend Gestaltungsrichtlinien für eine anwendungsnahe Umsetzung von Werkstückdirektspannungssystemen mit Hydrodehnspanntechnik abgeleitet.

ISBN 978-3-8440-8735-2



9

**SHAKER
VERLAG**