

TU Braunschweig – Niedersächsisches  
Forschungszentrum für Luftfahrt

Berichte aus der Luft- und Raumfahrttechnik

Forschungsbericht 2016-15

# Methodik für eine hochfrequente Ermüdungsprüfung an Faserverbundwerkstoffen

Paul Lorsch

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt  
Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik

---

Diese Veröffentlichung wird gleichzeitig in der Berichtsreihe „NFL - Forschungsberichte“ geführt.

Diese Arbeit erscheint gleichzeitig als von der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs genehmigte Dissertation.





# Methodik für eine hochfrequente Ermüdungsprüfung an Faserverbundwerkstoffen

Von der Fakultät für Maschinenbau der  
Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines  
Doktor-Ingenieurs  
(Dr.-Ing.)

genehmigte  
Dissertation

von

Dipl.-Ing. Paul Lorsch (geb. Baumbach)  
aus Berlin-Pankow

eingereicht am: 13.09.2016

mündliche Prüfung am: 10.11.2016

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Michael Sinapius  
Prof. Dr.-Ing. Peter Horst

2017



# Danksagung

Bekanntermaßen schreibt sich eine Dissertation nicht von selbst. Und so habe auch ich während meiner Promotionszeit wissenschaftlich und privat viel Unterstützung erfahren, wofür ich mich an dieser Stelle bedanken möchte.

Auf der wissenschaftlichen Seite möchte ich Prof. Dr.-Ing. Michael Sinapius für seine exzellente Betreuung als mein Doktorvater während der letzten sechs Jahre danken. Er hat in vielen Gesprächen meinen Ideen gelauscht und mich dabei unterstützt aus der schier unendlichen Anzahl von möglichen Wegen den richtigen zu finden. Trotzdem ließ er mir stets die Freiheit über den Tellerrand meiner Forschung hinauszusehen und viel Wissen und Erfahrung zu sammeln.

Prof. Dr.-Ing. Peter Horst möchte ich herzlich für das Zweitgutachten zu dieser Arbeit danken, dass er ohne zu zögern übernommen hat. Vielen Dank geht auch an Prof. Dr.-Ing. Christian Hühne, der die mündlichen Prüfung geleitet hat.

Neben einem Doktorvater braucht man als Doktorand aber auch die räumlichen Möglichkeiten, um den eigenen Ideen folgen zu können. Ich hatte das große Glück an gleich zwei Stellen, dem Institut für Adaptronik und Funktionsintegration der TU Braunschweig und dem Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik des Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Raum und Unterstützung zu finden. Deshalb gilt mein Dank auch Dr.-Ing. Peter Wierach und Dr.-Ing. Steffen Opitz, die mir in der Abteilung der Multifunktionswerkstoffe am DLR viel Freiraum für meine Versuche gelassen haben.

Nicht zu vergessen ist die immense Unterstützung in meinem privaten Umfeld. Ohne sie wäre, trotz aller wissenschaftlichen Freiheit, diese Dissertation nicht entstanden. Deshalb geht mein besonderer Dank an meine Frau Anne. Du hast mir die Möglichkeit gegeben intensiv für meine Promotion zu forschen, selbst wenn uns zuhause drei Kinder auf Trab hielten. Ohne dich wären weder die Durchführung, noch die Dokumentation meiner Arbeiten möglich gewesen. Danke!

Natürlich möchte ich auch meinen Kollegen Matthias Bock, Wibke Exner, Imke Roesekörner, Marcus Kubicka, Dr.-Ing. Till Julian Adam, Jens Bachmann und Christian Pommer danken. Ihr habt mich auf meinem Weg begleitet, im Büro ausgehalten, mit mir erinnernswerte Abende verbracht und mich im Labor und bei der Fertigung vor größeren Katastrophen bewahrt.

Und nicht zuletzt gebührt Dr. paed. Sabine Herfurt ein großes Dankeschön, die ihren kritischen Blick über diese Arbeit hat schweifen lassen.



# Kurzfassung

Ermüdung ist ein Thema, das nicht nur klassische Konstruktionswerkstoffe betrifft, sondern auch moderne Stoffklassen wie Faserverbundwerkstoffe. Somit müssen auch für Faserverbundwerkstoffe Kennwerte ermittelt werden, die eine zuverlässige, ermüdungsgerechte Auslegung erlauben. Insbesondere bei Anwendungen, die eine erhöhte Widerstandsfähigkeit gegen Ermüdungserscheinungen bis in den Bereich sehr hoher Lastspielzahlen hinein erfordern, müssen gesicherte Ergebnisse generiert werden. Die größte Herausforderung bei der Ermittlung von Kennwerten im Bereich jenseits von  $10^7$  Lastwechsel besteht in der langen Versuchsdauer, die sich durch die sehr große Anzahl von Lastwechseln ergibt, wenn eine konservative, geringe Prüffrequenz verwendet wird.

Eine Möglichkeit diese lange Versuchsdauer zu verkürzen besteht darin, die Prüffrequenz deutlich zu erhöhen. Das führt zu einer Prüfung, die das reale Ermüdungsleben im Zeitraffer abbildet. Zwei Kernaspekte ergeben sich daraus, einerseits muss eine Prüftechnik erforscht werden, die eine erhöhte Prüffrequenz zulässt und andererseits muss gezeigt werden, dass dieser Zeitraffer zulässig ist.

Eine erhöhte Prüffrequenz kann mit zwangsgeführten Prüfsystemen nur eingeschränkt realisiert werden. Diese Prüfsysteme müssen stets ihre eigenen Massenkräfte unterdrücken, damit sie nicht in Resonanz geraten und instabil werden. Genau diese Massenkräfte können jedoch zur Lasterzeugung genutzt werden. Hierfür wird ein System ausgelegt, das aus kinetischen und potentiellen Energiereservoirs besteht, zwischen denen die Energien periodisch pendeln können. Wird das System dabei so gestaltet, dass die Materialprobe das potentielle Reservoir darstellt, wird diese Probe durch einen mechanischen Belastungszustand ermüdet. Dieser Belastungszustand kann und muss dabei so gestaltet werden, dass eine eindeutige Korrelation von Schädigungszustand und verursachter Belastung gefunden werden kann. In dieser Arbeit wird daher das Augenmerk auf einen einachsigen, gradientenfreien Belastungszustand gelegt. Dieser erlaubt die Bestimmung möglichst grundlegender Ingenieurskonstanten. In dieser Arbeit wird gezeigt, dass ein solcher einachsiger, gradientenfreier Belastungszustand in einem resonant arbeitenden Prüfsystem erzeugt werden kann. Durch die Anpassung der beiden Energiereservoirs aneinander wird eine erhöhte Prüffrequenz von deutlich über 100 Hz erreicht.

Zusätzlich zu dem grundlegenden Prüfsystem wird eine Regelung vorgestellt, die zwei Aufgaben hat. Erstens wird die Eigenfrequenz des Systems detektiert und die Anregungsfrequenz darauf angepasst. Zweitens wird die, durch die Resonanzüberhöhung erzeugte, Belastung konstant gehalten. Zeitgleich werden Messaufgaben durch die Regelung übernommen, um den aktuellen Zustand der Probe zu überwachen. Hierzu werden verschiedene Messprinzipien vorgestellt und hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit für die Messaufgaben bewertet.

Abschließend wird der Gültigkeitsbereich hochfrequenter Materialprüfung dargestellt. Hierzu werden vergleichende Messungen bei verschiedenen Prüffrequenzen vorgenommen und daraus abgeleitete Indizien vorgestellt, die die Gültigkeit hochfrequenter Materialprüfung belegen.

# Abstract

Fatigue occurs in any kind of material exposed to alternating loads, and consequently in fiber-reinforced plastics, also known as composites, too. This leads to the need of reliable material characteristics if composites shall be used. This is even more crucial when it comes to constructions that are exposed to long-time fatigue in the Very-High-Cycle-Fatigue regime. One of the major challenges for obtaining such material characteristics is the extremely long testing time. Using conservative testing frequencies, a test up to the threshold of  $10^7$  loadcycles takes weeks. To create a reliable database this subsequently leads to barely realizable testing campaigns.

One option to shorten the length of the testing campaigns is to raise the testing frequency. This leads to a testing method that shortens the lifetime of a specimen to a short period of time using a time lapse. Two aspects arise from this time lapse: Firstly, a testing method has to be found that is able to apply sufficient loads to the specimen with the desired frequency. Secondly, the testing in time lapse needs to be validated for the used material.

Classical positively driven testing systems always work against their own forces of inertia. These forces are being suppressed to maintain a stable state without running into resonances. In classical systems a resonance may destroy the entire testing rig. On the other hand forces of inertia can be used to generate loads in a specimen. For this purpose a system is proposed that contains two different types of reservoirs for energies, here potential and kinetic energies. Energy may flow periodically between the two reservoirs and thereby form an oscillatory system. If the system is designed in such way that the potential reservoir lies in the specimen, a fatigue load case is generated. This load case has to be uniaxial and free of gradients. If these requirements are fulfilled, a bijective correlation between load case and subsequent damage state can be obtained. Therefore, this work focuses on the uniaxial and gradient-free load case, which allows the safe determination of basic material constants. A raised testing frequency well above 100 Hz can be reached by matching the energy reservoirs.

In addition to the testing system, a controller is presented that maintains a constant load in the specimen. As this load is determined by the resonant behavior of the system, this task is divided into two separate sub-tasks. One task is to track the eigenfrequency of the testing system, so the excitation of the testing system matches to the eigenfrequency. The second task is to monitor the magnification of the testing system in resonance. The two tasks have different time constants, so the controller can be nested with two dependent circuits.

The control unit, where the controller itself is located, is also used to measure data during the test. Thereby the current state of the specimen is monitored and documented. Different measuring methods are presented and evaluated towards their applicability for the resonant testing system.

Finally the validity of high-frequency testing of fiber-reinforced plastics in time lapse is investigated. Measurements at different testing frequencies are compared. As no indicators could be found that count against high-frequency testing, the validity is assumed.

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung und Motivation</b>	<b>1</b>
<b>2. Zielsetzung und Hypothesen</b>	<b>2</b>
<b>3. Erkenntniswegweiser</b>	<b>4</b>
<b>4. Historische Übersicht und Stand der Forschung</b>	<b>6</b>
4.1. Kurze historische Übersicht . . . . .	6
4.2. Stand der Forschung . . . . .	8
4.2.1. Generelle Erkenntnisse zum Ermüdungsverhalten . . . . .	8
4.2.2. Very High Cycle Fatigue bei Faserverbundwerkstoffen . . . . .	10
<b>5. Grundlagen der Experimentiertechnik für den VHCF-Bereich</b>	<b>12</b>
5.1. Probengeometrien und deren Fertigung . . . . .	13
5.1.1. Probengeometrien . . . . .	13
5.1.2. Pultrusionsverfahren . . . . .	14
5.1.3. Wickelverfahren . . . . .	17
5.1.4. Infusionsverfahren . . . . .	19
5.1.5. Vorbereitung des Spannungsbereichs der Probe . . . . .	22
5.2. Hochfrequente Prüfung von FVW . . . . .	25
5.2.1. Klassische Prüfmaschinen . . . . .	25
5.2.2. Resonante Prüfmaschinen . . . . .	26
5.2.3. Resonante Kontinuumsschwinger . . . . .	28
5.2.4. Systeme mit einer bewegten Masse . . . . .	44
5.2.5. Systeme mit zwei bewegten Massen . . . . .	61
5.2.6. Zusammenfassung der Prüfkonzepte . . . . .	78
5.3. Auswahl geeigneter Aktuatoren . . . . .	79
5.4. Regelung des Prüfstands . . . . .	81
<b>6. Messtechnik</b>	<b>92</b>
6.1. Onlinemessverfahren . . . . .	92
6.1.1. Modaler Fingerabdruck . . . . .	96
6.2. Offlinemessverfahren . . . . .	99
<b>7. Untersuchung des VHCF für grundlegende Lamine</b>	<b>105</b>
7.1. Gültigkeitsbereich hochfrequenter Materialprüfung . . . . .	106
<b>8. Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>111</b>
8.1. Zusammenfassung . . . . .	112
8.2. Ausblick . . . . .	115
<b>Literatur</b>	<b>118</b>
<b>A. Anhang</b>	<b>123</b>

---

## Tabellenverzeichnis

1.	Wellenlängen und Probenlängen . . . . .	35
2.	Materialeigenschaften für die Modellierung des RKS . . . . .	40
3.	Eigenfrequenzen und Eigenformen eines typischen Sets an Parametern . . .	41
4.	Materialkenndaten OC111A und RIM135/H1366 . . . . .	53
5.	Vergleich der Größe der Energiereservoirs im EMS mit einer Flachprobe . .	56
6.	Kennwerte der Blattfeder des gefesselten ZMS . . . . .	65
7.	Resonanzfrequenzen des theoretischen gefesselten ZMS . . . . .	65
8.	Resonanzfrequenzen des theoretischen ungefesselten ZMS . . . . .	74
9.	Vergleich der Größe der Energiereservoirs im ZMS mit einer Rohrprobe . .	75
10.	Berechnete Dämpfungswerte anhand der Halbwertsbreite in Abhängigkeit von der Anregungsamplitude des Aktuators . . . . .	77
11.	Gemessene Gewichte der einzelnen Komponenten des ZMS . . . . .	140



---

# Abbildungsverzeichnis

1.	Schematischer Ablauf des Pultrusionsverfahrens . . . . .	15
2.	Pultrusionswerkzeug mit: (1) Faser- bzw. Rovingführung, (2) Imprägnierwerkzeug, (3) Formwerkzeug mit innenliegendem Dorn, (4) Grundplatte . .	16
3.	Detailaufnahme eines pultrudierten Rohres . . . . .	16
4.	Prinzipskizze des Wickelverfahrens für Rohre . . . . .	17
5.	Trocken gewickelte Rovings in $\pm 45^\circ$ -Richtung mit einem Fadengewicht von 2400tex . . . . .	18
6.	Im Nasswickelverfahren hergestellte Rohrprobe . . . . .	19
7.	Schema der Infusion für Rohrproben . . . . .	20
8.	Zweiteiliges Formwerkzeug zur Fertigung von faserverstärkten Rohrproben	21
9.	Im Infusionsverfahren hergestellte Rohrprobe I . . . . .	22
10.	Im Infusionsverfahren hergestellte Rohrprobe II . . . . .	23
11.	Simulierte Zugspannung in Querrichtung bei einer fest eingespannten Flachprobe unter Zuglast in Längsrichtung, Detail . . . . .	24
12.	Simulierte Spannung in Längsrichtung bei einer fest eingespannten Rundprobe unter Zuglast in Längsrichtung, Detail . . . . .	24
13.	FVW-Probe im Resonanzpulsator . . . . .	27
14.	Verschiebungen und Deformationen in einer Longitudinalwelle . . . . .	29
15.	Wellenpaket aus Quasilongitudinalwellen im Stab . . . . .	32
16.	Stehende Quasilongitudinalwelle im Stab . . . . .	32
17.	Konzept eines RKS für FVW . . . . .	35
18.	Halbseitiger Schnitt durch das parametrisierte FE-Modell des RKS für FVW	36
19.	Vernetztes Modell des RKS mit Kennzeichnung der verschiedenen Elementtypen . . . . .	38
20.	Erste longitudinale Eigenform des RKS . . . . .	41
21.	Eigenschaften der zur Prüfung genutzten Eigenform im Prüfbereich eines RKS	43
22.	Verschiebungsamplitude der ersten longitudinalen Eigenform des RKS für FVW . . . . .	43
23.	Funktionsprinzip eines Ein-Massen-Schwingers . . . . .	46
24.	Beispielhafte Ausschwingkurve für $x(t) = \hat{a}e^{-\delta t} \sin(\lambda t + \beta)$ . . . . .	47
25.	Ausschwingvorgang an einem realen Ein-Massen-Schwinger . . . . .	49
26.	Aufbau zur Messung am realen Ein-Massen-Schwinger . . . . .	49
27.	Gemessener Amplitudengang des Piezoaktuators . . . . .	50
28.	Messaufbau für die Frequenzgangmessung des Piezoaktuators . . . . .	51
29.	Gemessener Amplitudengang des betrachteten EMS . . . . .	51
30.	Probe mit Defekt (EMS) . . . . .	54
31.	Lastblock, gemessen durch einen Lasertriangulator am freien Ende des EMS	57
32.	Thermografische Aufnahmen des EMS . . . . .	58
33.	EMS-Proben mit sichtbaren, durch Ermüdung erzeugten Schäden . . . . .	59
34.	Schaden in einer EMS-Probe mit für Kreuzlamine untypischer Schadensmechanistik . . . . .	59
35.	Statisch zerstörend geprüfte Vergleichsprobe . . . . .	60
36.	Funktionsprinzip eines Zwei-Massen-Schwingers . . . . .	62
37.	Skizzierter Aufbau für den gefesselten ZMS . . . . .	66
38.	Amplitudengang des gefesselten ZMS . . . . .	67

39.	Berechnetes Verschiebungssignal der Lasertriangulatoren am gefesselten ZMS bei 328 Hz . . . . .	68
40.	Amplitudengang des ZMS bei Anregung durch einen Schwingungserreger .	69
41.	Amplitudengang des ZMS mit zusätzlichen Massen bei Anregung durch einen Piezoaktuator . . . . .	70
42.	Amplitudengang des ZMS mit zusätzlichen Massen bei Anregung durch einen Schwingungserreger . . . . .	71
43.	Ermüdungsmessung am ZMS mit zusätzlichen Massen . . . . .	72
44.	Skizzierter Aufbau für den ungefesselten ZMS . . . . .	73
45.	Amplitudengang des ungefesselten ZMS . . . . .	74
46.	Verlauf der Resonanzfrequenz während eines Ermüdungsversuchs im ungefesselten ZMS . . . . .	75
47.	Amplitudengang der Dehnung der Probe bei verschiedenen Ansteueramplituden des Piezoaktuators . . . . .	76
48.	Amplitudengang der Dehnung der Probe, normiert auf die Anregungsamplitude	77
49.	Struktur des Amplitudenregelkreises . . . . .	82
50.	Schaltbild der Phasenregelschleife . . . . .	84
51.	Bode-Diagramm PT2-Glied mit verschiedenen Dämpfungen . . . . .	85
52.	Grundstruktur der Regelung des Prüfstandes . . . . .	87
53.	Programmablaufplan des modifizierten Nelder-Mead-Verfahrens zur Frequenzregelung . . . . .	88
54.	Beispiel eines Suchlaufs des modifizierten Nelder-Mead-Verfahrens . . . . .	89
55.	Detaillierte Struktur des digitalen Reglers und seiner Umsetzung auf dem LabView cRIO-System . . . . .	91
56.	Beispiel einer Präzisionsmessung . . . . .	95
57.	Schaden in einer Rohrprobe nach 460000 Lastwechseln . . . . .	97
58.	Messsignale während des Wachstums des Schadens . . . . .	98
59.	Ultraschall-C-Scan einer GFK-Flachprobe, Probenhalter mit $A$ gekennzeichnet	100
60.	$\mu$ -CT Aufnahme einer GFK-Flachprobe, die Matrix ist ausgeblendet. . . .	101
61.	Schrägsicht eines Schiffs durch eine GFK-Flachprobe . . . . .	102
62.	Mikroskopische Aufnahme eines Schiffs durch eine Delamination . . . . .	103
63.	Schrägsicht eines Schiffs durch einen Bereich der Probe mit Faser-Matrix-Interface-Versagen . . . . .	103
64.	Charakteristischer HCF-Schädigungszustand der Flachproben . . . . .	105
65.	Vergleich des Verlustfaktors $\tan(\delta)$ für verschiedene Proben und Messgeräte	109
66.	Statische Charakterisierung I . . . . .	123
67.	Statische Charakterisierung II . . . . .	124
68.	Datenblatt der Vergussmasse GM725/PUR13 . . . . .	125
69.	VHCF-Prüfstand in schallisolierender Kammer . . . . .	126
70.	Einspannung des Zwei-Massen-Schwingers . . . . .	127
71.	Gefesselter Zwei-Massen-Schwinger . . . . .	128
72.	Zwei-Massen-Schwinger mit alternativer Anregung durch Schwingungserreger	129
73.	Datenblatt Prodera EX520 Schwingungserreger . . . . .	130
74.	Ungefesselter Zwei-Massen-Schwinger . . . . .	131
75.	Pultrusionsanlage im Labor mit: (1) Faserlager, (2) Injektion und Formwerkzeug, (3) Raupenabzug, (4) Kappsäge, (5) Steuer-PC und Leistungsverstärker	131
76.	Abzug eines pultrudierten Rohres aus dem Formwerkzeug . . . . .	132
77.	Abzugsseitige Ansicht des Formwerkzeugs, mittig ist der Dorn zu erkennen	132

---

78.	Trocken gewickelte feine Rovings mit einer Stärke von 300tex. . . . .	133
79.	Vernetztes Modell zur Simulation einer festen Einspannung einer Flachprobe	133
80.	Simulierte Normalspannung in Querrichtung in einer Flachprobe bei fester Einspannung unter Zuglast in Längsrichtung . . . . .	134
81.	Simulierte Normalspannung entlang der Längsrichtung in einer Flachprobe bei fester Einspannung unter Zuglast in Längsrichtung . . . . .	134
82.	Simulierte Spannung entlang der Längsrichtung in einer Flachprobe bei fester Einspannung unter Zuglast in Längsrichtung, Detail . . . . .	135
83.	Vernetztes Modell zur Simulation einer festen Einspannung einer Rohrprobe	136
84.	Simulierte Spannung in Längsrichtung bei einer fest eingespannten Rund- probe unter Zuglast in Längsrichtung . . . . .	137
85.	Simulierte Spannungsintensität bei einer fest eingespannten Rundprobe unter Zuglast in Längsrichtung . . . . .	137
86.	Simulierter Spannungsverlauf auf der Außenseite der Rohrprobe . . . . .	138
87.	Simulierter Spannungsverlauf auf der Innenseite der Rohrprobe . . . . .	138
88.	Simulierter Spannungsintensität auf der Außenseite der Rohrprobe . . . . .	139
89.	Simulierter Spannungsintensität auf der Innenseite der Rohrprobe . . . . .	139
90.	Lichtmikroskopische Detailaufnahme des Schadens einer Rohrprobe . . . .	140

---

## Abkürzungen

A/D-Wandler	Analog-Digital-Wandler
CFK	Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff
D/A-Wandler	Digital-Analog-Wandler
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
DMA	Dynamisch-Mechanische-Analyse
DMS	Dehnungsmessstreifen
EMS	Ein-Massen-Schwinger
FEM	Finite-Elemente-Methode
FPGA	Field-Programmable-Gate-Array
FVW	Faserverbundwerkstoff
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
LUT	Look-Up-Table
NMV	Nelder-Mead-Verfahren
PLL	Phasenregelschleife / Phase Locked Loop
PTFE	Polytetrafluorethylen
PZT	Blei-Zirkonat-Titanat
RKS	Resonante Kontinuumsschwinger
UD-Laminat	Unidirektionales Laminat
VHCF	Very High Cycle Fatigue
ZMS	Zwei-Massen-Schwinger

Die Abkürzungen gelten in allen Flexionen.

---

# Nomenklatur

$\frac{dq}{dt} = \dot{q}$	erste zeitliche Ableitung von $q$
$\frac{d^2q}{dt^2} = \ddot{q}$	zweite zeitliche Ableitung von $q$
$\frac{dq}{dx} = q'$	erste örtliche Ableitung von $q$
$\frac{d^2q}{dx^2} = q''$	zweite örtliche Ableitung von $q$
$a, b, \dots$	Skalare
$\vec{a}, \vec{b}, \dots$	Vektoren
$\mathbf{A}, \mathbf{B}, \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \dots$	Matrizen
$\hat{x}$	Amplitude des Signals $x$
$c$	Dämpfung
$c_L$	Wellengeschwindigkeit einer Longitudinalwelle
$c_{LII}$	Wellengeschwindigkeit einer Quasilongitudinalwelle
$d$	Dicke eines Materials, Dicke einer Lamineinzelschicht
$d_{min}$	Untere Präzisionsgrenze des NMV
$k$	Steifigkeit
$m$	Masse
$t$	Zeit
$v$	Geschwindigkeit, Schnelle
$E$	elektrisches Feld
$E_{kin}$	kinetische Energie
$E_{pot}$	potentielle Energie
$E_{FAE}$	Formänderungsenergie
$F$	Kraft
$G$	Schubmodul
$Q$	Steifigkeitsmatrix für Laminatberechnungen
$\delta$	Lehrsches Dämpfungsmaß
$\vartheta$	logarithmisches Dekrement
$\omega_0$	Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems
$\omega_d$	Eigenkreisfrequenz des gedämpften Systems
$\omega_{1,2,\dots,n}$	Eigenkreisfrequenzen von Systemen mit mehreren Freiheitsgraden
$f_0$	Eigenfrequenz des ungedämpften Systems

---

$f_d$	Eigenfrequenz des gedämpften Systems
$\Delta f_{0,5}$	Halbwertsbreite
$f_{1,2,\dots,n}$	Eigenfrequenzen von Systemen mit mehreren Freiheitsgraden
$\sigma$	mechanische Spannung
$\sigma_{max}$	mechanische Bruchspannung bzw. Festigkeit
$\varepsilon$	Dehnung
$\varepsilon_{max}$	Bruchdehnung
$\varphi$	Faservolumengehalt
$\Phi$	Phase oder Phasenverschiebung
$\Upsilon$	Elastizitätsmodul
$\nu$	Querkontraktionszahl
$\rho$	Dichte eines Materials
$\lambda$	Wellenlänge
$\xi$	Winkel des gedrehten Systems zur Berechnung eines Kreuzverbunds

Indizes:

$\parallel$	Eigenschaften der Faserverbundschicht parallel zur Faserrichtung
$\perp$	Eigenschaften der Faserverbundschicht quer zur Faserrichtung
$f$	Eigenschaften der Faser
$m$	Eigenschaften der Matrix
$1, 2, 3$	Kennzeichnung der Hauptrichtungen des euklidischen Raums $\mathbb{R}$

# 1. Einleitung und Motivation

One of the beautiful things about science is that it allows us to bumble along, getting it wrong time after time, and feel perfectly fine as long as we learn something each time.

[1]

Wissenschaft kann wohl kaum kürzer und trotzdem allumfassend umrissen werden, als dieses Zitat es vermag. Neue Erkenntnisse in bisher unerforschten Bereichen zu generieren und dabei die eigenen Grenzen und die Anderer überschreiten. Es gibt keine Wegweiser, die die Richtung vorgeben und so lebt Wissenschaft auch von Fehlschlägen und nicht zuletzt auch von der Erkenntnis, dass etwas eben *nicht* geht. Denn gerade dies kann Ansporn sein, den Hintergrund zu erforschen, was für diesen Fehlschlag ursächlich ist.

In der Geschichte der Wissenschaft finden sich immer wieder Beispiele, wo genau dieses Prinzip zu neuem bahnbrechenden Wissen geführt hat. Ein Beispiel dafür findet sich in der Geschichte der Eisenbahn gleich an zwei Stellen wieder. 1875 entgleiste die Dampflokomotive Amstetten in der Nähe von Salzburg. Alle Bauteile der Lokomotive, auch die Radreifen, waren nach dem aktuellen Stand des Wissens ausgelegt worden. Ende des 19. Jahrhunderts ging man noch davon aus, dass Bauteile, die statisch korrekt ausgelegt werden, unendlich lange halten, egal ob sie Wechsellasten ausgesetzt werden oder nicht. Erst durch diesen Unfall und weitere ähnliche Vorfälle begann August Wöhler mit der Untersuchung des Verhaltens von Metallen, wenn sie Wechsellasten ausgesetzt werden. Dabei musste er die Annahme einer unendlichen Lebensdauer verwerfen und entdeckte das Ermüdungsverhalten von Metallen. Der durch ihn entwickelte Laststufenversuch wird ihm zu Ehren auch *Wöhlerversuch* genannt.

Über 100 Jahre später entgleiste am 3. Juni 1998 der ICE *Wilhelm Conrad Röntgen* bei Eschede, was zum bisher schwersten Eisenbahnunglück mit Hochgeschwindigkeitszügen überhaupt führte. Ursache war auch hier ein gebrochener Radreifen, der einen Ermüdungseffekt zeigte, der bis dahin unbekannt war. Zwar hatte man ein Jahrhundert nach Wöhler bereits verstanden, dass Metalle ermüden, jedoch fehlte und fehlt bis heute immer noch Wissen über das Ermüdungsverhalten von Metallen und Materialien im allgemeinen unter sehr großen Lastspielzahlen. Neben Konstruktionsmängeln führte genau dieses Ermüdungsverhalten durch mehr als eine Milliarde Lastwechseln zum Bruch des Radreifens des ICE.

Vor diesem Hintergrund ist es beinahe unerklärlich, dass bis weit in das 20. Jahrhundert hinein behauptet wurde, dass Faserverbundwerkstoffe keine Ermüdungserscheinungen zeigen<sup>1</sup>. Mittlerweile ist es auch für diese relativ neue Stoffklasse gesichert, dass Ermüdung nicht vernachlässigt werden kann. Und auch hier ist noch nicht geklärt, wie sich Faserverbundwerkstoffe im Bereich sehr großer Lastspielzahlen verhalten. Gerade vor dem Hintergrund, dass diese Werkstoffe bevorzugt in der Luftfahrt eingesetzt werden, ist eine Ermüdungsforschung unumgänglich, um Ausfälle wie im Bereich des schienengebundenen Verkehrs zu vermeiden.

---

<sup>1</sup>siehe [2] S.XIII

## 2. Zielsetzung und Hypothesen

Historisch betrachtet sind Faserverbundwerkstoffe (FVW) eine junge Werkstoffgruppe. Erst seit Anfang des 21. Jahrhunderts werden sie in größerem Maßstab produziert und haben seit dem ein starkes Wachstum erlebt. So finden sich bis heute zahlreiche Anwendungen für FVW in den verschiedensten Bereichen. Im Bereich der regenerativen Energien werden Rotorblätter für Windkraftanlagen aus günstigen glasfaserverstärkten Kunststoffen (GFK) hergestellt und für lange Einsatzzeiten konzipiert<sup>2</sup>. In der Luftfahrt werden bereits große strukturelle Bauteile aus hochbelastbaren kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffen (CFK) produziert, und auch im Automobilbau findet diese Gruppe der FVW vermehrt Einzug. Aber auch im Schienenverkehr<sup>3</sup> und der Raumfahrt werden verstärkt FVW wegen ihrer hervorragenden mechanischen Eigenschaften bei zugleich geringem spezifischen Gewicht eingesetzt.

All diesen Anwendungen ist gemein, dass die Bauteile aus FVW nicht nur statischen Lasten ausgesetzt sind, sondern auch dynamisch belastet, *ermüdet* werden. Um sichere Konstruktionen aus FVW zu konzipieren und zu fertigen ist es also unerlässlich, neben statischen Kennwerten auch Erkenntnisse über das Ermüdungsverhalten zu generieren. Denn besonders Bauteile mit einer sehr langen Lebenszeit durchlaufen ohne weiteres mehr als  $10^7$  Lastwechsel während ihrer Einsatzdauer. Deshalb spricht man hierbei vom *Very High Cycle Fatigue*-Bereich (VHCF).

Mit Hilfe einer geeigneten Prüftechnik muss der Werkstoff untersucht werden, um die notwendigen Erkenntnisse über sein Verhalten während der prognostizierten Lebenszeit zu gewinnen. Dabei spielt der Faktor Zeit für die spätere Anwendung sowie auch die Prüftechnik eine erhebliche Rolle. Statische Versuche können in verhältnismäßig kurzer Zeit durchgeführt werden, während dynamische Versuche das prognostizierte Bauteilleben nachbilden. Nun ist es aber sinnvoll, das Bauteilleben nicht in Echtzeit, sondern in einer verkürzten Versuchszeit nachzubilden. Dieser *Zeitraffer* soll es ermöglichen, dass Versuche mit einer kurzen Laufzeit und einer hohen Belastungsfrequenz durchgeführt werden, die Erkenntnisse aber für lange Laufzeiten bei geringerer Belastungsfrequenz gültig sind.

An dieser Stelle ergibt sich automatisch eine der wichtigsten Fragestellungen der Werkstoffprüfung. *Ist eine solche Prüfung im Zeitraffer überhaupt zulässig?* Und wenn ja, unter welchen Bedingungen ist dieser Zeitraffer zulässig, oder müssen die gewonnenen Erkenntnisse auf bestimmte Anwendungsbereiche eingegrenzt werden?

Jedes Mal, wenn ein Material mechanisch belastet und entlastet wird, wird ein bestimmter Teil der mechanischen Energien umgewandelt. Zumeist sind dies die kinetische und potentielle Energie, die in andere Energieformen umgewandelt werden. Ein Teil dieser Energie wird in Vorgängen im Material umgesetzt, die zu negativen Veränderungen des Materials führen. Dies ist der Vorgang der eigentlichen Ermüdung. Daneben wird aber auch ein Teil der mechanischen Energien in Wärme umgewandelt, die zu einer Erwärmung der Probe führt. Diese Wärme kann zu veränderten Materialeigenschaften führen, die wiederum ein verändertes Ermüdungsverhalten verursachen. Um die Aussagen, die im Zeitraffer generiert werden, anzuwenden, muss der Effekt der Erwärmung kontrolliert und bei Bedarf unterbunden werden. Für Materialien mit guten Wärmeleiteigenschaften bietet sich eine aktive Kühlung von außen an. Bei schlecht wärmeleitenden Stoffen, wie FVW, müssen Kühlpausen vorgesehen werden, oder mittels intrinsischer Maßnahmen die

---

<sup>2</sup>siehe [3]

<sup>3</sup>siehe [4]



Wärmeleitfähigkeit verbessert werden.

Um in den VHCF-Bereich der Ermüdung zu gelangen, muss eine große Anzahl von Lastwechseln in einer relativ kurzen Zeit durchgeführt werden. Dafür bedarf es einer Prüftechnik, die eine hohe Belastungen mit einer hohen Frequenz aufbringen kann. Eine Möglichkeit, hohe Prüffrequenzen zu erzeugen, ist das geschickte Nutzen von Resonanzeffekten in der Probe. Der große Vorteil liegt darin, dass in der Resonanz nur die Energie zugeführt werden muss, die durch Hystereseeffekte verloren geht. Daher soll in dieser Arbeit ein Versuchskonzept untersucht und umgesetzt werden, das eine Faserverbundprobe hochfrequent ermüdet und dabei die Resonanz der Probe und des Prüfstands nutzt. Eine entsprechende Regelung muss ausgelegt werden, die zeitgleich die Messdatenerfassung übernimmt.

Eine weitere Eigenschaft einer resonanten Prüfmethode ist, dass das Resonanzverhalten eines schwingenden Systems sehr sensibel auf Änderungen im System reagiert. Daher wird mit Hilfe des zu entwickelnden Prüfstands nachgewiesen, ob das Eintreten von bestimmten Schädigungsmechanismen Veränderungen in den Schwingparametern zugeordnet werden kann. Wenn möglich, soll somit ein *modaler Fingerabdruck* für bestimmte Schädigungsmechanismen erstellt werden.

Insgesamt ergeben sich folgende Hypothesen zur hochfrequenten Prüfung von FVW:

1. Eine Prüftechnik, die die Resonanzeigenschaften der Probe nutzt, ist realisierbar.
2. Das Prüfen im Zeitraffer ist zulässig.
3. Die gewonnenen Erkenntnisse lassen sich auf Belastungszustände mit geringerer Lastwechselfrequenz übertragen.
4. Eine unzulässig hohe Erwärmung der Probenkörper ist durch aktive Kühlung und gegebenenfalls intrinsische Methoden zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit zu unterbinden.
5. Der *modale Fingerabdruck* des Probenkörpers kann verwendet werden, um das Aktivwerden bestimmter Schädigungsmechanismen zu detektieren.

### 3. Erkenntniswegweiser

Wie in Kapitel 1 bereits angedeutet, ist das Verhalten von FVW im Bereich des VHCF weitestgehend unerforscht. Dies liegt einerseits daran, dass die Ermüdung von FVW im Bereich unterhalb des VHCF immer noch nicht vollständig verstanden ist. Andererseits gibt es bisher kaum Ansätze für die Erforschung des VHCF von FVW, die eine verkürzte Prüfdauer erlauben.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, eine Prüfmethodik zu erforschen, die geeignet ist, FVW im Zeitraffer zu prüfen und dabei Ergebnisse generiert, die eine eindeutige Zuordnung von Schaden und schadensverursachender Belastung sicherstellt. Durch diese Herangehensweise werden viele Herausforderungen aufgeworfen, die sich verschiedenen Themengebieten der Forschung zuordnen lassen. Dieses Kapitel dient daher einer ersten Übersicht über die Herangehensweise dieser Arbeit an die aufgestellten Forschungshypothesen.

Kernpunkt aller Untersuchungen ist die Korrelation von Schädigung und dem verursachenden Belastungszustand. Dies ist von immenser Wichtigkeit, da nur dadurch ein grundlegendes Verständnis von Ermüdungsvorgängen geschaffen werden kann. Daher sollte der Belastungszustand so einfach wie möglich gewählt werden. Im Allgemeinen bietet sich hier ein *einachsiger und zugleich gradientenfreier Belastungszustand* an. Bei FVW ist dies von noch größerer Bedeutung, da FVW durch ihren auf der Mikroebene stark inhomogenen und anisotropen Aufbau einen lokal mehrachsigen Spannungszustand erzeugen, obwohl global nur ein einachsiger, gradientenfreier Belastungszustand herrscht. Alle Prüfungskonzepte, die in dieser Arbeit vorgestellt werden, müssen somit zwangsläufig hinsichtlich des erzeugten Belastungszustandes bewertet werden.

Vor diesem Hintergrund wird innerhalb dieser Arbeit eine Methodik in der Art einer Prozesskette genutzt, um ein neuartiges Prüfverfahren herzuleiten. Die Schritte dieser Methodik sind weniger chronologisch zu verstehen, sondern entsprechen einer Reihe von aufeinander aufbauenden Erkenntnissen:

**Proben** Die Probe hat einen entscheidenden Einfluss auf den Belastungszustand, der sich im Material einstellt. Daher muss eine Geometrie identifiziert werden, die für die gewünschte Untersuchung geeignet ist. Kapitel 5.1 beschäftigt sich mit der Auswahl von zwei Probengeometrien für die Untersuchung des VHCF und dem Belastungszustand, der allein durch die Probengeometrie erzeugt wird. Neben der Auswahl eines Fertigungsverfahrens wird abschließend eine optimierte Einspannung der Probe gezeigt, die die Belastung möglichst schonend in die Probe einleitet.

**Prüftechnik** Zentraler Teil dieser Arbeit ist die Untersuchung verschiedener Konzepte, mit denen hochfrequent und resonant Lasten erzeugt werden, die zur Prüfung von Materialproben genutzt werden. Kapitel 5.2 zeigt die verschiedenen Konzepte auf, die alle die Probe als einen Teil der Lasterzeugung nutzen. Die Konzepte werden hinsichtlich des Belastungszustands, der in der Probe hervorgerufen wird, bewertet.

**Schwingungserregung** Kapitel 5.3 zeigt knapp, wie ein resonant arbeitender Prüfstand zu Schwingungen angeregt werden kann. Die direkte Wandlung von elektrischer Energie in mechanische Energie über Piezokeramiken wird dabei bevorzugt behandelt.

**Regelung** Resonante Prüfverfahren nutzen die Massenkräfte, die dem System innewohnen, um die Last in der Probe zu erzeugen. Dabei ist es wichtig, durch eine geeignete Regelung die Anregungsgrößen auf die Resonanz des Prüfstands abzustimmen. Denn

nur so kann der angestrebte Belastungszustand im Prüfstand und in der Probe erreicht werden. Auch die Schwingform, die für die Lastverteilung in der Probe wichtig ist wird nur in der Resonanz angeregt. Eine Regelung, die diese Anforderung erfüllt und somit zugleich die Lastamplitude konstant hält und die Eigenfrequenz sicher detektiert, wird in Kapitel 5.4 hergeleitet.

**Messung** Über geeignete Messverfahren muss der Schwingungszustand des Prüfstands überprüft werden. Denn nur durch eine gesicherte Messung kann nachvollzogen werden, ob durch den Schwingzustand auch der gewünschte Belastungszustand in der Probe erreicht wird. Kapitel 6 zeigt Möglichkeiten auf, wie der Schwingzustand während des laufenden Versuchs gemessen werden kann. Neben diesen *Onlinemessverfahren* werden Verfahren bewertet, die nicht im laufenden Betrieb genutzt werden können. Diese *Offlinemessverfahren* dienen vor allem der Identifikation des eingetretenen Ermüdungsschadens und der Qualitätskontrolle der Proben. Dadurch ist ein Rückschluss auf die Korrelation von Schaden und schadensverursachendem Belastungszustand möglich.

**Abschließende Bewertung** Kapitel 7 fasst die Erkenntnisse der Ermüdungsversuche mit den vorgestellten resonant betriebenen Prüfkonzepten zusammen. Dabei wird auf die Unterschiede der verschiedenen Probengeometrien und der Belastungszustände eingegangen. Im Unterkapitel 7.1 wird dabei im Speziellen auf die Gültigkeit von hochfrequenten Ermüdungsprüfungen eingegangen.

## 4. Historische Übersicht und Stand der Forschung

### 4.1. Kurze historische Übersicht

Faserverbundwerkstoffe sind eine relativ junge Werkstoffgruppe. Im Gegensatz dazu werden metallische Werkstoffe bereits seit Anfang der Industrialisierung in einer großen Breite angewendet. August Wöhler erkannte bereits in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts, dass statische und dynamische Festigkeiten zwei verschiedene Kenngrößen sind. Entsprechend groß war die Versuchung, die Erkenntnisse zur Ermüdung von metallischen Werkstoffen auf Faserverbundwerkstoffe zu übertragen.<sup>4</sup> Für kohlenstofffaserverstärkte Kunststoffe wurde anfangs sogar behauptet, dass sie keine Ermüdungserscheinungen unterhalb der statischen Festigkeit aufweisen.<sup>5</sup> Beide Aussagen sind widerlegt, sodass sich eine ernsthafte Forschung zur Ermüdung von FVW seit Anfang der 1960er Jahre entwickeln konnte.

Von einem eher praxisorientierten Standpunkt aus untersuchte WILSON Coupons aus einem GFK-Sandwichmaterial für den Hubschrauberbau. Das für Primärstrukturen gedachte Material zeigte bei geringerer Steifigkeit eine bessere Gewichtsbilanz und ein besseres Ermüdungsverhalten als vergleichbare Stahlbauteile. Seine Versuche deckten dabei ein Spektrum bis  $10^6$  Lastwechsel ab.<sup>6</sup>

DALLY und CARRILLO untersuchten kurze Zeit später kurz- ( $1/8$  in) und langfaserverstärkte ( $1/2$  in) Kunststoffe. Dabei kamen Fasern aus Nylon, Polystyren und Polyethylen zum Einsatz. Bei den Versuchen mit bis zu  $10^6$  Lastwechseln zeigte sich, dass nicht nur die Wahl der Faser, sondern auch deren Länge einen entscheidenden Einfluss auf das Ermüdungsverhalten und die resultierenden Festigkeiten hat.<sup>7</sup>

Einen frühen Vergleich zwischen den beiden, heute stark etablierten, Faserverbundwerkstoffen GFK und CFK führte DHARAN durch. Dabei zeigte sich, dass CFK im Ermüdungsbereich bis  $10^6$  Lastwechsel einen geringeren Einbruch in der Festigkeit zeigt als ein vergleichbares GFK-Laminat. Mit einem Einbruch von 70 % der Festigkeit bei  $10^6$  Lastwechsel schnitt der GFK wesentlich schlechter ab. Aufgrund dieser Erkenntnisse formulierte DHARAN ein Versagenskriterium für Faserverbunde, die entlang der Faserrichtung belastet werden. Dabei schränkt er das Kriterium auf genau diesen Lastfall ein und grenzt andere Lastfälle, die nicht faserparallel auftreten, aus. Ebenso listet er einige Hinweise für die Fertigung auf, die zu einem besseren Ermüdungsverhalten führen sollen. Schlussendlich erkennt DHARAN, dass für das „high-cycle“-Versagen das Versagensverhalten der Matrix dominiert.<sup>8</sup>

1976 fassten CHOU und KELLY zusammen, was man bis dahin über Faserverbundwerkstoffe in Erfahrung bringen konnte. Neben grundlegenden Eigenschaften, wie Steifigkeit und Festigkeit, erwähnten sie das Ermüdungsverhalten für Glas-, Bor-, Kohlenstoff- und Kevlarfasern im Vergleich zu Stahl. CHOU und KELLY sind zwar sehr optimistisch, was die Zukunft von Faserverbundwerkstoffen anbelangt, mahnen aber zugleich, dass man noch viel zu wenig über diese neue Werkstoffklasse weiß.<sup>9</sup>

Zu einer ähnlichen Erkenntnis kamen auch AGARWAL und JONEJA, denn sie beschrieben das Ermüdungsverhalten auch hinsichtlich der Faserlage. UD-Lamine, die die Faseraus-

---

<sup>4</sup>siehe [2] S.3

<sup>5</sup>siehe [2] S. 3

<sup>6</sup>vgl. [5]

<sup>7</sup>vgl. [6]

<sup>8</sup>vgl. [7]

<sup>9</sup>vgl. [8]

richtung parallel zu Lastrichtung haben, ermüden später und anders als Lamine aus  $\pm 45^\circ$  oder  $90^\circ$  Schichten.<sup>10</sup>

Insgesamt zeigt sich an dieser Stelle schon ein Grundproblem zum Verständnis der Ermüdung von Faserverbundwerkstoffen. Es gibt eine Vielzahl von Faktoren, die einen Einfluss auf das Ermüdungsverhalten von FVW haben. Dies sind die Auswahl der Materialien:

- Matrixsystem,
- Zuschlagstoffe für Matrix,
- Faser,
- Faserlänge,
- Oberflächenbehandlung der Fasern und
- Trennmittel und -halbzeuge

und daneben weitere faserverbundtypische Kenngrößen:

- Ausrichtung der Fasern (Wirrfaser, gerichtete Fasern, un-/vernähte Halbzeuge, gewobene Halbzeuge, Rovingstärke)
- Lagenaufbau (Ausrichtung der Lagen, Schichtfolgen, Symmetrie, spezielle Aufbauten, wie orthotrope oder quasiisotrope Lamine) oder
- Fertigungsverfahren (RTM, Wickeln, Handlamine, etc.).

Diese Listen sind bei weitem nicht vollständig, sondern sollen zunächst einen ersten Eindruck für Komplexität des Ermüdungsverhaltens von Faserverbundwerkstoffen erzeugen.

Allgemein ist bekannt, dass während der Ermüdung verschiedene *Schädigungsmechanismen* aktiv werden und dies zu einer *Schadensakkumulation* mit endgültigem Materialversagen führt.<sup>11</sup>

Trotz erheblichen Forschungsaufwands und zahlreicher Modellierungsversuche<sup>12</sup> kann bisher kein allgemeingültiges Modell zur Ermüdung von Faserverbundwerkstoffen jeglicher Art abgeleitet werden.<sup>13</sup> WU ET AL.<sup>14</sup> konnten zumindest für bestimmte Materialkombinationen das dreistufige Ermüdungsverhalten nach REIFSNIDER<sup>15</sup> nachbilden und über folgende Gleichung beschreiben:

$$D(n) = \frac{E_0 - E(n)}{E_0 - E_f} = 1 - \left(1 - \left(\frac{n}{N}\right)^B\right)^A \quad (1)$$

Für zwei kohlenstofffaserverstärkte und einen glasfaserverstärkten Verbundwerkstoff wurden die Faktoren  $A$  und  $B$  bestimmt, um somit möglichst exakt das Ermüdungsverhalten für den jeweiligen Werkstoff zu beschreiben. Der Ermüdungszustand  $D$  wird dann in Abhängigkeit der relativen Lastwechselzahl  $n$  beschrieben und wird zu 1, sobald die Probe laut Vorhersage versagt. Für die drei untersuchten Verbundwerkstoffe konnte eine gute Korrelation zwischen dem Modell und den Messungen bis  $10^6$  Lastwechsel nachgewiesen werden.

---

<sup>10</sup>vgl. [9]

<sup>11</sup>siehe [10] S. 109ff.

<sup>12</sup>siehe [11]

<sup>13</sup>siehe [2] S. 30

<sup>14</sup>siehe [12]

<sup>15</sup>vgl. [10] S. 109 Fig. 3

## 4.2. Stand der Forschung

Das Themengebiet VHCF bei Faserverbundwerkstoffen ist ein bisher wenig erforschter Bereich der Ermüdung. Zahlreiche Forschergruppen haben sich mit Hilfe klassischer Versuchsmethoden an den VHCF-Bereich heran gearbeitet und die Grundlagen für eine weitere Erforschung der Phänomene jenseits des Lasthorizonts von  $10^7$  Lastwechseln gelegt. Im Folgenden werden daher einige Arbeiten vorgestellt, die, angefangen bei Materialversuchen, über die Mechanismenerkennung bis hin zur Modellierung und Materialmodifikation reichen. Abschließend wird der aktuelle Stand der Forschung zum Themengebiet VHCF angeschlossen.

### 4.2.1. Generelle Erkenntnisse zum Ermüdungsverhalten

Wie bereits in Kapitel 4.1 erwähnt, gibt es eine Vielzahl an Faktoren, die das Ermüdungsverhalten von Faserverbundwerkstoffen beeinflussen. Deshalb wird an dieser Stelle eine Übersicht über neuere Forschungen gegeben, die sich zum einen mit den Werkstoffgruppen der glas- und kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffe beschäftigen und zum anderen bis an den VHCF-Bereich heran reichen.

An der *Montana State University* wird seit 1989 eine Datenbank für Materialkennwerte aufgebaut, die sich mit typischen Laminaten aus der Windkraft beschäftigt. Dabei stehen glasfaserverstärkte Kunststoffe im Vordergrund, da sie die am häufigsten als Strukturwerkstoff für Rotorblätter verwendet werden. Die Untersuchungen umfassen eine Vielzahl verschiedener Versuchsaufbauten; neben klassischen Zug- und Druckversuchen auch Verklebungsprüfungen und so genannte *ply-drops*, also auslaufende Faserlagen. Dadurch entstand eine frei verfügbare und sehr breit aufgestellte Datenbank, die Aussagen darüber zulässt, welchen Einfluss Fasern, Matrices, Lagenaufbauten (beziehungsweise Gewebeart) und Herstellungsprozess auf das Ermüdungsverhalten haben.<sup>16</sup>

KENSCHKE zeigt die zuletzt genannten Einflüsse auf einem abstrakteren Niveau. Dabei nutzt er eine experimentelle Windkraftanlage des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) und die dort verwendeten Materialien als Beispiel.<sup>17</sup>

BUREAU und DENAULT wiederum untersuchen GFK-Lamine vergleichend auf den Einfluss der Matrix auf das Ermüdungsverhalten. Dabei vergleichen sie eine thermoplastische und eine duroplastische Matrix in Hinsicht auf das Ermüdungsverhalten. Für die thermoplastische Matrix wurde auch der Effekt der Kühlrate während der Fertigung untersucht. Insgesamt zeigen die Autoren, dass die thermoplastische Matrix ein besseres Ermüdungsverhalten aufweist. Interessant ist, dass bei den Versuchen mit duroplastischer Matrix das typische dreiphasige Versagensverhalten<sup>18</sup> auftrat; bei der thermoplastischen Matrix trat jedoch ein zweiphasiges Versagensverhalten auf, bei dem der Biege-E-Modul für eine sehr lange Zeit konstant bleibt und erst kurz vor dem Versagen nachlässt. Den Beschreibungen von BUREAU und DENAULT nach, liegt dies an einer veränderten Schadensinitiierung.<sup>19</sup>

JEN und LEE beschäftigten sich mit einem anderen Faserverbundwerkstoff, einem kohlenstofffaserverstärkten Thermoplast. Obwohl das Material ein gänzlich anderes ist als der zuvor genannte GFK, können sie trotzdem allgemeingültige Aussagen über das Versagen von Faserverbundwerkstoffen ableiten. Die wichtigste Erkenntnis dürfte sein, dass je

---

<sup>16</sup>vgl. [13]

<sup>17</sup>siehe [3]

<sup>18</sup>vgl. [10] S. 109 Fig. 3

<sup>19</sup>siehe [14]

komplexer der Lagenaufbau ist auch die Komplexität des Versagensverhaltens zunimmt. Als Grundlage nutzten sie ein unidirektionales Laminat (UD-Laminat), das entlang der Faserrichtung getestet wurde. Für den Zug-Schwellbelastungsfall konnten die aktiven Schädigungsmechanismen chronologisch identifiziert werden:

1. transversale Matrixrisse
2. Interfaceversage
3. finaler Faserbruch.

Für Ermüdung unter Druck-Schwellbelastung wurden

1. Interfaceablösung (interface debonding) und
2. Faserausbeulen

als Schädigungsmechanismen identifiziert. Bei UD-Laminaten, die nicht faserparallel belastet werden, treten diese Schädigungsmechanismen in ähnlicher Weise auf, wobei interlaminare Risse zum endgültigen Versagen führen<sup>20</sup>. Die statischen und dynamischen Festigkeiten nehmen dabei mit zunehmendem Winkel zwischen Faserlage und Last ab<sup>21</sup>.

Für komplexere Laminataufbauten, also mehrere in verschiedenen Richtungen gestapelte oder verwobene UD-Lagen, kann keine solche allgemeine Aussage für die aktiven Schädigungsmechanismen getroffen werden. Lediglich bekannt ist, dass interlaminare Schädigungsmechanismen aktiv werden und dadurch eine erhöhte innere Reibung auftritt.<sup>22</sup> Diese führt zu einer teils starken Erwärmung der Probe, wodurch sich das Ermüdungsverhalten verändert. MORTON ET AL.<sup>23</sup> und KAWAI ET AL.<sup>24</sup> stellten unabhängig voneinander fest, dass höhere Temperaturen fast immer zu einem kürzeren Ermüdungsleben führen. Deshalb wird bei klassischen Ermüdungsversuchen eine geringe Prüffrequenz verwendet, meist unter 5 Hz, um den Einfluss der Temperatur auf das Ermüdungsverhalten zu unterdrücken. CURTIS ET AL.<sup>25</sup> legt die maximalen Testfrequenzen ähnlich fest, setzt aber für UD-Lamine, die in Faserrichtung geprüft werden, die maximale Prüffrequenz auf 5 Hz hoch.

GAMSTEDT und SJÖGREN<sup>26</sup> untersuchten intensiv die Mikromechanik an Kreuzverbunden und stellten den Einfluss des Lastverhältnisses auf das Ermüdungsverhalten in Faserverbundwerkstoffen fest. Für Kreuzverbunde gilt, dass eine Wechsellast stets zu einer schnelleren Ermüdung führt als eine Zugschwelllast. Zur besseren Beschreibung der Belastung wird dabei das Spannungsverhältnis  $R$  verwendet, das durch den Quotienten aus Unter- und Oberlast definiert wird.

$$R = \frac{\sigma_U}{\sigma_O} \quad (2)$$

Laut GAMSTEDT und SJÖGREN stellt ein Spannungsverhältnis von  $R = -1$  den schwerwiegendsten Belastungszustand für eine Ermüdungsprobe dar.

---

<sup>20</sup>vgl. auch [15] S. 257ff.

<sup>21</sup>siehe [16]

<sup>22</sup>siehe [17]

<sup>23</sup>siehe [18]

<sup>24</sup>siehe [16]

<sup>25</sup>siehe [19] S.239f.

<sup>26</sup>siehe [20]

Neben dem Spannungsverhältnis haben die Wahl der verwendeten Materialien und deren Lagenaufbau einen erheblichen Einfluss auf das Ermüdungsverhalten. GAMSTEDT und TALREJA<sup>27</sup> sowie SONG ET AL.<sup>28</sup> untersuchten vergleichend kohlenstofffaserverstärkte Kunststoffe mit Epoxid- und Thermoplastmatrix. Trotz ähnlicher Matrices bevorzugten beide Veröffentlichungen verschiedene Materialkombinationen. GAMSTED ET AL. sehen bei Verwendung eines UD-Faserhalbzeugs die Epoxidmatrix als ermüdungsfester, während SONG ET AL. die Thermoplastmatrix in Kombination mit einem Satin-Gewebe als ermüdungsfester beschreiben.

CURTIS ET AL.<sup>29</sup> verglichen das Ermüdungsverhalten verschiedener Fasern in organischen Matrices und kamen ebenso zu dem Schluss, dass UD-Lamine, die in Faserrichtung belastet werden, ermüdungsfester sind als Lamine, die die Matrix stärker belasten.

Den aktuellen Stand der Ermüdungsforschung an Faserverbundwerkstoffen fassen die beiden Bücher von HARRIS ET AL.<sup>30</sup> und TALREJA ET AL.<sup>31</sup> sehr umfassend zusammen.

#### 4.2.2. Very High Cycle Fatigue bei Faserverbundwerkstoffen

Das Themengebiet des Very-High-Cycle-Fatigue bei Faserverbundwerkstoffen wird erst seit relativ kurzer Zeit intensiv betrachtet. Allen voran führte die Empfehlung FVW bei maximal 5 Hz zu prüfen zu extrem langen Prüfzeiten und somit zu wenigen Prüfergebnissen. HOSOI ET AL. setzten daher die Prüffrequenz auf 100 Hz fest und wiesen nach, dass dies keine Veränderungen im Ermüdungsverhalten im Vergleich zu Prüfungen bei 5 Hz nach sich zieht<sup>32</sup>. Dadurch konnten in relativ kurzer Zeit Ermüdungsversuche durchgeführt werden, deren Fokus auf der Ausbildung transversaler Risse lag, die von freien Kanten der Probe initiierten. Dieses Verhalten studierte die Forschergruppe um HOSOI hinsichtlich der Initiierung von Defekten bis in den VHCF-Bereich über  $10^8$  Lastwechsel. Dabei stellten sie das finale Probenversagen in den Hintergrund und fokussierten sich auf die Mechanismen, die zum Ermüdungsverhalten beisteuern. Für die untersuchten quasiisotropen Lamine waren dies Delaminationen und transversale Risse, die an den freien Kanten initiierten<sup>33</sup>. Abschließend berechneten sie die Wachstumsraten für Delaminationen und transversale Risse bis in den VHCF-Bereich hinein. Eine echte Dauerfestigkeit zeichnete sich dabei jedoch nicht ab.<sup>34</sup>

Einen ungewöhnlichen Ansatz verfolgten MANDELL ET AL.<sup>35</sup>, wobei keine Faserverbundproben im eigentlichen Sinne geprüft wurden, sondern Faser-*Strands*, also Bündel aus einigen dutzend Fasern, die mit Harz imprägniert wurden. Als Prüfstände wurden Subwoofer-Lautsprecher verwendet, die, ähnlich einem elektromechanischen Schwingungserreger, die Strands in einem Zugschwellversuch ermüdeten. Geprüft wurden Glasfaserstrands aus dem Windkraftbereich mit bis zu  $10^{10}$  Lastwechseln. Allerdings zeigten sich beim Vergleich der Strand-Versuche leichte Unterschiede zu Referenztests mit klassischen Proben, die auf das Größenverhältnis der Probengeometrien und den Faservolumengehalt der Proben zurückgeführt wurden. Eine Dauerfestigkeit konnte bei den Messungen nicht belegt werden.

---

<sup>27</sup>siehe [21]

<sup>28</sup>siehe [22]

<sup>29</sup>siehe [19]

<sup>30</sup>siehe [2]

<sup>31</sup>siehe [15]

<sup>32</sup>vgl. [23]

<sup>33</sup>vgl. [24]

<sup>34</sup>vgl. [25]

<sup>35</sup>siehe [26]



Für Faserverbundwerkstoffe aus kohlenstofffaserverstärkten Thermoplasten untersuchten MICHEL ET AL. das Ermüdungsverhalten bis in den VHCF-Bereich mit bis zu  $10^9$  Lastwechseln.<sup>36</sup> Dabei wurden servohydraulische Prüfmaschinen, aber auch nicht näher bezeichnete elektromechanische Resonanzprüfmaschinen verwendet. Die Prüffrequenzen variierten zwischen 0,5 Hz und 158 Hz. Auch hier konnte im VHCF-Bereich keine Dauerfestigkeit nachgewiesen werden.

Das *Schwerpunktprogramm 1466* der deutschen Forschungsgemeinschaft beschäftigt sich allgemein mit dem Ermüdungsverhalten von Hochleistungswerkstoffen unter sehr hohen Lastspielzahlen. Die Untersuchung des VHCF-Bereichs für FVW innerhalb des *SPP 1466* fokussierte zunächst auf die Erprobung neuer Konzepte zur Prüfung von FVW mit erhöhten Prüffrequenzen. Dabei entstanden verschiedene Ansätze, da die etablierten Prüfsysteme für VHCF-Untersuchungen an Metallen für FVW ungeeignet sind<sup>37</sup>.

GUDE ET AL. verwenden beispielsweise eine Vorrichtung, die, basierend auf einer Kinetik, eine reine Biegebelastung auf CFK-Flachproben aufbringt<sup>38</sup>. Untersucht wurden klassische Faserverbunde aus Kohlenstofffasern und Epoxidharzen, aber auch FVW, die mit Nanopartikeln modifiziert wurden. Die effektiv erreichten Prüffrequenzen lagen bei ungefähr 125 Hz.

Deutlich höhere Frequenzen erreichte ein Versuchskonzept von BACKE ET AL., das eine Ultraschallsonotrode verwendet, um Vierpunkt- und Dreipunkt-Biegeproben in ihrer ersten Biegeeigenform anzuregen. Dabei werden Prüffrequenzen von 20 kHz erreicht, wobei die Wärmeentwicklung in den Proben zu erheblichen Kühlpausen führte. Die effektive Prüffrequenz lag somit eine Größenordnung unterhalb der Anregungsfrequenz. Das untersuchte CFK mit einer thermoplastischen Matrix zeigte in den Ermüdungsversuchen keine unbekannten Schädigungsmechanismen. Allerdings konnte, bedingt durch die Abstimmung der Eigenfrequenzen von Sonotrode und Probe, kein Probenbruch erzeugt werden. Der Abbruch der Prüfung erfolgte, wenn die Eigenfrequenz der Probe so stark verringert war, dass die Sonotrode die Anregung nicht mehr gewährleisten konnte. Der endgültige Schädigungszustand entspricht dem gesättigten Schädigungszustand nach REIFSNIDER.

ADAM realisierte das Konzept einer hochfrequenten, nichtresonanten Vierpunkt-Biegung für Kreuzverbunde bei Prüffrequenzen von bis 80 Hz<sup>39</sup>. Dabei werden Flachproben aus demselben GFK-Material, wie es in dieser Arbeit verwendet wird, ermüdet und parallel dazu online ausgewertet. Zum einen werden Durchlichtaufnahmen angefertigt, zum anderen wird der E-Modul der Probe während des Versuchs ausgewertet. Dadurch konnte nachgewiesen werden, dass die Proben eine Schadensevolution durchlaufen, wie sie nach REIFSNIDER bereits bekannt war. Neue VHCF-typische Mechanismen konnten nicht nachgewiesen werden, allerdings wurde für die verwendeten [90/0/0/90]-Proben kein endgültiges Probenversagen erreicht.

---

<sup>36</sup>siehe [27]

<sup>37</sup>siehe Kapitel 5.2.3

<sup>38</sup>vgl. [28]

<sup>39</sup>vgl. [29]

## 5. Grundlagen der Experimentiertechnik für den VHCF-Bereich

Allen Prüfanlagen zur Materialuntersuchung ist gemein, dass sie grundsätzlich mehr ertragen sollten als die zu prüfenden Materialien selbst. Dadurch müssen die Anlagen steifer und fester als die Probe und so konstruiert sein, dass sie eine große Anzahl an Prüfungen durchführen können, ohne selbst Schaden davonzutragen. Besonders bei Anlagen zur Ermüdungsprüfung müssen alle Anlagenteile möglichst *dauerfest* ausgelegt sein. Auch die Regelungstechnik muss eine hohe Wiederholgenauigkeit sicherstellen, damit die einzelnen Prüfungen und Ergebnisse untereinander vergleichbar bleiben.

Die Herausforderung bei VHCF-Prüfungen ist die sehr große Anzahl an Lastwechseln, die auf den Prüfling aufgebracht werden muss. Dazu muss die Prüftechnik eine entsprechend große *Betriebsfestigkeit* aufweisen. Denn wie bereits von hochfesten Metallen bekannt ist<sup>40</sup>, zeigen diese keine echte *Dauerfestigkeit*, was in der Auslegung der Anlage bedacht werden muss. Aber auch die Probe muss speziell für den VHCF-Bereich angepasst werden. Oftmals werden zur Krafteinleitung Aufleimer verwendet, die auf die Probe geklebt werden. Diese Klebverbindung, wie auch die Aufleimer selbst, muss eine höhere Lebensdauer aufweisen als die Probe selbst.

Für übliche Ermüdungsversuche an Faserverbundwerkstoffen werden meist Prüffrequenzen unter 10 Hz verwendet. Für den VHCF-Bereich führt dies aber zu sehr langen Prüfzeiten, denn bei kontinuierlicher Prüfung bedeutet dies eine Gesamtprüfdauer von 278 Stunden, also  $\approx 11,5$  Tagen für  $10^7$  Lastwechsel. Prüfungen jenseits von  $10^7$  Lastwechseln dauern entsprechend länger. Für eine statistische Absicherung sind je Lastniveau mindestens sechs Proben wünschenswert<sup>41</sup>, für ein sinnvoll gefülltes Wöhlerdiagramm wiederum 5 Lastniveaus. Dies führt für eine Probenkonfiguration bereits zu unpraktikabel langen Prüfzeiten. Eine Beschleunigung der Versuche ist somit der einzige Weg, in kürzeren Zeiträumen Wissen über den VHCF-Bereich von Faserverbundwerkstoffen zu sammeln.

Eine Beschleunigung von Ermüdungsversuchen kann entweder durch eine Parallelisierung von Prüfanlagen erreicht werden oder durch eine höhere Prüffrequenz. Bei einer Parallelisierung bleibt jedoch das Problem, dass die einzelnen Proben eine lange Prüfzeit benötigen. Fehler in der Versuchseinrichtung, dem Probenmaterial oder ähnlichem werden somit erst spät entdeckt. Eine Nachbesserung der Proben oder der Prüfvorrichtung für die parallel laufenden Versuche ist dann nicht mehr möglich. Bei einer erhöhten Prüffrequenz können solche Effekte rechtzeitig bemerkt und zukünftige Prüfungen können entsprechend angepasst werden. Bei parallel betriebenen Prüfanlagen entstehen auch Probleme bei der Messdatenerfassung. Es laufen zeitgleich viele Signale auf, die trotzdem hochaufgelöst erfasst, verarbeitet und gespeichert werden müssen. Bei einer erhöhten Prüffrequenz müssen andererseits die Messsignale mit einer sehr hohen Abtastrate erfasst werden, um weiterhin eine hinreichend hohe Genauigkeit zu gewährleisten. Bei beiden Ansätzen sollte eine sinnvolle Datenreduktion in Betracht gezogen werden, um die großen Mengen an Rohmessdaten zu verarbeiten und zu speichern.

In dieser Arbeit wird der Ansatz einer erhöhten Prüffrequenz verfolgt, da Fehler in der Methodik der Prüfung rechtzeitig erkannt werden können. Dies verkürzt eventuelle Iterationen, um ein geeignetes Prüfverfahren für Faserverbundwerkstoffe im VHCF-Bereich zu entwickeln.

---

<sup>40</sup>siehe [30]

<sup>41</sup>siehe [31]

## 5.1. Probengeometrien und deren Fertigung

### 5.1.1. Probengeometrien

Für die Ermüdungsuntersuchungen in dieser Arbeit werden zwei Arten von Proben verwendet. Dies sind zum einen Flachproben und zum anderen Rohrproben mit einem Kreisquerschnitt.

Alle Proben, die in dieser Arbeit verwendet werden, sind aus einem glasfaserverstärkten Kunststoff auf Basis des *OC111A*-Rovings der Firma *Owens Corning* in Kombination mit dem Infusionsharz *RIM135* von *Lange + Ritter*. Verwendet wird der Härter *H1366*, der eine Topfzeit von 210 min bei Raumtemperatur erlaubt. Laut der Herstellerangabe kann die Topfzeit, und somit auch die Zeit bis zur Entformbarkeit, durch eine Aushärtung bei bis zu 100 °C stark beschleunigt werden. Zur vollständigen Aushärtung der entformten Proben wird eine Temperung bei 60 °C empfohlen.

Die Geometrie der Flachproben ist angelehnt an die Vorgaben der *DIN EN ISO 527-1* für Zugproben. Die Dicke der Proben beträgt dementsprechend  $d_{FP} = 2$  mm und die Breite  $b_{FP} = 10$  mm. Die Länge der Proben weicht von der Norm ab und beträgt nach dem Zuschnitt insgesamt  $l_{FP} = 100$  mm. In dieser Länge ist bereits die Einspannlänge enthalten, die eigentliche freie Länge der Probe ist entsprechend kürzer. Das Grundmaterial für die Flachproben ist eine Prüfplatte mit einer Kantenlänge von je 220 mm und einer Stärke von 2 mm, welche durch das Institut für Flugzeugbau und Leichtbau der TU Braunschweig im Rahmen des *SPP1466* bereitgestellt wird. Eine solche, bereits geprüfte Probe ist in Abbildung 30 auf Seite 54 gezeigt.

Flachproben unter Drucklasten neigen zu Eulerschem Ausknicken, weshalb für die betrachteten Flachproben ein Knicknachweis nach HOLZMANN ET AL. für einen beidseitig eingespannten Stab durchgeführt wird<sup>42</sup>:

$$F_{Knick} = 4 \frac{\pi^2 \Upsilon_{0/90} I_{FP}}{l^2} \quad (3)$$

In Kapitel 5.2.4 wird der E-Modul  $\Upsilon_{0/90}$  für die Flachproben hergeleitet. Er ergibt sich zu  $\Upsilon_{0/90} = 39,7$  GPa. Für das Flächenträgheitsmoment  $I_{FP}$  muss die Probenbreite  $b_{FP}$  als Referenzachse gewählt werden, da die Probe eher in Richtung der Dicke  $d_{FP}$  ausknicken wird. Mit den oben gegebenen Maßen für den Querschnitt der Probe ergibt das Flächenträgheitsmoment  $I_{FP} = d_{FP}^3 b_{FP} / 12 = 6,67$  mm<sup>4</sup>. Die Knickkraft  $F_{Knick}$  und die Knickspannung  $\sigma_{Knick}$  der Flachprobe, wenn eine freie Länge von 50 mm angenommen wird<sup>43</sup>, entspricht also:

$$\begin{aligned} F_{Knick} &= 4182 \text{ N} \\ \sigma_{Knick} &= 209 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4)$$

Die notwendige Spannung, um ein Ausknicken der Probe hervorzurufen, liegt also bei 30 % der statisch bestimmten Zugfestigkeit des betrachteten Laminats.<sup>44</sup> Somit ist die Gefahr eines Ausknickens der Probe im Ermüdungsversuch unter Wechsellast mit dem Spannungsverhältnis von  $R = -1$  sehr groß.

Als zweite Probengeometrie werden Rohrproben verwendet. Der Vorteil dieser Geometrie ist die große Stabilität gegen Ausknicken und das Fehlen von freien Kanten. Die bevorzugten

<sup>42</sup>siehe [32] S.326ff.

<sup>43</sup>siehe Abbildung 33

<sup>44</sup>siehe Abbildung 66 im Anhang

Maße für die Rohrproben sind ein Innenradius von  $r_i = 15$  mm und eine Wandstärke von  $d_{Wand} = 1$  mm. Die Wandstärke ist bewusst klein gewählt, damit das Laminat durch eine Drucklüftkühlung von innen und außen möglichst gut gekühlt werden kann. Zusammen mit dem Radius der Proben ergibt sich eine Querschnittsfläche von  $A_{RP} = 97 \text{ mm}^2$ .

Die Stabilität gegen Ausknicken wird jedoch durch das Beulen beeinträchtigt, das bei schalenförmigen Strukturen auftritt. Der Beulnachweis für die betrachteten Rohrproben nach HOLZMANN ET AL. wird erbracht durch<sup>45</sup>:

$$\sigma_{Beul} = \frac{\Upsilon_{0/90}}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \frac{d_{Wand}}{\bar{r}_{Rohr}} \quad (5)$$

Für die Vergleichbarkeit zu den Flachproben wird der identische E-Modul  $\Upsilon_{0/90}$  verwendet, auch wenn die eigentlich verwendeten Rohrproben einen anderen Laminataufbau aufweisen. Für die Querkontraktionszahl  $\nu$  wird ein Wert von 0,3 festgelegt, die Wandstärke beträgt 1 mm und der mittlere Radius des Rohres 15,5 mm. Somit ergibt sich für die maximale axiale Druckspannung ein Wert von:

$$\sigma_{Beul} = 1550 \text{ MPa}$$

Dieser Nachweis ist äußerst konservativ angesetzt, reale Ergebnisse weichen teilweise sehr stark von dem hier berechneten Wert ab. Im Vergleich zu den Flachproben ist die Beullast fast sieben mal größer und übersteigt deutlich die gemessene Zugfestigkeit des Laminats<sup>46</sup>. Die Proben können somit als beulsicher betrachtet werden, da zuerst ein Zugversagen auftritt.

Weiterhin haben Rohrproben, wie erwähnt, keine freien Kanten. Üblicherweise initiieren Schäden von den freien Kanten der Probe her, da dort Spannungsüberhöhungen entstehen. Bei Rohrproben werden diese Randüberhöhungen vermieden, wodurch Schäden und Schädigungsmechanismen beobachtet werden können, die im Inneren des Laminats initiiert werden und wachsen.

Die Rohrproben haben, im Gegensatz zu den Flachproben, einen deutlich höheren Fertigungsaufwand. Nach dem Entformen kann nur noch ein Ablängen der gefertigten Rohre zu Rohrproben erfolgen, Durchmesser und Wandstärke der Proben müssen bereits im Formwerkzeug vorgegeben werden. Daher muss die finale Probengeometrie bereits sehr früh festgelegt werden, da Änderungen an den Formwerkzeugen nur unter großem Aufwand möglich sind. Schlussendlich bieten sich drei Verfahren für die Fertigung von Rohren aus FVW an, das *Pultrusionsverfahren*, die *Wickeltechnologie* und *Infusionsverfahren*.

### 5.1.2. Pultrusionsverfahren

Das Pultrusionsverfahren, auch Strangziehverfahren genannt, ist ein Spezialfall der Fertigungsverfahren für FVW. Es erlaubt als einziges Verfahren eine theoretisch endlose Fertigung von Profilen in einem kontinuierlich ablaufenden Prozess. Dieser ist schematisch in Abbildung 1 gezeigt. Zunächst werden die Endlosfasern aus einem Lager abgezogen. Dabei handelt es sich üblicherweise um ein Regalsystem mit Faserspulen. Über ein Führungssystem werden die Rovings danach grob ausgerichtet und in die Imprägnierung geführt. Hier werden die Rovings mit dem noch flüssigen Harz benetzt und weiter in das Formwerkzeug gezogen. Das Formwerkzeug gibt durch seine innere Form die Kontur des fertigen

---

<sup>45</sup>siehe [32] S.319ff.

<sup>46</sup>siehe Abbildung 66 im Anhang

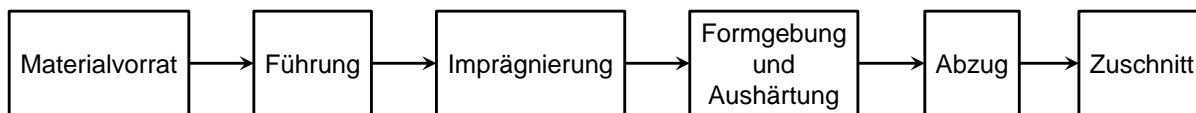


Abbildung 1: Schematischer Ablauf des Pultrusionsverfahrens

Profils vor. Durch Heizen des Werkzeugs wird der Aushärtevorgang im Harz angestoßen beziehungsweise beschleunigt. Die Abzugsgeschwindigkeit, also die Geschwindigkeit mit der die Rovings durch die Pultrusionsanlage gezogen werden, muss so abgestimmt sein, dass das Harz noch innerhalb des Werkzeugs anhärtet. Dadurch behält das Profil auch nach dem Verlassen des Werkzeugs seine Form. Die vollständige Aushärtung des Harzes muss nicht im Werkzeug erfolgen, sondern kann auch durch späteres Tempern abgeschlossen werden. Das feste Profil wird im Anschluss durch den Abzugsmechanismus gegriffen und weiter abgezogen. Eine Kappsäge längt das fertige Profil je nach Bedarf ab.<sup>47</sup>

Kernstück der Pultrusion sind die Faserimprägnierung und das Formwerkzeug. Die Imprägnierung muss gewährleisten, dass alle Rovings gleichmäßig mit Harz benetzt werden. Jedoch darf nicht so viel Harz aufgetragen werden, dass das Formwerkzeug durch abgestreiftes überschüssiges Harz verklebt. Bei der Imprägnierung wird zusätzlich zwischen den offenen und geschlossenen Verfahren unterschieden. Offenen Verfahren nutzen Tränkbäder, durch die die Rovings gezogen werden. Dabei kann zwar viel Harz aufgenommen werden, durch die offene Führung werden zugleich jedoch Luftblasen mitgezogen, die nach der Aushärtung Schwachstellen im Laminat bilden.

Bei den geschlossenen Verfahren werden die Fasern direkt im oder kurz vor dem Formwerkzeug imprägniert. Dadurch werden deutlich weniger Luftblasen mit in das Formwerkzeug gezogen. Auch die Führung der imprägnierten Rovings ist genauer und die Harzmenge, mit der die Rovings imprägniert werden, kann exakter dosiert werden. Deshalb wird für die Fertigung der Rohrproben für die resonante Ermüdungsprüfung ein geschlossenes Imprägnierverfahren bevorzugt.

Hinzu kommt, dass im Pultrusionsverfahren Rohre hergestellt werden sollen. Das Werkzeug muss also einen ringförmigen Spalt aufweisen, durch den die imprägnierten Rovings gezogen werden. Dies wird durch einen Dorn realisiert, der von der Rovingführung aus durch das Imprägnierwerkzeug und das Formwerkzeug reicht. Zugleich wird das Harz durch den Dorn in das Imprägnierwerkzeug geleitet und dort durch Radialbohrungen verteilt. Abbildung 2 zeigt das für die Rohrproben verwendete Werkzeug. Auch hier sind die bereits in Abbildung 1 gezeigten Schritte wiederzuerkennen. Die Rovings werden über die Führung (1) vor-ausgerichtet und gleichmäßig über den Umfang des Dorns verteilt. Im Imprägnierwerkzeug (2) wird das Harz in den Spalt zwischen Dorn und Werkzeug gespritzt. Das Werkzeug ist aus Plexiglas, damit die Benetzung der Rovings kontrolliert werden kann. Die benetzten Rovings werden dann in das beheizte Formwerkzeug (3) geführt. Dort wird das Profil so weit ausgehärtet, dass es beim Verlassen des Formwerkzeugs stabil ist.<sup>48</sup>

Damit das Harz während der Aushärtung nicht am Formwerkzeug anhaftet, wird ein internes Trennmittel verwendet, das dem Harz zugemischt wird. Dieses Trennmittel ver-

<sup>47</sup>Abbildung 75 im Anhang zeigt die vollständige Pultrusionsanlage im Pultrusionslabor.

<sup>48</sup>Abbildung 76 im Anhang zeigt eine rückseitige Ansicht des Formwerkzeugs mit einem abgezogenen Profil. In Abbildung 77 ist zusätzlich der Dorn im Inneren des Formwerkzeugs zu erkennen.

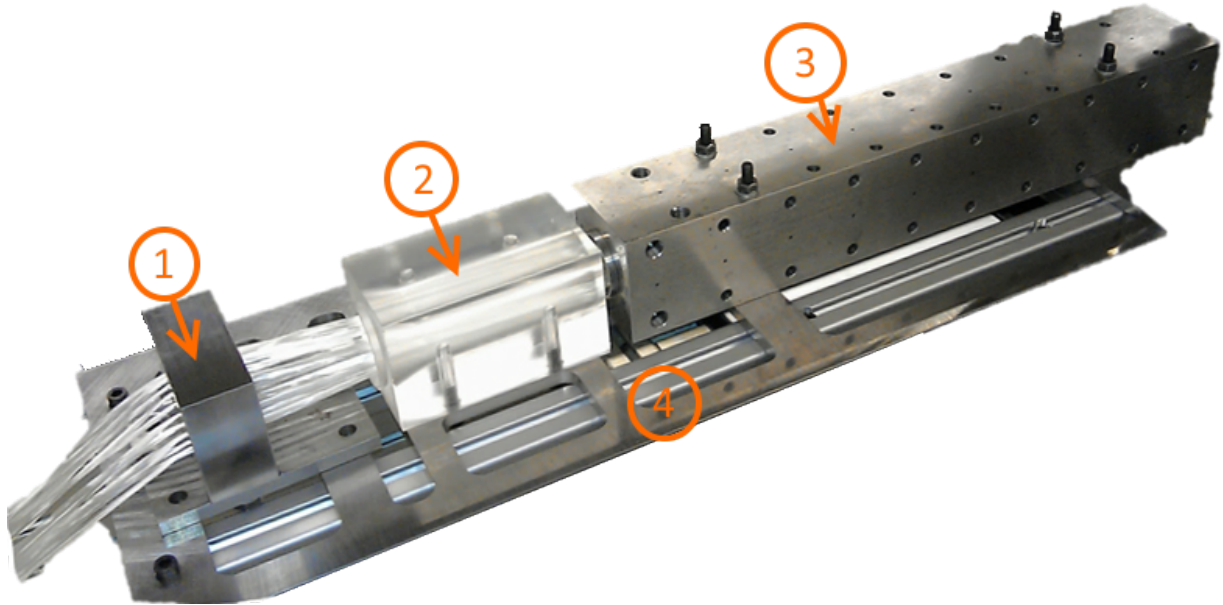


Abbildung 2: Pultrusionswerkzeug mit: (1) Faser- bzw. Rovingführung, (2) Imprägnierwerkzeug, (3) Formwerkzeug mit innenliegendem Dorn, (4) Grundplatte



Abbildung 3: Detailaufnahme eines pultrudierten Rohres

dampft während der Aushärtung unter Temperatur und bildet dadurch einen Gasfilm zwischen dem Formwerkzeug und dem Harz.

Da dieses Ausgasen jedoch ungleichmäßig abläuft, kommt es immer wieder zu Anhaftungen des Harzes am Formwerkzeug. Dadurch verklebt ein Teil des Profils mit dem Werkzeug und muss durch eine entsprechend große Abzugskraft wieder losgerissen werden. Dieser Vorgang führt jedoch zu einer stark ungleichmäßig verteilten Zugspannung im Rohrprofil, was ein Aufreißen des bereits ausgehärteten Rohres entlang der Rovings bewirkt. Abbildung 3 zeigt ein solches Profil, das entlang der Längsachse zahlreiche Risse aufweist.

Neben dieser Rissbildung kann es ebenso zu einem vollständigen Verkleben des Rohres mit dem Formwerkzeug kommen. Dies führt zu einem Verschluss des Spalts zwischen Dorn und Formwerkzeug, was wiederum das weitere Abziehen des Profils unmöglich macht. Dorn, Schwingungserreger und Formwerkzeug können in diesem Fall nur noch aufwändig durch Temperaturbehandlung und aggressive Lösungsmittel voneinander getrennt werden. Das Rohrprofil wird dabei zerstört.

Trotz der Variation fast aller Prozessparameter des Pultrusionsverfahrens kann für die gewünschte Probegeometrie kein stabiles Pultrusionsverfahren eingestellt werden. Entweder treten Risse im Profil durch Zugspannungen auf, oder das Harz verklebt mit den Werkzeugen und verhindert ein weiteres Abziehen des Profils. Somit muss das Pultrusionsverfahren für die Herstellung von Rohrprofilen mit der hier geforderten Geometrie ausgeschlossen werden.

### 5.1.3. Wickelverfahren

Ein anderes Verfahren, das geeignet ist Rohre herzustellen, ist das Wickelverfahren. Dabei werden um einen Kern Fasern gewickelt und dadurch wird das eigentliche Laminat aufgebaut. Der Kern wird nach dem Aushärten des Laminats wieder entfernt, wodurch das hohle Rohr entsteht. Die Vorteile des Wickelverfahrens sind die hohe Wiederholungsgenauigkeit, die Rovingablage und das relativ einfache Grundprinzip des Verfahrens. Der größte Nachteil besteht in der Einschränkung der Ablage von Rovings entlang der Längsachse des Kerns. Ein reines UD-Laminat in Längsrichtung ist praktisch nur sehr schwer herzustellen.

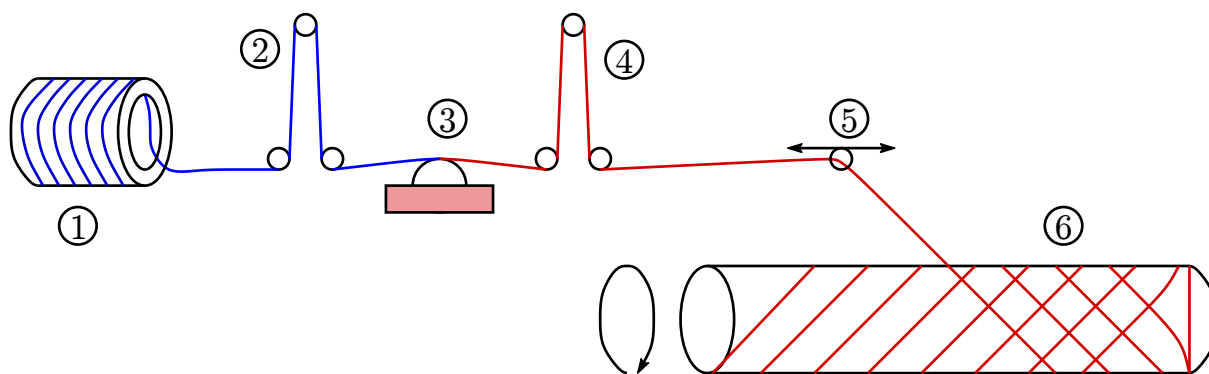


Abbildung 4: Prinzipskizze des Wickelverfahrens für Rohre mit: (1) Faserspule, (2) Fadenbremsvorrichtung, (3) Rollentränkbild, (4) Federspeicher, (5) Fadenaug, (6) Wickelkern

Abbildung 4 zeigt schematisch den Aufbau einer Wickelanlage. Die Rovings werden von einer Spule (1) abgezogen und durch eine Fadenbremse (2) gezogen. Es entsteht dadurch eine Fadenvorspannung, die eine exakte Ablage des Rovings auf dem Kern erlaubt.



Im Nasswickelverfahren, das für diese Arbeit verwendet wird, läuft der Roving über die Rolle eines Rollentränkbads (3) und wird dabei mit dem flüssigen Harz benetzt. Über einen Federspeicher (4), der die Fadenvorspannung konstant hält, gelangt der Roving zum beweglichen Fadenauge (5). Dieses wird vor dem rotierenden Kern (6) seitlich hin und her bewegt und legt den Roving in dem gewünschten Muster ab.



Abbildung 5: Trocken gewickelte Rovings in  $\pm 45^\circ$ -Richtung mit einem Fadengewicht von 2400tex

Abbildung 5 zeigt als Beispiel eine trocken abgelegte Lage von Rovings in einem  $\pm 45^\circ$ -Muster. Benetzte Rovings werden bei der gewählten Kombination aus *OC111A*-Roving und *RIM135*-Harz annähernd transparent, weshalb die Faserausrichtung mit benetzten Rovings nur schwer darzustellen ist. Markant für Wickelmuster sind die radial umlaufenden Kreuzungspunkte, an denen eine starke Ondulation der Rovings auftritt. Abbildung 78 im Anhang zeigt ebenso ein  $\pm 45^\circ$ -Muster eines trocken gewickelten Musters, allerdings mit einem deutlich feineren Roving. Obwohl hier das gleiche Laminat erzeugt wird, unterscheidet sich die Anzahl der Kreuzungspunkte deutlich und somit die Anzahl der prinzipbedingten Ondulationen.

Abbildung 6 zeigt ein nass gewickeltes Rohr, das bereits entformt ist. Das Ende dieses Rohres ist mit einer Eingussmasse verschlossen, auf die in Kapitel 5.1.5 eingegangen wird. Das entformte Rohr zeigt deutlich Einschlüsse entlang der Rovings. Dies sind Poren, die durch die offene Führung des Fadens zwischen Tränkbad und Wickelkern entstehen. Durch ein zusätzliches Tränken des gewickelten Rohres mit Harz kann die Anzahl der Poren zwar verringert werden, gänzlich vermieden werden können sie jedoch nicht.

Im Wickelverfahren können Rohrproben hergestellt werden, die der gewünschten Probengeometrie entsprechen. Dabei werden wegen der maximalen interlaminaren Scherung nur  $\pm 45^\circ$ -Lamine gewickelt. Versuche zum Wickeln von  $0^\circ$ -Laminaten mit dem verwendeten Kern und der gewünschten Probengeometrie führen zu keinem Erfolg.



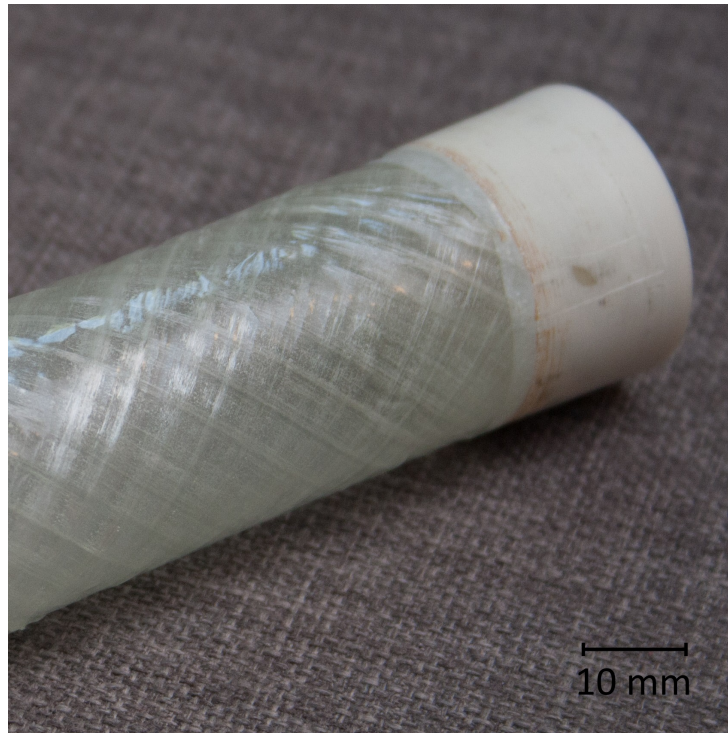


Abbildung 6: Im Nasswickelverfahren hergestellte Rohrprobe mit  $\pm 45^\circ$ -Lagenaufbau mit Vergussmasse

#### 5.1.4. Infusionsverfahren

Als drittes Fertigungsverfahren für Rohrproben wird das Infusionsverfahren vorgestellt. Allen Infusionsverfahren ist gemein, dass ein Formwerkzeug benötigt wird, das zunächst das trockene Fasermaterial aufnimmt. In das geschlossene Werkzeug wird dann das Harz injiziert und dadurch das Fasermaterial getränkt. In dem hier verwendeten Prozess wird das Formwerkzeug vor dem Infusionsprozess evakuiert und erst danach das Harz durch den relativen Unterdruck in die Form „gesogen“. Dieser Vorgang kann durch das Einspritzen des Harzes mit Überdruck unterstützt werden.

Abbildung 7 zeigt das Funktionsschema des Infusionsverfahrens, das in dieser Arbeit verwendet wird. In der Grundform (1) befindet sich ein Kern (2), der durch zwei Dichtkegel positioniert wird. Im Zwischenraum zwischen Grundform und Kern befindet sich das Fasermaterial (3). Über eine Vakuumpumpe (4) wird die Form evakuiert und gleichzeitig das Harz (5) eingespritzt. Sobald das Harz den vakuumseitigen Anschluss des Werkzeugs erreicht, wird die Infusion beendet.

Durch das feste Formwerkzeug werden die Maße des Rohres von vornherein festgelegt. Daher ist dieses Verfahren zusammen mit dem Pultrusionsverfahren sehr aufwändig in der Vorbereitung. Bereits bei der Fertigung der Form muss die endgültige Geometrie des Rohres festgelegt werden, eine Änderung im Nachgang ist oft nur noch mit erheblichem Aufwand möglich. Auch muss das Formwerkzeug dicht abschließen, sodass es evakuiert werden und kein flüssiges Harz austreten kann.

Abbildung 8 zeigt das verwendete Formwerkzeug für Rohrproben. Dieses Formwerkzeug wurde im Rahmen der Dissertation von TRAPPE<sup>49</sup> am Institut für Flugzeugbau und Leichtbau der TU Braunschweig gefertigt. Die Grundform (1) ist aus massivem Aluminium

---

<sup>49</sup>siehe [33] S.64ff

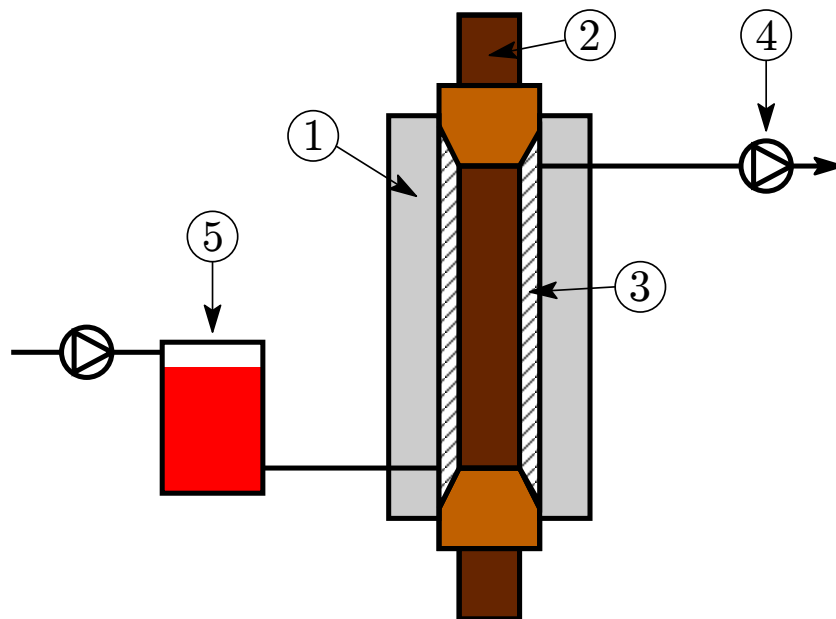


Abbildung 7: Schema der Infusion für Rohrproben mit: (1) Grundform, (2) Kern mit kegelförmigen Dichtungsstücken, (3) Fasermaterial, (4) Vakuumpumpe, (5) Harzkartusche mit optionaler Bedruckung

gefräst, damit sie sich während der Evakuierung nicht verformt. Die Innenflächen sind mit einer Schicht aus Polytetrafluorethylen (PTFE) versehen, damit das Harz während der Aushärtung nicht anhaftet. In die Grundform sind zusätzlich Nuten (4) gefräst, in die ein Dichtkitt eingelegt wird, um die Form vakuumdicht zu versiegeln. Diese Nuten umlaufen auch die Dichtstücke des Kerns (2) an den Stirnseiten. Die Grundform bestimmt die Außenkontur des Rohres.

Im Inneren der Grundform befindet sich ein aufblasbarer Kern (2) aus einem Elastomer-Schlauch. Auf ihn wird das trockene Fasermaterial abgelegt, das durch Aufbringen eines Innendrucks auf den Kern gegen die Grundform gedrückt wird. Dadurch wird eine zu große Ansammlung von Harz im Rohr verhindert und gleichzeitig die Wandstärke des Rohres eingestellt. Im gleichen Zug wird, bei gleichbleibender Menge an Fasermaterial, der Faservolumengehalt beeinflusst.

An beiden Enden der Form, im Bereich der Dichtstücke des Kerns, befinden sich radiale Bohrungen. Über diese Bohrungen wird die Form evakuiert (5) und das Harz eingespritzt (6). Um einen optimalen Fluss des Harzes durch die Form zu erreichen, sind die Bohrungen diametral angeordnet.

Dadurch, dass das Formwerkzeug die finale Kontur des Rohres vorgibt, kann das Fasermaterial in jeder beliebigen Winkellage in das Werkzeug eingelegt werden, lediglich ein Verschwimmen der einzelnen Fasern während des Infusionsvorgangs muss verhindert werden. Da das Fasermaterial für eine bessere Handhabbarkeit aber meist durch Vernähfäden stabilisiert wird, dienen diese Vernähfäden gleichzeitig als Schutz vor Verschwimmen. Entsprechend können im Infusionsverfahren die für die Untersuchungen in dieser Arbeit benötigten Laminataufbauten aus vernähten Fasermaterialien hergestellt werden. Die Rohrproben weisen eine gute bis sehr gute Qualität auf, da durch den Einsatz von Vakuum und Harzdruck Poren vermieden werden. Abbildung 9 zeigt beispielsweise eine Rohrprobe, die einen  $\pm 45^\circ$ -Lagenaufbau besitzt. Im Laminat sind in Längsrichtung der Probe die

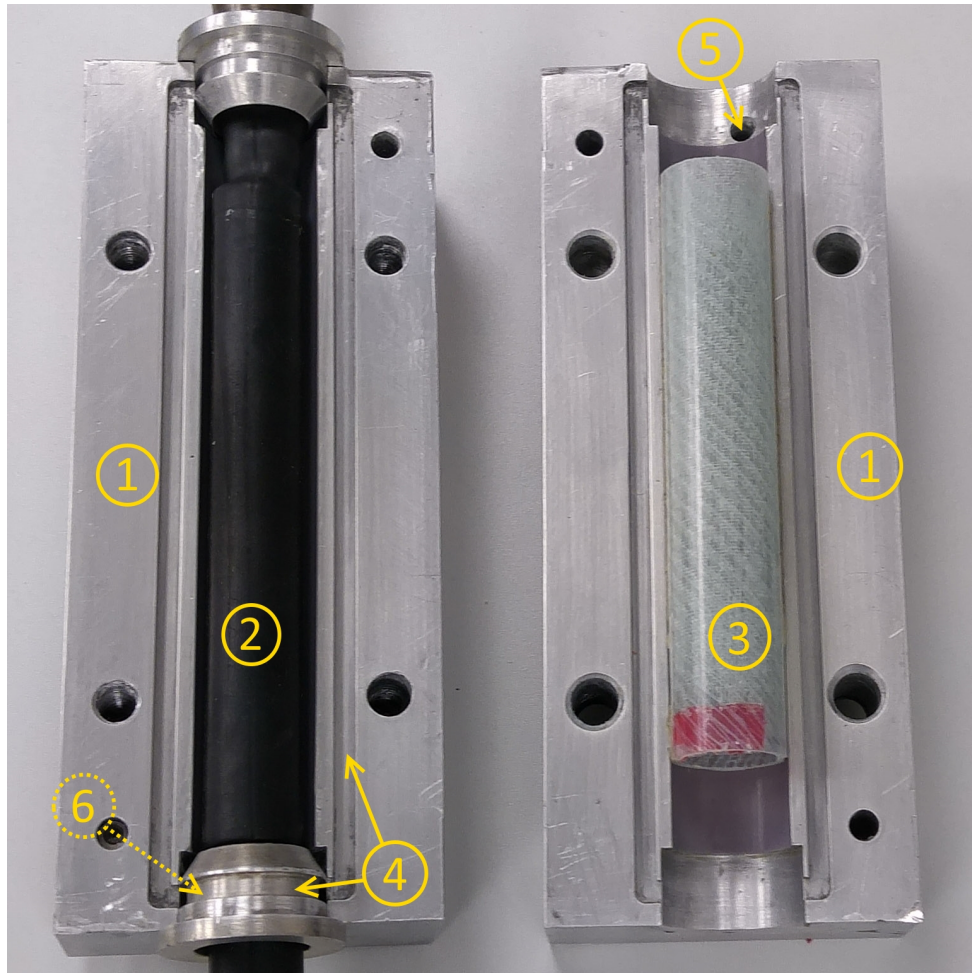


Abbildung 8: Zweiteiliges Formwerkzeug zur Fertigung von faserverstärkten Rohrproben mit: (1) zweiteilige Aluminiumgrundform, (2) aufblasbarer Kern, (3) Rohrprobe, (4) Vakuumdichtnut, (5) Vakuumanschluss, (6) Harzangusskanal (verdeckt durch Kern), siehe [33]

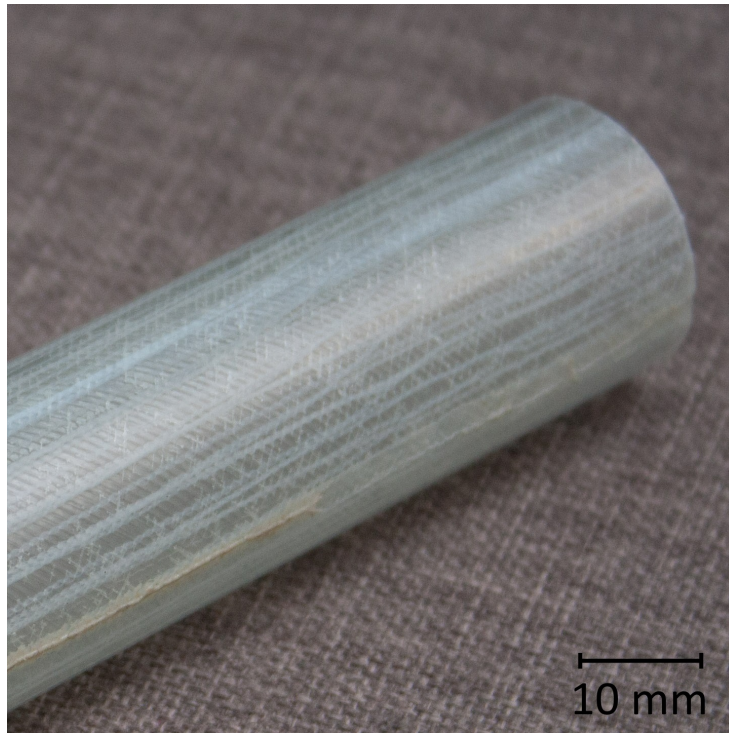


Abbildung 9: Im Infusionsverfahren hergestellte Rohrprobe mit  $\pm 45^\circ$ -Lagenaufbau, Vernähfäden verlaufen in  $0^\circ$ -Richtung

Vernähfäden zu erkennen, die das Fasermaterial stabilisieren. Die eigentlichen Fasern sind nicht zu sehen. An einigen Stellen sind jedoch kleine Poren in  $\pm 45^\circ$ -Richtung zu erkennen. Vor allem im Vergleich zu dem identischen Lagenaufbau der gewickelten Probe aus Abbildung 6, ist die deutlich bessere Qualität sichtbar.

Neben den  $\pm 45^\circ$ -Laminaten können problemlos auch Rohrproben mit einem  $0/90^\circ$ -Lagenaufbau gefertigt werden. Abbildung 10 zeigt eine Probe mit einem solchen Lagenaufbau. Hier verlaufen die Vernähfäden in  $45^\circ$ -Richtung. In dieser Probe sind ebenso keine Poren zu erkennen, was für das Infusionsverfahren als bevorzugtes Fertigungsverfahren spricht. Der größte Teil der Ermüdungsproben wird daher im Infusionsverfahren gefertigt.

#### 5.1.5. Vorbereitung des Spannungsbereichs der Probe

Üblicherweise entsteht durch das Einspannen von Proben in eine Einspannvorrichtung eine zusätzliche Belastung in der Probe. Je nach Einspannung und Prüflast entstehen somit lokal mehrachsige Spannungszustände und Spannungsüberhöhungen. Diese Effekte lassen sich nicht gänzlich vermeiden, jedoch durch konstruktive Vorsichtsmaßnahmen mildern.

Für die Simulation wird angenommen, dass durch die Einspannung keine weiteren Belastungen in die Probe eingeleitet werden. Durch das Eingießen in die Vergussmasse wird lokal jedoch die Querkontraktion behindert. Dieser Effekt wird simuliert, indem die Probe ideal steif eingespannt wird. Das Schnittufer muss somit in allen translatorischen Freiheitsgraden gesperrt werden. Für die beiden in dieser Arbeit verwendeten Probengeometrien, Rund- und Flachproben, sind die gesetzten Randbedingungen in den Abbildungen 79 und 83 im Anhang gezeigt. Die Einleitung einer virtuellen Kraft entlang der Längsachse der Rohrprobe erfolgt am anderen Ende der Probe. Dabei werden die dortigen translatorischen Freiheitsgrade in Querrichtung der Probe gesperrt. Dadurch wird eine einachsige Beanspruchung in



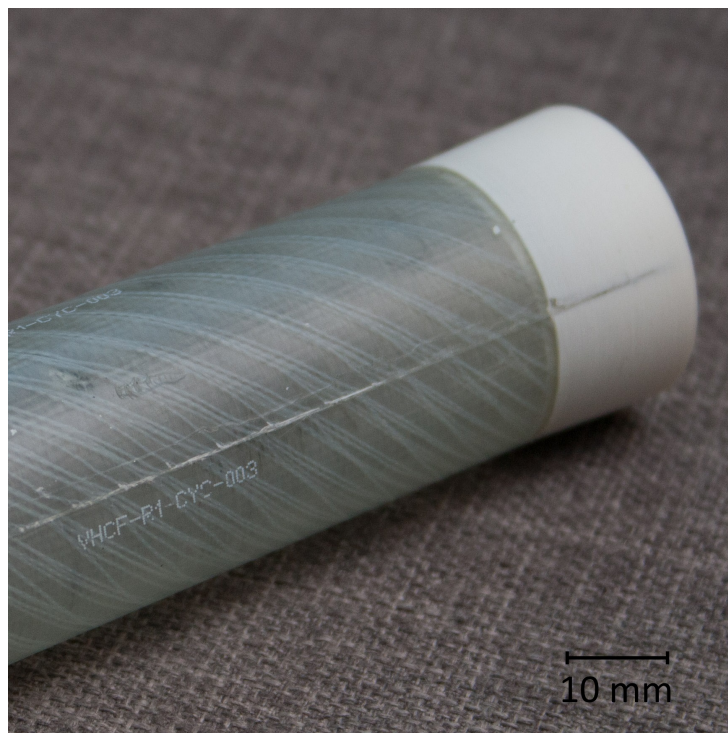


Abbildung 10: Im Infusionsverfahren hergestellte Rohrprobe mit 0/90°-Lagenaufbau mit Vergussmasse, Vernähfäden verlaufen in 45°-Richtung

der Simulation sichergestellt.

Bei der Flachprobe in Abbildung 11 wird die Spannung quer zur Lastrichtung aufgetragen. Deutlich zu erkennen ist eine Spannungsüberhöhung direkt im Bereich der idealen Einspannung, die bogenförmig in Längsrichtung der Probe abnimmt. Die maximalen Querspannungen liegen dabei ungefähr eine Größenordnung unter der Längsspannung, die in der Probe vorherrscht. Die Längsspannung wiederum ist über die gesamte Probe annähernd homogen.<sup>50</sup>

Abbildung 12 zeigt die Spannung in Längsrichtung der Rohrprobe. Auch hier ist nahe der Einspannung ein inhomogenes Spannungsfeld zu erkennen. Durch die Rotationssymmetrie und die behinderte Querkontraktion versucht die Rohrprobe sich unter einer Längszugkraft zu verjüngen. Da dies durch die ideale Einspannung aber verhindert wird, entstehen auf der Außenseite der Rohrprobe Überhöhungen der Zugspannungen, während auf der Innenseite eine verminderte Zugspannung auftritt.<sup>51</sup> Zusätzlich dazu entstehen Querspannungen in radialer Richtung. Diese überlagern sich mit den Längsspannung und verschieben den höchstbelasteten Bereich der Rohrprobe knapp vor die Einspannung. Abbildung 85 im Anhang zeigt die Spannungsintensität auf der Oberfläche der Rohrprobe, die ein deutliches Maximum auf der Außenseite der Rohrprobe kurz vor der Einspannung zeigt.<sup>52</sup>

In der realen Einspannung ist die Behinderung der Querkontraktion nicht so ausgeprägt

<sup>50</sup>Die Abbildungen 80, 81 und 82 im Anhang zeigen vergleichend die Spannungen in der Flachprobe.

<sup>51</sup>Im Anhang finden sich dazu Diagramme in den Abbildungen 86 und 87, die vergleichend die Zugspannungen entlang der Längsrichtung der Rohrprobe auf der Außen- und Innenseite darstellen. Zugspannungsminimum/-maximum treten direkt an der Einspannung auf.

<sup>52</sup>Die Diagramme in den Abbildungen 88 und 89 zeigen den Verlauf der Spannungsintensität auf der Außen- und Innenseite der Rohrprobe entlang ihrer Längsrichtung. Das Maximum der Spannungsintensität tritt bei ca.1 % der normierten Länge der Rohrprobe auf der Außenseite auf.

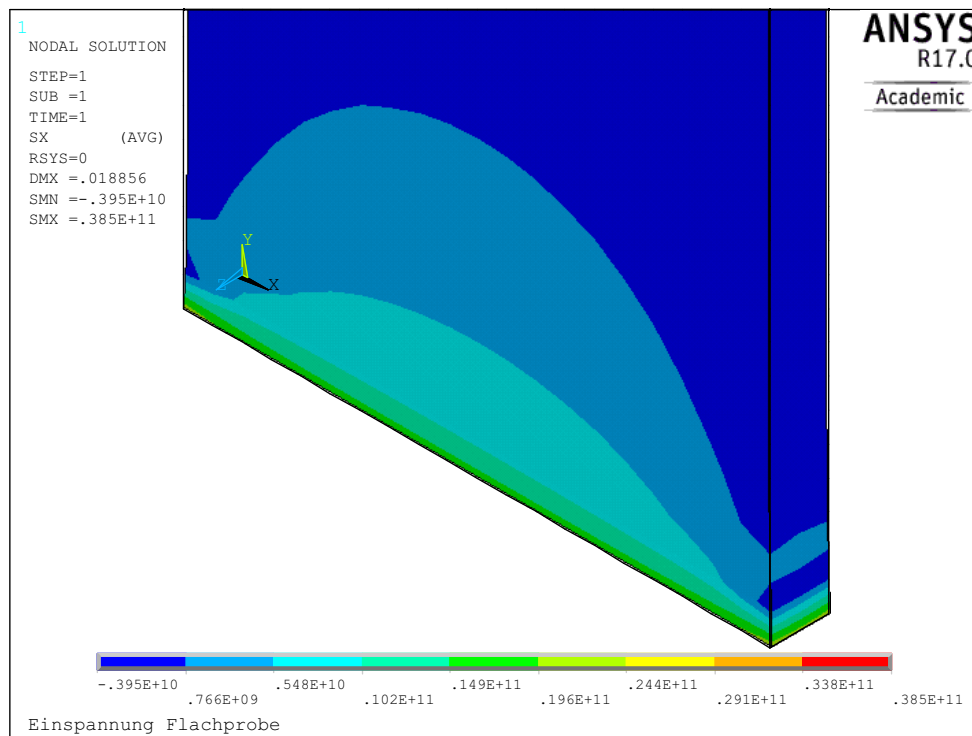


Abbildung 11: Simulierte Zugspannung in Querrichtung bei einer fest eingespannten Flachprobe unter Zuglast in Längsrichtung, Detail

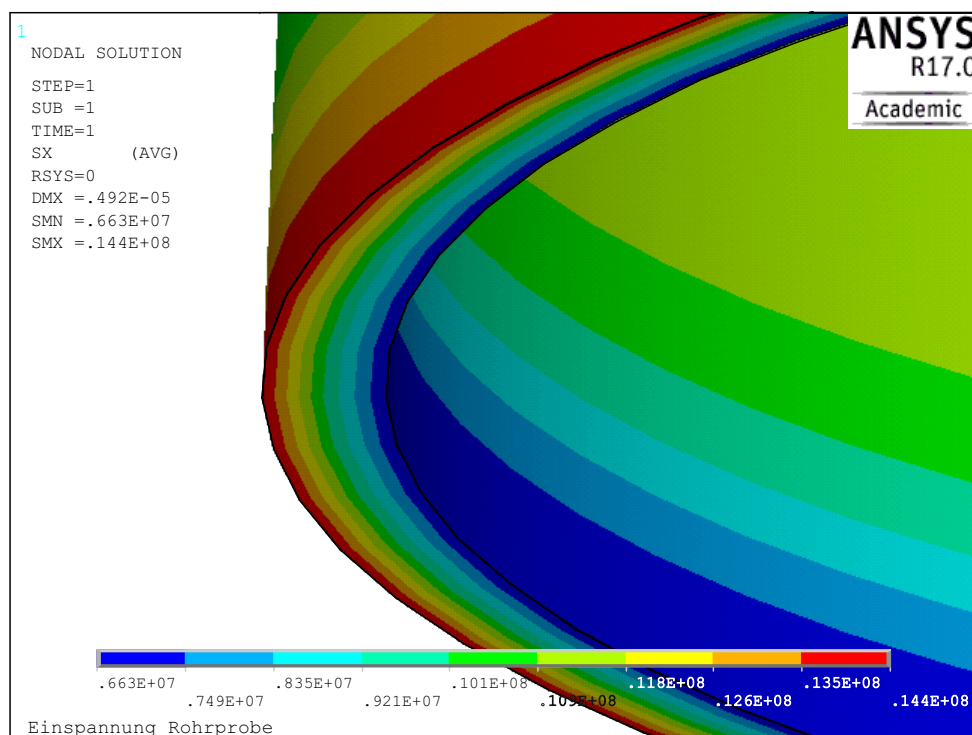


Abbildung 12: Simulierte Spannung in Längsrichtung bei einer fest eingespannten Rundprobe unter Zuglast in Längsrichtung, Detail

wie in der Simulation. Daher ist davon auszugehen, dass die Beanspruchungen in der realen Rohrprobe deutlich geringer als in der Simulation ausfallen. Trotzdem müssen Proben, die in dem Bereich der identifizierten maximalen Beanspruchungen versagen, besonders kritisch bezüglich der Aussagekraft der Ergebnisse untersucht werden.

Die reale Einspannung der Probe wird durch das Eingießen der Probenenden mit einer Vergussmasse erzeugt. Diese Vergussmasse besteht aus einem Epoxidharz, das mit Zuschlagstoffen gefüllt ist. Diese vom Hersteller nicht näher benannten Zuschläge erlauben ein spanhebendes Bearbeiten der Vergussmasse. Dadurch kann die eingegossene Probe durch konisches Abdrehen auf die Einspannvorrichtung angepasst werden. Eine Probe mit vergossenen, abgedrehten, konischen Enden ist in Abbildung 10 zu sehen.

Die Vergussmasse hat einen E-Modul von  $\approx 8 \text{ GPa}$ .<sup>53</sup> Damit ist sie steifer als ein Reinharz, jedoch ungefähr so steif wie ein  $\pm 45^\circ$ -Laminat aus dem in dieser Arbeit untersuchten GFK. Die Vergussmasse ist somit ein idealer Kraftvermittler zwischen Einspannvorrichtung und Probe.

## 5.2. Hochfrequente Prüfung von FVV

### 5.2.1. Klassische Prüfmaschinen

In der Materialprüfung haben sich einige Prüfkonzepte etabliert. Die bekanntesten sind servohydraulische und elektromechanische Universalprüfmaschinen. Mit Ausnahme des Resonanzpulsators arbeiten diese Prüfmaschinen nicht resonant und nutzen somit weder die dynamischen Eigenschaften der Probe noch die der Prüfmaschine. Der Vorteil ist, dass die Maschinen ein vorhersagbares Verhalten und genügend regelungstechnische Reserven aufweisen, selbst im Falle eines unkontrollierten oder ungewollten Probenbruchs. Das grundlegende Prüfkonzept klassischer Prüfmaschinen ist deshalb stets ein geschlossener Kraftfluss, bei dem die Probe die schwächste Stelle bildet. Dies wird dadurch erreicht, dass alle Bauteile der Maschine so ausgelegt sind, dass durch ihre Steifigkeit und Eigenmasse ein Aufschwingen der Struktur verhindert und stets die Autorität über das System gewahrt wird. Dies ist insbesondere wichtig, da Universalprüfmaschinen unabhängig von dem zu prüfenden Material und der Probengeometrie immer dasselbe Verhalten aufweisen sollen. Resonanzeffekte werden deshalb strikt vermieden, da in der Resonanz das Eigenverhalten der Probe eine entscheidende Rolle spielt. Die Universalprüfmaschine müsste dann für jeden Prüfling angepasst werden. Den Vorteil der universellen Einsetzbarkeit erkaufte man sich an dieser Stelle mit überdimensionierten und schweren Komponenten, die stets eine Zwangsführung der Probe erzeugen. Dadurch werden klassische Prüfmaschinen schwer und arbeiten stets gegen die Trägheit des eigenen Systems. Hohe Energieverbräuche sowie eine begrenzte maximale Anregungsfrequenz sind die Folge. Auch die maximalen Stellwege und Kräfte reduzieren sich mit höher werdender Anregungsfrequenz.

Um in möglichst kurzer Zeit Erkenntnisse im VHCF-Bereich zu gewinnen, braucht man jedoch eine hohe Prüffrequenz mit mindestens 100 Hz. Klassische Prüfmaschinen erreichen diesen Frequenzbereich bisher nur in speziellen Anwendungsfällen bei entsprechend geringen Stellwegen und Kräften. Diese speziellen Prüfmaschinen müssen jedoch stets die eigenen Trägheiten im System kompensieren und Resonanzen bewusst vermeiden. Die unvermeidlich auftretenden Massenkkräfte müssen also im System abgefangen oder umgewandelt werden. In erster Linie arbeiten klassische Prüfmaschinen bei hohen Frequenzen hauptsächlich

---

<sup>53</sup>siehe Datenblatt in Abbildung 68 im Anhang

gegen ihr eigenes Schwingverhalten an<sup>54</sup>.

### 5.2.2. Resonante Prüfmaschinen

Neben den zwangsgeführten klassischen Prüfmaschinen gibt es resonant arbeitende Prüfmaschinen. Diese Prüfmaschinen unterdrücken die natürlich im System auftretenden Massenkkräfte nicht. Im Gegenteil, sie nutzen diese zusammen mit den mechanischen Eigenschaften der Probe, um die Prüflasten zu erzeugen. Dabei können diese Systeme verschiedene Effekte, zum Beispiel Massenträgheiten oder Eigenschaften von Wellen, nutzen. Diese Prüfsysteme sind in der aktuellen VHCF-Forschung für Metalle etabliert, allen voran die Resonanzprüfmaschine der *Universität für Bodenkultur (BOKU) Wien*.<sup>55</sup>

Spezielle Prüfsysteme für Faserverbundwerkstoffe wurden nur in Einzelfällen entwickelt. Im Schwerpunktprogramm 1466 der Deutschen Forschungsgemeinschaft, in dessen Rahmen auch diese Arbeit entstanden ist, wurden andere resonant arbeitende Prüfkonzepte erforscht. Ein System nutzt dabei eine Ultraschallsonotrode, ähnlich der der BOKU Wien, um eine Biegeprobe in ihrer ersten Biegeeigenform bei  $\approx 20$  kHz anzuregen.<sup>56</sup> Bei diesem System werden Schubspannung in einem CFK-Gelege-Verbund erzeugt, es wird jedoch kein finales Probenversagen erreicht, eine fortgeschrittene Degradation des Materials verändert die Resonanzeigenschaften der Probe derart, dass sie nicht mehr mit der Ultraschallsonotrode angeregt werden kann.

An der Technischen Universität Dresden wird ein komplexer Biegeversuche genutzt, der durch eine spezielle Führung der Probenenden auf Kreisbahnen ein reines Biegemoment ohne Querkraftschub erzeugt.<sup>57</sup> Bei Resonanzfrequenzen von über 100 Hz wird der VHCF-Bereich hinreichend schnell erreicht.

Parallel zu diesen Prüfsystemen im SPP 1466 wird das resonante Prüfsystem dieser Arbeit erforscht. Um die grundlegende Machbarkeit eines solchen resonanten Prüfsystems zu belegen, wird das Wirkprinzip anhand eines Vorversuchs in einem Resonanzpulsator des *Lehrstuhls für Materialkunde der Universität Siegen* untersucht. Dieser Resonanzpulsator ist für die Materialprüfung an metallischen Werkstoffen etabliert; der verwendete Resonanzpulsator ist ein *RUMUL Testronic* mit maximal 250 kN Nennkraft oder bis zu 8 mm Stellweg. Dabei werden diese maximalen Kennwerte nur unter idealen Bedingungen erreicht. Die realen Lasten liegen oftmals darunter und sind unter anderem durch die Antriebsleistung des Unwuchterregers begrenzt. Das Wirkprinzip eines Resonanzpulsators entspricht dem eines Zwei-Massen-Schwingers, wie er auch in Kapitel 5.2.5 beschrieben wird. Die Proben sind aus dem GFK-Material, das auch in den späteren Ermüdungsversuchen dieser Arbeit verwendet wird. Die Geometrie ist an die Vorgabe der DIN EN ISO 14126:1999 für FVW-Druckproben angelehnt. Der eigentliche Prüfbereich ist mit  $20 \times 20$  mm<sup>2</sup> allerdings etwas größer. Abbildung 13 zeigt die FVW-Probe im Resonanzpulsator. Wie gut zu erkennen ist, greifen die Spannbacken sehr weit vom Prüfbereich entfernt an der Probe an. Deshalb gelten die Vorgaben der DIN EN ISO 14126 hier nicht mehr. Allerdings lässt die thermografische Aufnahme eine gleichmäßige Erwärmung der Probe erkennen, was für einen gleichmäßigen Beanspruchungszustand in der Probe spricht. Die Messungen ergaben eine Resonanzfrequenz von  $\approx 68$  Hz bei einer Anregungskraft von 5,6 kN. Dies führt zu einer berechneten Spannungsamplitude von  $\approx 140$  MPa im Prüfbereich bei einem

---

<sup>54</sup>siehe [29] und [26]

<sup>55</sup>siehe [34]

<sup>56</sup>siehe [35] S.45, S.58

<sup>57</sup>siehe [36]



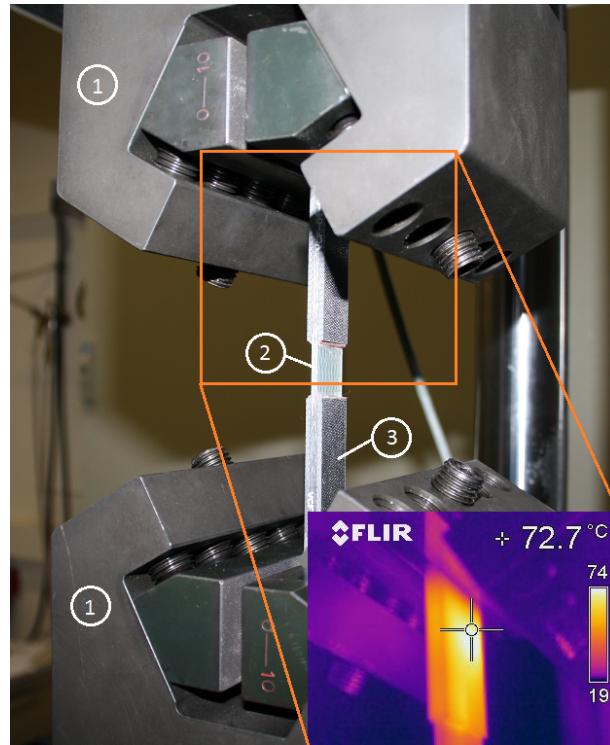


Abbildung 13: FVW-Probe im Resonanzpulsator mit Thermografiebild, (1) Spannbacken, (2) Prüfbereich der Faserverbundprobe, (3) Aufkleimer

Spannungsverhältnis von  $R = -1$  und einer Wegamplitude von  $370 \mu\text{m}$ , die einer mittleren Dehnung von  $\approx 0,25 \%$  entspricht. Die Antriebsleistung im eingeschwungenen Zustand beträgt  $\approx 75 \%$ .

Diese Ergebnisse zeigen, dass eine resonante Prüfung von FVW prinzipiell möglich ist. Allerdings ist der erreichte Beanspruchungszustand relativ gering. Bezogen auf die Zugfestigkeit des GFK-Materials von  $688 \text{ MPa}$ <sup>58</sup>, wird die Probe mit nur  $\approx 20 \%$  der ertragbaren Spannung belastet. Der Resonanzpulsator bedarf zum Anfahren und Einschwingen des Belastungszustandes aber bereits seiner vollen elektrischen Leistung. Dies weist auf eine hohe in der Probe dissipierte Energie hin. Bedingt durch die Geometrie der Spannbacken im Resonanzpulsator ist die Einspannlänge der Proben sehr groß im Vergleich zu DIN EN ISO 2747. Es kann somit nicht sichergestellt werden, dass kein unzulässiges Ausknicken der Probe stattfindet. Im Umkehrschluss kann auch nicht zweifelsfrei unterschieden werden, ob die dissipierte Energie durch die viskoelastischen Eigenschaften der Matrix verursacht wird oder ein geometrischer Effekt der großen Einspannlänge ist.

Trotzdem ist die Zugfestigkeit der Probe von  $(2,3 \times 20) \text{ mm}^2 \cdot 688 \text{ MPa} = 32 \text{ kN}$  noch weit von der maximalen Prüfkraft von  $250 \text{ kN}$  des Resonanzpulsators entfernt. Ebenso wie die erreichten  $370 \mu\text{m}$  bei weitem noch nicht den maximalen  $8 \text{ mm}$  Stellweg entsprechen. Bei einer elektrischen Anschlussleistung von  $\approx 20 \text{ kW}$  ist also abzusehen, dass die im Material dissipierte Energie eine entscheidende Rolle für die resonante Prüfung von FVW spielt.

<sup>58</sup>Grundlage ist ein Zugversuch nach DIN EN ISO 2747, gemittelt über 10 Proben

### 5.2.3. Resonante Kontinuumsschwinger

Bei Materialien oder Bauteilen, die stetig wechselnde Lasten erleiden, kann irgendwann ein Schaden eintreten. Nun ist es für die Ermüdungsforschung unerlässlich die Korrelation zwischen dem entstandenen Schaden und dem verursachenden Lastfall zu identifizieren. Ziel muss also ein möglichst einfacher Belastungszustand in einem möglichst einfachen Querschnitt sein, damit die eindeutige Korrelation von Last zu Schaden und Schädigungsmechanismus möglich ist.

Der einachsige Belastungszustand ist für eine solche Korrelation besonders geeignet. Einflüsse durch Spannungsgradienten können ausgeschlossen werden, wie auch die gegenseitige Beeinflussung verschiedener Lasten. Kombiniert man diesen einachsigen Belastungszustand mit einer Probe, die keine geometrischen Unstetigkeiten wie freie Kanten oder Querschnittsänderungen besitzt, ist ein möglichst einfacher Lastfall erzeugt. Eine Probengeometrie, die für einen solchen Lastfall geeignet ist, wurde bereits in Kapitel 5.1 vorgestellt. In dieser Probe muss nun ein einachsiger Belastungszustand erzeugt werden. Wird die Probe zwangsgeführt, wie es zum Beispiel bei klassischen Prüfmaschinen oder dem Resonanzpulsator der Fall ist, stellt sich ein makroskopisch einachsiger Belastungszustand ein. In Kapitel 5.2.1 wurde bereits erwähnt, dass solche Prüfmaschinen die strukturdynamischen Eigenschaften der Probe bewusst unterdrücken. Eben diese strukturdynamischen Eigenschaften können jedoch genutzt werden, um einen Belastungszustand in der Probe zu erzeugen. Es ist dabei sinnvoll, die Probe nicht als diskretes Element zu betrachten sondern als *Kontinuum*, das räumliche Effekte zulässt. Solche Effekte können Wellen sein, die sich durch die Probe fortsetzen. Unter bestimmten Randbedingungen werden diese Wellen so reflektiert, dass stehende Wellen entstehen. Diese stehenden Wellen haben besondere Eigenschaften, die im weiteren Verlauf dieses Kapitels erläutert werden. Vorweg sei erwähnt, dass es resonante Kontinuumsschwinger (RKS) gibt, die stehende Wellen zur Generierung der Prüflasten nutzen. Resonante VHCF-Prüfmaschinen für metallische Werkstoffe sind etabliert<sup>59</sup>, und nutzen diesen Spezialfall von Wellen in Kontinua.

Der allgemeine Fall sind Wellen in unendlich großen, isotropen Kontinua, die hier zunächst betrachtet werden. Dabei kann man generell zwischen zwei Wellenarten unterscheiden, den *Longitudinalwellen* und den *Transversalwellen*. Bei Longitudinalwellen liegen die Ausbreitungsrichtung der Welle und die lokale Bewegung der Kontinuumselemente in einer Richtung. Bei Transversalwellen liegen Ausbreitungsrichtung und lokale Bewegung der Kontinuumselemente senkrecht zueinander. Das Kontinuum erfährt bei den Longitudinalwellen also eine Streckung und Stauchung, während bei den Transversalwellen eine Scherbelastung auftritt. Dabei können beide Wellenarten parallel auftreten, sodass es lokal zu einem komplexen Spannungszustand im Material kommen kann. Dieser Zustand ist hier allerdings unerwünscht, sodass nur eine der beiden Wellenarten gezielt angeregt wird. Die Anregung von Longitudinalwellen wird bevorzugt, da sie zu einem einachsigen Belastungszustand führt.

Bei Longitudinalwellen liegen die Ausbreitungsrichtung der Welle und die lokale Bewegung der Elemente in einer Richtung. In einem unendlich großen Kontinuum bedeutet dies, dass sich Wellenfronten senkrecht zur Ausbreitungsrichtung der Welle bilden. Diese Wellenfronten versinnbildlichen die Ebenen, in denen alle Elemente dieselben Bewegungen ausführen. Zwei dieser Ebenen werden im weiteren betrachtet, diese sind in Abbildung 14 als senkrechte Striche auf der linken Seite symbolisiert. Dabei wird angenommen, dass diese sehr nah beieinander liegen. Im Raum werden sie durch die Ortskoordinate  $x$  lokalisiert. Die beiden

---

<sup>59</sup>siehe bspw. [37] S.1434

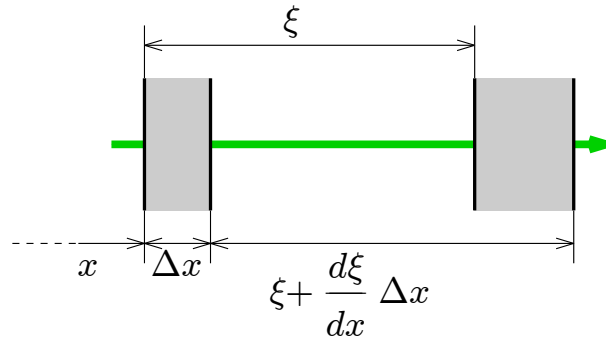


Abbildung 14: Verschiebungen und Deformationen in einer Longitudinalwelle, ( $x$ ) Positon der Ebene im Raum, ( $\Delta x$ ) Abstand zweier Ebenen zu einander, rechts die um  $\xi$  verschobenen und gedehnten Ebenen; die Ausbreitungsrichtung der Welle ist grün gekennzeichnet. Vgl. [38] S.27

Ebenen haben den Abstand  $\Delta x$  zueinander. Läuft nun eine Longitudinalwelle durch die beiden Ebenen, so werden diese beiden Ebenen im Raum verschoben und der Abstand der beiden Ebenen zueinander ändert sich. In Abbildung 14 wird dies durch die beiden rechten Striche symbolisiert. Die Ebenen werden also um den Wert  $\xi$  verschoben, und das Kontinuum zwischen den Ebenen wird um den Wert  $d\xi/dx$  gedehnt<sup>60</sup>. Im dem Kontinuum bildet sich durch die Dehnung eine mechanische Spannung aus, die durch das Hooksche Gesetz gegeben ist:

$$\sigma = \Upsilon \varepsilon \quad (6)$$

hier also:

$$\sigma_L = \Upsilon_L \varepsilon_L = \Upsilon_L \frac{d\xi}{dx} \quad (7)$$

An dieser Stelle muss aber beachtet werden, dass  $\Upsilon_L$  nicht dem E-Modul des Materials entspricht, sondern ein für Longitudinalwellen typischer E-Modul ist. Diese Unterscheidung ist notwendig, da in unendlichen Kontinua die Querkontraktion geometrisch blockiert wird. Dadurch ist ein unendliches Kontinuum steifer als ein Kontinuum aus demselben Material, das in ein oder zwei Dimensionen endlich ist. Es gilt also generell<sup>61</sup>:

$$\Upsilon_L > \Upsilon \quad (8)$$

Im Kontinuum, das von Longitudinalwellen durchlaufen wird, sind die mechanischen Spannungen im Element im Gleichgewicht mit den Trägheitskräften, die auf das Element wirken. Somit muss

$$\left( \sigma + \frac{d\sigma}{dx} \Delta x \right) - \sigma = \rho \Delta x \frac{d^2 \xi}{dt^2}, \quad (9)$$

kurz

$$\frac{d\sigma}{dx} = \rho \frac{d^2 \xi}{dt^2} \quad (10)$$

<sup>60</sup>siehe [38] S.27ff.

<sup>61</sup>siehe [38] S.36,  $\Upsilon_L/\Upsilon$  üblicherweise  $\approx 1,35$

gelten. Gleichung (10) kann durch Einführen der Schnelle als  $v = d\xi/dt$  auch als

$$\frac{d\sigma}{dx} = \rho \frac{dv}{dt} \quad (11)$$

geschrieben werden. Leitet man Gleichung (7) nach der Zeit ab, ergibt sich mit  $v = d\xi/dt$ :

$$\frac{d\sigma}{dt} = \Upsilon_L \frac{d^2\xi}{dxdt} = \Upsilon_L \frac{dv}{dx} \quad (12)$$

Dies zeigt einen engen Zusammenhang zwischen mechanischer Spannung und Schnelle, da die örtliche Ableitung des einen proportional zur zeitlichen Ableitung des anderen sind. Wenn also Gleichung (11) örtlich abgeleitet wird und Gleichung (12) nach der Zeit, so ergeben sich:

$$\frac{d^2\sigma}{dx^2} = \rho \frac{d^2v}{dtdx} \quad (13)$$

$$\frac{d^2\sigma}{dt^2} = \Upsilon_L \frac{d^2v}{dtdx} \quad (14)$$

und somit:

$$\Upsilon_L \frac{d^2\sigma}{dx^2} = \rho \frac{d^2\sigma}{dt^2} \quad (15)$$

Gleichung (15) zeigt deutlich den örtlich-zeitlichen Zusammenhang der *Wellengleichung* für Longitudinalwellen. Diese Gleichung kann nur durch Funktionen erfüllt werden, die eine Wandlung von potentieller (Spannungs-)Energie in kinetische Energie beschreiben.

Eine Funktion, die diese Bedingung erfüllt, muss der Struktur

$$\xi \left( t \pm \frac{x}{c_L} \right) \quad (16)$$

genügen. Dabei beschreibt die Wurzel  $\sqrt{\Upsilon_L/\rho}$  die Wellenausbreitungsgeschwindigkeit  $c_L$  der Longitudinalwelle im Kontinuum.

$$c_L = \sqrt{\frac{\Upsilon_L}{\rho}} \quad (17)$$

Solche örtlich-zeitlichen Funktionen werden insbesondere durch harmonische Funktionen erfüllt. Somit beschreibt die Funktion

$$\xi \left( t - \frac{x}{c_L} \right) = \hat{\xi} \sin \left( \omega \left( t - \frac{x}{c_L} \right) \right) \quad (18)$$

eine in eine Richtung laufende Welle, die zu verschiedenen Zeiten verschiedene Orte durchläuft. Die Wellenlänge  $\lambda_L$  der Longitudinalwelle ist dabei durch

$$\lambda_L = \frac{2\pi c_L}{\omega} \quad (19)$$

definiert.

Die in Kapitel 5.1 beschriebenen Proben sind allerdings nicht unendlich groß, was ein Grundsatz der bis hier hergeleiteten Beziehungen ist. Viel mehr entsprechen die Proben Stäben, also Kontinua, die in zwei von drei Dimensionen eine deutlich geringere Ausdehnung

haben als in der dritten. Dadurch kann nicht mehr davon ausgegangen werden, dass die Querkontraktion verhindert wird. Aus der reinen Longitudinalwelle wird somit eine Mischform, in der sich die einzelnen Punkte des Körpers nicht nur in Längsrichtung des Stabs bewegen, sondern auch quer dazu. Diese Lateralbewegung wird über die Poissonzahl  $\mu$  mit der Longitudinalbewegung gekoppelt. Die Dehnungen  $\varepsilon_y$  und  $\varepsilon_z$ , die quer zu  $x$  liegen, definieren sich also durch:

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z = \mu \varepsilon_x \quad (20)$$

Die Spannungen quer zur Längsrichtung des Stabes können sich nicht aufbauen, da die Querkontraktion zugelassen wird. Die einzige Spannungsrichtung, die existiert, liegt also längs des Stabes und ist durch

$$\Upsilon \varepsilon_x = \sigma_x \quad (21)$$

definiert.

Für die vorangegangenen Betrachtungen war die Querkontraktion gesperrt, was zu einem andersartigen E-Modul  $\Upsilon_L$  für Longitudinalwellen geführt hat. Ein Vergleich der beiden Extremfälle muss daher eine Definition für die Beziehung von  $\Upsilon$  zu  $\Upsilon_L$  liefern. Geht man zunächst von einem allgemeinen dreidimensionalen Spannungsfall in einem isotropen Material aus, so werden die Spannungen und Dehnungen durch die folgenden Gleichungen gekoppelt:

$$\begin{aligned} \Upsilon \varepsilon_x &= \sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z) \\ \Upsilon \varepsilon_y &= \sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z) \\ \Upsilon \varepsilon_z &= \sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y) \end{aligned} \quad (22)$$

Für den Fall der „echten“ Longitudinalwellen gilt:

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z = 0 \quad (23)$$

Somit können die letzten beiden Gleichungen von (22) addiert werden und ergeben:

$$\sigma_y + \sigma_z = \frac{2\mu}{1-\mu} \sigma_x \quad (24)$$

Eingesetzt in die erste Gleichung aus (22):

$$\Upsilon \varepsilon_x = \sigma_x \left( 1 - \frac{2\mu^2}{1-\mu} \right) \quad (25)$$

Wird  $\sigma_x$  aus Gleichung (7) durch  $\Upsilon_L \varepsilon_x$  ersetzt, so ergibt sich der für Longitudinalwellen typische E-Modul zu:

$$\Upsilon_L = \frac{\Upsilon(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)} \quad (26)$$

Womit Gleichung (8) belegt ist.

Durch diesen Vergleich ist auch klar, dass Longitudinalwellen sich in unendlichen Kontinua schneller ausbreiten als in Stäben. Zur besseren Unterscheidung wird daher der Index  $QL$  für Longitudinalwellen in Stäben eingeführt, im Gegensatz zum Index  $L$  für „echte“ Longitudinalwellen in unendlichen Kontinua. Die Wellengeschwindigkeit einer Quasilongitudinalwelle in Stäben ist somit

$$c_{QL} = \sqrt{\frac{\Upsilon}{\rho}} \quad (27)$$

und die Wellenlänge entsprechend

$$\lambda_{QL} = \frac{2\pi c_{QL}}{\omega}. \quad (28)$$

Wie am Anfang dieses Kapitels erwähnt, gibt es Randbedingungen, unter denen eine Quasilongitudinalwelle in einem endlichen Stab reflektiert wird und mit sich selbst derart interagiert, dass eine stehende Welle entsteht. Abbildung 15 zeigt ein Wellenpaket einer Quasilongitudinalwelle, das sich durch einen Stab bewegt. Auf die Darstellung der Querkontraktion wurde der Übersichtlichkeit halber verzichtet. Das Wellenpaket bewegt sich also mit der Wellengeschwindigkeit  $c_{QL}$  durch den Stab, und die einzelnen Punkte des Stabes erfahren eine zeitlich veränderliche Verschiebung, die durch die Schnelle beschrieben wird. Die Schnelle ist in Abbildung 15 direkt unter dem Wellenpaket aufgetragen. Die Schnelle folgt dabei in ihrer räumlichen Verteilung einer harmonischen Funktion. Bei einer

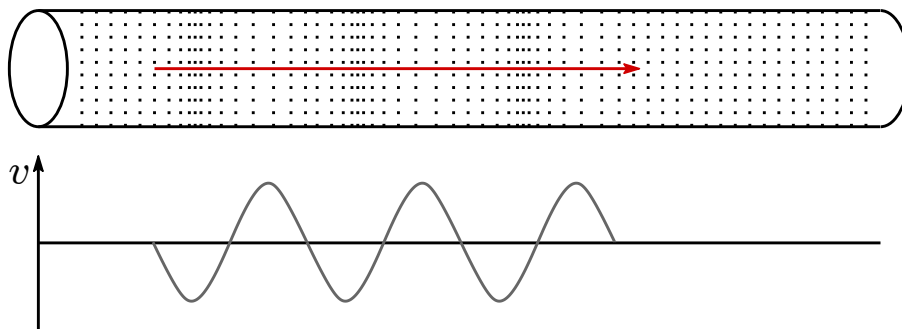


Abbildung 15: Wellenpaket aus Quasilongitudinalwellen und die dazugehörige Schallschnelle  $v$  in einem Stab

stehenden Welle, wie sie in Abbildung 16 zu sehen ist, passt die Wellenlänge  $\lambda_{QL}$  der Quasilongitudinalwelle  $n$ -mal in die geometrische Länge des Stabes. Die Wellenlänge muss dabei deutlich größer als die Dicke des Stabs<sup>62</sup> sein. Die sich dann ausbildende stehende

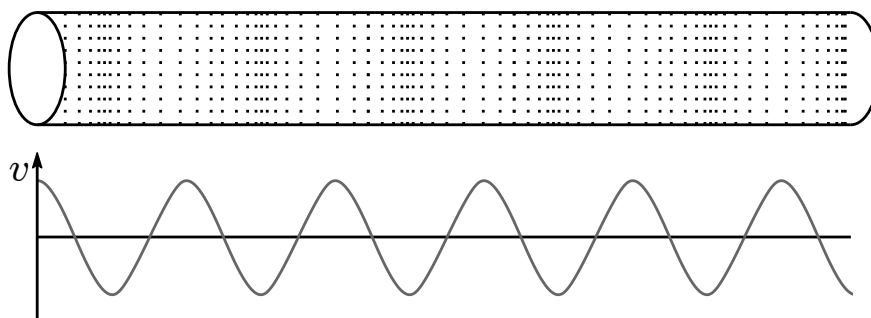


Abbildung 16: Stehende Quasilongitudinalwelle und die dazugehörige Schallschnelle  $v$  in einem Stab

Welle scheint nun nicht mitlaufend wie in der bisherigen Betrachtung. Allerdings ist eine stehende Welle eine Synthese aus laufenden Wellen, die durch die stete Reflexion am Stabende entsteht. In diesem speziellen Fall ist die bisherige Betrachtungsweise, die zur Wellengleichung in 15 geführt hat, zu allgemein formuliert. Im Fall der stehenden Welle

---

<sup>62</sup>siehe [38] S.35 und [34] S.4

sind jetzt nur noch die dem Stab innewohnenden Schwingungseigenschaften von Interesse. Dies sind die *Eigenfrequenzen* und *Eigenformen*.

Um diese beiden Größen definieren zu können, muss für den Stab ähnlich vorgegangen werden wie für das Kontinuum in Abbildung 14. Ein Element im Stab wird beim Durchlauf einer Welle also gedehnt und zugleich verschoben. Folglich müssen die Normalkräfte  $N$  und Trägheiten, die im Element wirken, ausgeglichen sein, wie auch in Gleichung (10). Der Impulssatz für ein Stabelement liefert also:<sup>63</sup>

$$N(x + \Delta x, t) - N(x, t) = \Delta m \ddot{x}(x, t) \quad (29)$$

Die Normalkraft ist dabei über die örtliche Ableitung der Verschiebung definiert und hängt zusätzlich noch von der Steifigkeit und Querschnittsfläche des Stabes ab, also  $N = \Upsilon A d\xi/dx$ . Die Masse  $m$  des Stabelements lässt sich durch  $m = \rho A$  definieren. In die obige Gleichung eingesetzt ergibt dies also:

$$\rho A \frac{d^2 \xi}{dt^2} - \Upsilon A \frac{d^2 \xi}{dx^2} = 0 \quad (30)$$

beziehungsweise

$$\frac{d^2 \xi}{dt^2} - \frac{\Upsilon}{\rho} \frac{d^2 \xi}{dx^2} = 0 \quad (31)$$

Diese Gleichung ist vom Ort und der Zeit abhängig. Ein solches Verhalten ist auch schon aus Gleichung (15) bekannt. Allgemein lassen sich die Wellengleichungen auch als

$$\ddot{q} - c^2 q'' = 0 \quad (32)$$

formulieren. Dabei ist  $q$  eine Funktion des Orts und der Zeit, also  $q = q(x, t)$ . Diese doppelte Abhängigkeit lässt sich bei stehenden Wellen beobachten. Zum einen bilden stehende Wellen ortsfeste Knoten und ortsfeste Schwingungsbäuche. Zum anderen schwingen diese ortsfesten Eigenschaften mit der Zeit um die Ruhelage. Die Zustandsfunktion  $q$  muss sich demnach in den örtlichen und zeitlichen Teil separieren lassen. BERNOULLI formulierte dies als:

$$q = Q(x) \cdot T(t) \quad (33)$$

Dieser Separationsansatz<sup>64</sup> bildet also das Produkt aus den örtlich aufgelösten Eigenformen  $Q(x)$  und den dazugehörigen Zeitfunktionen  $T(t)$ , in denen die Eigenfrequenzen stecken.

Um zu verstehen, wie man die Eigenformen eines Stabes zur Erzeugung eines Belastungszustandes für die Materialprüfung nutzen kann, genügt es vorerst die örtliche Funktion  $Q = Q(x)$  zu untersuchen. Dazu setzt man Gleichung (33) in Gleichung (32) ein, was wiederum zu

$$Q \ddot{T} - c^2 Q'' T = 0 \quad (34)$$

oder auch

$$\frac{\ddot{T}}{T} = c^2 \frac{Q''}{Q} \quad (35)$$

führt. Damit diese Gleichung stets erfüllt bleibt, muss aus Sicht der örtlichen Betrachtungsweise  $\ddot{T}/T$  eine Konstante darstellen und vice versa für die zeitliche Betrachtung  $Q''/Q$ .

---

<sup>63</sup>siehe [39] S.115ff.

<sup>64</sup>siehe [39] S.121

Beide Seiten aus Gleichung (35) müssen also einer Konstante entsprechen, die hier als  $-\omega^2$  definiert wird.  $\omega$  ist somit die Eigenkreisfrequenz der betrachteten Schwingung. Somit gilt nach Gleichung (35):

$$Q'' + \frac{\omega}{c}Q = 0 \quad (36)$$

Dies entspricht einer homogenen Differentialgleichung 2. Ordnung, die nach EULER, durch eine Überlagerung aus harmonischen Funktionen lösbar ist. Die Lösung gehorcht also

$$Q = \hat{Q}_c \cos(\mu x) + \hat{Q}_s \sin(\mu x), \text{ wobei } \mu = \frac{\omega}{c} \quad (37)$$

$\hat{Q}_c$  und  $\hat{Q}_s$  sind aus den Randbedingungen zu bestimmende Parameter.

Für die Quasilongitudinalwellen in Stäben ist die örtlich aufgelöste Dehnung gleich der ersten Ableitung der Eigenform<sup>65</sup>. Somit kann aus der Gleichung (37) für jede Eigenform bestimmt werden, wo Orte maximaler Dehnung auftreten. Möchte man nun, wie eingangs im Kapitel beschrieben, eine Probe auf ihr Ermüdungsverhalten untersuchen, kann man die Kenntnis über die Dehnungsverteilung einer bestimmten Eigenform in der Probe ausnutzen. Denn bei zwangsgeführten Systemen muss die Probe durch geeignete Maßnahmen so ausgelegt werden, dass ein bestimmter Bereich der Probe eine erhöhte Last erfährt. Dieser Bereich wird Prüfbereich genannt. Um einen solchen Prüfbereich zu erzeugen wird bei zwangsgeführten Systemen zum Beispiel der Querschnitt der Probe verjüngt. Oder die Lasteinleitung wird so gewählt, dass eine über die Länge der Probe veränderliche Last entsteht.

Im Falle von RKS kann die Verteilung der Dehnung genutzt werden, denn diese Verteilung erzeugt von sich heraus einen oder mehrere Prüfbereiche. Der Effekt der Dehnungsverteilung kann natürlich noch durch geometrische Maßnahmen, wie die Querschnittsverjüngung verstärkt werden. Einen Nachteil bringt dieses Prüfverfahren jedoch mit sich. Die Dehnung ist über die Länge der Probe nicht konstant, sondern unterliegt einem Gradienten. In der Nähe der Dehnungsmaxima ist dieser Gradient zwar gering, ein wirklich gradientenfreier Belastungszustand wird jedoch nicht erreicht.

Um einen RKS anzuregen, bedarf es eines Erregersystems, das die gewünschte Eigenfrequenz und Eigenform anregt. Dies stellt zwei Anforderungen; zum einen muss das System in der Lage sein, die Erregerlasten bei entsprechend hohen Frequenzen zur Verfügung zu stellen. Bei Eigenfrequenzen im kHz-Bereich<sup>66</sup> ist dies eine anspruchsvolle Aufgabe. Zum anderen muss das Erregersystem selbst auf die Eigenform der Probe abgestimmt sein. Oftmals wird dazu das Erregersystem so ausgelegt, dass es selbst eine Eigenform hat, die der der Probe ähnelt. So kann sich eine stehende Welle durch das Erregersystem und die Probe einstellen. Durch geometrische Veränderungen wird die Dehnung, beziehungsweise Spannung, im Erregersystem deutlich geringer gestaltet als in der Probe. Somit wird gewährleistet, dass die Probe schneller ermüdet als das Erregersystem. Die Auslegung solcher Erregersysteme ist sehr komplex, vor allem die geometrische Gestaltung der Querschnitte muss wohlüberlegt sein.<sup>67</sup>

Bei RKS wird die Probe so ausgelegt, dass in der Probe eine halbe Welle auftritt<sup>68</sup>. Daher ist es sinnvoll, für das in dieser Arbeit verwendete Material, die Wellenlängen bei verschiedenen Prüffrequenzen darzustellen. Gleichung (28) liefert hierfür die Grundlage,

---

<sup>65</sup>siehe [39] S.125

<sup>66</sup>siehe [40]

<sup>67</sup>siehe bspw. [37] S.1434 und [34] S.4

<sup>68</sup>vgl. [34] Abbildung 1



wobei der indirekt proportionale Zusammenhang zwischen Prüffrequenz und Wellenlänge entscheidend ist. Tabelle 1 listet einige exemplarische Wellenlängen auf. Eine Prüffrequenz

Prüffrequenz	Wellenlänge	Probenlänge
50 Hz	89,54 m	44,77 m
100 Hz	44,77 m	22,38 m
250 Hz	17,90 m	8,95 m
500 Hz	8,95 m	4,48 m
1000 Hz	4,48 m	2,24 m
5000 Hz	0,90 m	0,45 m
20000 Hz	0,22 m	0,11 m

Tabelle 1: Wellenlängen und Probenlängen bei  $\lambda/2$  im verwendeten GFK bei verschiedenen Frequenzen

von 20 kHz, wie bei den Prüfständen der BOKU Wien, führt somit zu einer überschaubaren Probengeometrie. Bei geringeren Prüffrequenzen steigt die Wellenlänge entsprechend an.

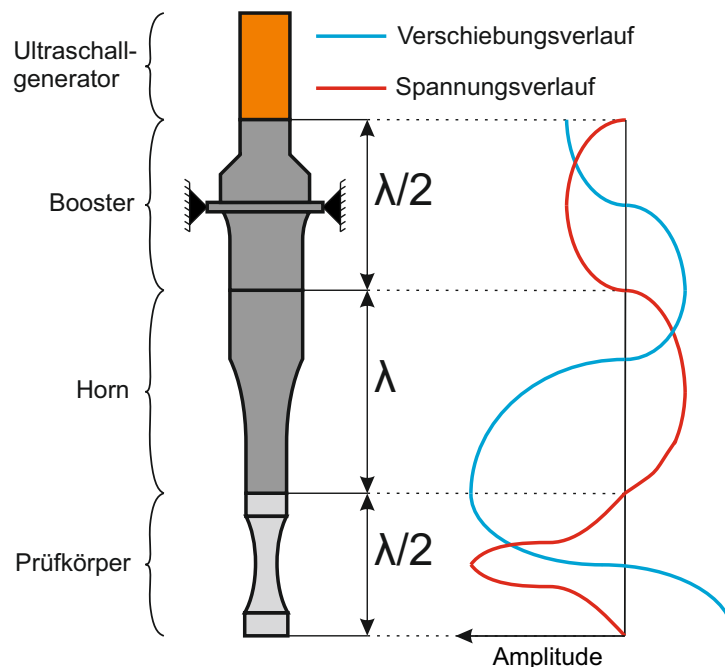


Abbildung 17: Konzept eines RKS für FVW

Für die Untersuchungen innerhalb dieser Arbeit soll zunächst eine Prüffrequenz gewählt werden, die eine möglichst kurze Prüfzeit garantiert. Dabei wird ein Frequenzbereich von über 100 Hz angestrebt, um den VHCF-Bereich in einer absehbaren Zeit zu erreichen. Der Erhöhung der Prüffrequenz sind allerdings Grenzen durch thermische Prozesse im FVW gesetzt. Sonotroden, wie sie auch in den Resonanzprüfstand der BOKU Wien verwendet vorkommen, werden auch für das Verschweißen von Kunststoffen verwendet. Dieses Verfahren nutzt die inneren Verluste, die bei einer mechanischen Belastung von Kunststoffen entstehen, um den Kunststoff über seine Glasübergangstemperatur zu erwärmen. Dadurch kann ähnlich dem *Reibrührschweißen* eine Materialverbindung erzeugt werden. Bei Ermüdungsversuchen müssen solche extremen Erwärmungen aber vermieden werden,

da sich das generelle Materialverhalten von FVW nahe der Glasübergangstemperatur stark verändert. Daher wird für diese Arbeit die obere Grenze für den Frequenzbereich auf  $\approx 1000$  Hz festgesetzt, um eine zu starke Erwärmung des Probenquerschnitts zu verhindern. Denn trotz aktiver Kühlung auf der Oberfläche der Probe könnte sich sonst ein starker Temperaturgradient innerhalb des Probenvolumens aufbauen, der die Aussagekraft der Ergebnisse in Frage stellt. Die Begrenzung auf eine maximale Prüffrequenz von  $\approx 1000$  Hz führt allerdings zu sehr großen Proben und einem umso größeren Erregersystem. Wie Abbildung 17 zeigt, muss der gesamte Versuchsaufbau aus Erregersystem und Probe auf zwei Wellenlängen ausgelegt werden. Für eine Prüffrequenz von 1000 Hz bedeutet dies also eine Gesamtlänge von 8,96 m.

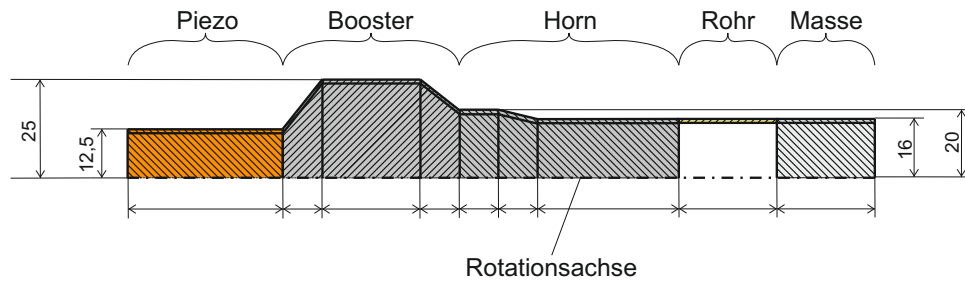


Abbildung 18: Halbseitiger Schnitt durch das parametrisierte FE-Modell des RKS für FVW

Ob ein Prüfstand mit solchen geometrischen Abmessungen umgesetzt werden kann, muss bezweifelt werden. Vor allem dürfte die passende Lagerung des Erregersystems schwierig werden. Denn durch einfache Skalierung der Geometrie aus Abbildung 17 würde das Erregersystem extrem schwer werden. Würde jedoch nur die Länge angepasst werden, entstünde ein sehr schlanker Prüfstand mit einer geringen Biegesteifigkeit und einer geringen Stabilität gegen parasitäre Effekte wie zum Beispiel Ausknicken.

Für den gewählten Frequenzbereich scheint es also keine reale Umsetzung für einen RKS zu geben, wie er bereits für Metalle realisiert ist. Trotzdem wird die Möglichkeit der Realisierung einer Prüftechnik für FVW auf Basis von RKS untersucht. Dazu wird ein virtuelles, parametrisiertes Modell des RKS erstellt und mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) analysiert. Dabei wird die Herangehensweise verändert, die Geometrie wird von vornherein in realistischen Größen gehalten und im Nachgang das resonante Verhalten in einer Modalanalyse untersucht. Bei dieser Art der Analyse werden die Eigenwerte und Eigenvektoren des Systems direkt bestimmt und das Verhalten außerhalb der Resonanzen ignoriert. Das geometrische Modell für die Analysen ist in Abbildung 18 gezeigt, wobei nur ein halber Schnitt durch den RKS in der Abbildung gezeigt wird. Durch Rotation um die gekennzeichnete Achse entsteht ein massiver Rundkörper, beziehungsweise ein Rohr im Bereich der eigentlichen Probe.

Wie Abbildung 18 schon andeutet, sind die Durchmesser der einzelnen Komponenten des RKS fixiert, während die Abmessungen entlang der Rotationsachse variabel gestaltet sind. Die konkreten Maße können der Abbildung entnommen werden, an dieser Stelle sei lediglich auf den Durchmesser der Rohrprobe von 32 mm hingewiesen. Aus Gründen der Probenfertigung wird dieser Durchmesser auch für die weiteren Betrachtungen in dieser Arbeit beibehalten.

Zur Anwendung der Finite-Elemente-Methode wird das kommerziell erhältliche Tool *ANSYS* verwendet. Dieses arbeitet in drei Schritten, dem *Preprocessor*, dem *Solver* und dem *Postprocessor*. Wie bei der FEM üblich, wird im Preprocessor die Geometrie des

zu untersuchenden Modells festgelegt. Diese Geometrie wird dann vernetzt, also durch eine endliche Anzahl an Stützstellen abgebildet. Dadurch entstehen Elemente, die das Verhalten des ursprünglichen Modells repräsentieren. Die Feinheit der Vernetzung und somit die Größe der Elemente hat einen entscheidenden Einfluss auf die Genauigkeit der Berechnung. Andererseits bedeutet ein sehr feines Netz aus kleinen Elementen eine entsprechend höhere Rechenzeit für die Lösung des Modells.<sup>69</sup> Diesem vernetzten Modell werden Materialeigenschaften zugewiesen und Anfangsbedingungen definiert, wie zum Beispiel statische und dynamische Kräfte und Momente sowie Randbedingungen.

Die Diskretisierung des Modells durch endlich viele Elemente erzeugt ein Gleichungssystem entsprechend den Ansatzfunktionen, die das Verhalten jedes einzelnen Elementes beschreiben. Im zweiten Schritt der FEM löst der Solver das Gleichungssystem.

Im Postprocessor wird die Lösung des Gleichungssystems ausgewertet und aufbereitet. Am bekanntesten dürften farbige Visualisierungen der Lösungsmatrix auf der Geometrie des Modells sein, wie zum Beispiel in Abbildung 20 zu erkennen.

Das Modell des Prüfstands aus Abbildung 18 wird in vier Schritten im Preprocessor verarbeitet. Im ersten Schritt wird der halbseitige Querschnitt durch entsprechende Flächen abgebildet. Für jeden Abschnitt, Piezo, Booster, Horn, Rohrprobe und Masse werden also zunächst an den charakteristischen Stellen Hilfspunkte erzeugt, die die Geometrie grundlegend beschreiben. Dies sind zum Beispiel die Eckpunkte des Querschnitts, aber auch jede Stelle am Übergang zwischen den einzelnen Abschnitten der Geometrie. Aus diesen Punkten werden dann die eigentlichen Flächen des Querschnitts generiert. Als Resultat entstehen Rechtecke und Parallelogramme. Hinzu kommen an den Übergängen zwischen der Rohrprobe, Horn und Masse noch ideale Punktmassen. Diese haben keine räumliche Ausdehnung, simulieren aber die Trägheit einer bestimmten Masse, je nach Vorgabe, in den insgesamt sechs translatorischen und rotatorischen Freiheitsgraden. Diese Masseelemente sollen eine Einspannung repräsentieren, die in der Realität notwendig ist, um die Rohrprobe mit dem Prüfstand zu verbinden. Die genaue Geometrie der Einspannung ist hier vorerst irrelevant, die Trägheit der Einspannung hat jedoch Einfluss auf das Schwingungsverhalten des RKS und darf daher nicht vernachlässigt werden.

Im zweiten Schritt werden diese Flächen durch 2D-Elemente vernetzt. Die Topologie der Vernetzung kann entweder automatisch vorgenommen werden, oder halbautomatisch durch entsprechende Vorgaben. Zumeist ist die zweite Variante zu bevorzugen, da hier die Komplexität des Netzes beeinflusst werden kann. Für die halbautomatische Vernetzung müssen einige Randbedingungen gesetzt werden, wie zum Beispiel die Anzahl der Elemente pro Seite der Fläche. Dadurch wird auch die Feinheit der Vernetzung an dieser Stelle festgelegt.

Im dritten Schritt werden die Flächen und das erzeugte Netz um die Rotationsachse, siehe Abbildung 18, gedreht. Hierdurch entsteht ein rotationssymmetrisches Volumen, das die Geometrie des Prüfstandes repräsentiert. Dieses Volumen ist zunächst das kontinuierliche Modell, das, ähnlich zu den erzeugten Flächen, noch vernetzt werden muss. Zu diesem Zweck wird das 2D-Netz, das bereits erzeugt wurde, ebenfalls rotiert. Dieses Verfahren heißt *Sweepen*. Dabei werden die Vorgaben des 2D-Netzes übernommen und somit auch die Topologie. Einzig die Feinheit in Rotationsrichtung kann und muss an dieser Stelle festgelegt werden.

Es entsteht somit ein vernetztes Volumen, dem im letzten Schritt die Materialeigenschaften und Randbedingungen eingeprägt werden. Abbildung 19 zeigt das vernetzte Modell

---

<sup>69</sup>vgl. [41] S.30ff.

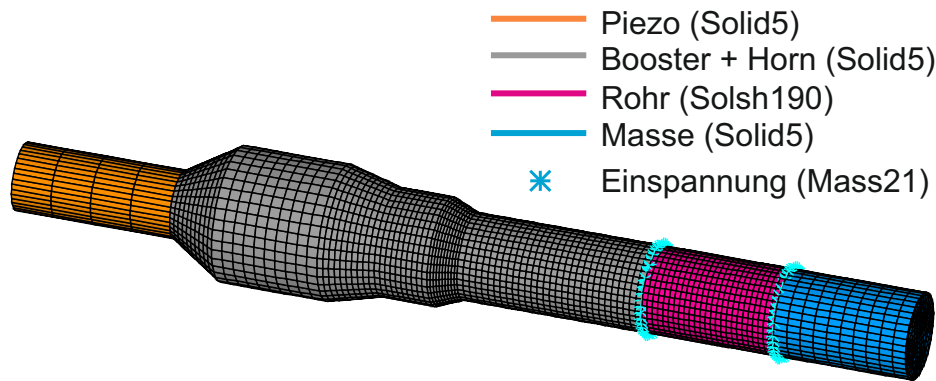


Abbildung 19: Vernetztes Modell des RKS mit Kennzeichnung der verschiedenen Elementtypen

und die verschiedenen Elementtypen, die verwendet wurden. Diese verschiedenen Elementtypen werden genutzt, um die verschiedenen Eigenschaften der Abschnitte des Modells darzustellen. Piezo, Booster, Horn und Masse sind durch sechsseitige *SOLID5*-Elemente vernetzt. Diese Elemente haben je Berechnungstützpunkt (Knoten) sieben Freiheitsgrade. Drei translatorische, drei rotatorische und einen thermischen Freiheitsgrad. Die translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade werden genutzt, um das passive mechanische Materialverhalten abzubilden. Dieses wird unter anderem durch den E-Modul, Schubmodul, Querkontraktion und Dichte bestimmt. Für die passiven Bauteile des RKS, also Booster, Horn und Masse, reicht diese Materialbeschreibung aus.

Der Piezo ist das aktive Element des RKS und dient zur Anregung des Systems. Daher muss diesem Abschnitt im FE-Modell die Möglichkeit gegeben werden, aktiv zu werden. Dies geschieht über den thermischen Freiheitsgrad des *SOLID5*-Elements. Dazu werden richtungsabhängige thermische Ausdehnungskoeffizienten gesetzt, die den  $d_{ij}$ -Koeffizienten von piezoelektrischen Materialien entspricht.<sup>70</sup> Wird in der Simulation dem Modell ein Temperaturfeld aufgeprägt, entspricht dies dem Effekt eines elektrischen Feldes. Diese Vorgehensweise wird allgemein als *Feld-Analogie* bezeichnet.

Die idealen Masselemente am Übergang zwischen Booster, Rohrprobe und Masse werden durch *MASS21*-Elemente abgebildet. Diese Elemente haben keine geometrische Ausdehnung, haben aber drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade, die die jeweiligen Trägheiten symbolisieren.

Die Rohrprobe selbst ist eine dünnwandige Struktur, die mehrere Schichten aus FVW beinhaltet. In der FEM wird aber meist zwischen Volumenelementen und Schalenelementen unterschieden. Erstere sind Volumina, die durch ihre Ausdehnungen in allen drei Raumrichtungen definiert werden. Zur Beschreibung eines solchen Volumenelements muss somit die Position aller Ecken definiert sein. Im Gegensatz dazu beschreiben Schalenelemente flächige Strukturen, deren Dicke wesentlich geringer ist als die Ausdehnung in der Ebene. Für Schalenelemente reicht somit eine Fläche, um das Element zu beschreiben. Die Dicke der Schale wird dann als weiterer Parameter in der Modellierung verwendet. Die Rohrproben, die in dieser Arbeit verwendet werden, haben eine geringe Wandstärke, was zunächst für die Verwendung von Schalenelementen spricht. Da in Dickenrichtung aber verschiedene Schichten im Faserverbund vorkommen, muss dieses reale Materialverhalten durch die

<sup>70</sup>siehe zum Beispiel [41] S.60 Tabelle A.2. Der piezoelektrische Effekt im Allgemeinen wird in Kapitel 5.3 kurz umrissen

Simulation abgedeckt werden. Diese Funktionalität bieten Schalenelemente jedoch nicht. Hinzu kommt, dass das restliche Modell des RKS durch Volumenelemente simuliert werden muss. Grenzen Volumenelemente und Schalenelemente in einem Modell aneinander, so muss der Übergang zwischen den beiden Elementtypen durch spezielle Übergangsbedingungen definiert werden. Andererseits ist es nicht günstig, eine dünnwandige Struktur durch Volumenelemente zu simulieren, da diese geometrisch verzerrt werden, was bei vielen Typen von Volumenelementen zu numerischen Instabilitäten führen kann. Ideal wäre somit ein Elementtyp, der zugleich die Eigenschaften von Schalen- und Volumenelementen vereint. Das *SOLSH190*-Element bietet genau diese Funktionalität. Es ist ein Volumenelement, das aber gestreckt werden und somit schalenartige Strukturen darstellen kann. Hinzu kommt, dass in Dickenrichtung eine Schichtung simuliert werden kann. Das Element bietet hierfür bis zu 250 Schichten, die mit anisotropen Materialkennwerten belegt werden können. Dieses Verhalten entspricht den Materialeigenschaften von FVW, die durch ihre Anisotropie schichtweise richtungsabhängige Eigenschaften besitzen. Somit ist es sinnvoll, die Rohrprobe aus diesen Elementen zu modellieren.

Im vierten und abschließenden Schritt werden Eigenschaften und notwendige Randbedingungen gesetzt. Den einzelnen Bauteilen des RKS werden entsprechende Materialeigenschaften gegeben.

Die Rohrprobe soll zunächst so modelliert werden, als würde sie aus einem unidirektionalen Verbund bestehen, in dem die Fasern parallel zur Rotationsachse des Rohres liegen. Dies führt zu einem anisotropen Verhalten des Materials. Wie bereits beschrieben, können die *SOLSH190*-Elemente dieses Verhalten abbilden, allerdings muss hierfür die Ausrichtung der einzelnen Elemente definiert werden. Denn die Elemente sollen die versteifende Wirkung der Glasfasern parallel zur Rotationsachse des Rohres abbilden, in Querrichtung dazu aber eine entsprechend geringere Steifigkeit. Jedes Element besitzt ein eigenes lokales Koordinatensystem aus X-, Y- und Z-Richtung<sup>71</sup>, das in Bezug auf das globale Koordinatensystem der Simulation manipuliert werden kann. Die lokalen Koordinatensysteme der Elemente müssen also so ausgerichtet werden, dass alle X-Achsen parallel zur Rotationsachse des Rohres liegen, die Y-Achsen in Umfangrichtung und die Z-Achsen in Dickenrichtung. Wenn dies geschehen ist, können die anisotropen Materialeigenschaften schichtbezogen zugewiesen werden. An dieser Stelle wird ein rein unidirektionales GFK simuliert, die Elemente bestehen also aus einer einzelnen Schicht. Die richtungsabhängigen Kennwerte aus Tabelle 2 werden dann entsprechend  $1 \rightarrow X$ ,  $2 \rightarrow Y$  und  $3 \rightarrow Z$  verwendet. Über die Manipulation der lokalen Koordinatensysteme sind auch andere Faserrichtungen und Schichtungen möglich.

Der Aktuator wird mit Eigenschaften einer Piezokeramik simuliert, was einem realen Anwendungsfall nahe kommt. Dabei wird das thermische Analogon verwendet, wie bereits oben beschrieben. Die piezoelektrischen Eigenschaften der Keramik werden somit als Wärmeausdehnungskoeffizient gegeben. Die Temperatur steht dabei analog zur elektrischen Feldstärke, die an die Keramik angelegt wird. Die Richtung des Feldes wird hier durch die anisotropen Wärmeausdehnungskoeffizienten abgebildet. In diesem Fall wird der Aktuator also so abgebildet, als wäre er ein so genannter  $d_{33}$ -Wandler<sup>72</sup>, der entlang der Rotationsachse des RKS wirkt. Dafür müssen auch bei den Elementen des Aktuators die lokalen Koordinatensysteme so ausgerichtet werden, dass die X-Achsen parallel zur Rotationsachse des Rohres liegen. Die detaillierten Angaben für die verwendeten Materialien sind in Tabelle 2 erneut zusammengefasst.

---

<sup>71</sup>Die Bezeichnung der Achsen in X, Y und Z ist für ANSYS spezifisch und nicht allgemein gültig.

<sup>72</sup>siehe Kapitel 5.3

Den *MASS21*-Elementen am Übergang zwischen Booster und Rohrprobe sowie Rohrprobe und Masse wird eine konkrete Masse zugewiesen. Diese ergibt, summiert über alle *MASS21*-Elemente an jedem der beiden Übergänge, jeweils 1,5 kg. Da diese Elemente punktförmig sind, müssen keine weiteren Eigenschaften gesetzt werden.

	GFK	Stahl	Piezokeramik
Bauteil	Rohrprobe	Booster, Horn	Aktuator
E-Modul $\Upsilon_1$ [MPa]	42,1	210	21
E-Modul $\Upsilon_2$ [MPa]	7,6	210	18
E-Modul $\Upsilon_3$ [MPa]	7,6	210	8,2
Schubmodul $G_{12}$ [MPa]	5	80	3,4
Schubmodul $G_{13}$ [MPa]	2,99	80	2,3
Schubmodul $G_{23}$ [MPa]	5	80	2,3
Querkontraktionszahl $\nu_{12}$ [-]	5	80	2,3
Querkontraktionszahl $\nu_{13}$ [-]	5	80	2,3
Querkontraktionszahl $\nu_{23}$ [-]	5	80	2,3
Dichte $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1888	7850	7700
Wärmeausdehnungskoeffizient $\alpha_1$ [10 <sup>-9</sup> /K]	—	—	380
Wärmeausdehnungskoeffizient $\alpha_2$ [10 <sup>-9</sup> /K]	—	—	-170
Wärmeausdehnungskoeffizient $\alpha_3$ [10 <sup>-9</sup> /K]	—	—	-121

Tabelle 2: Materialeigenschaften für die Modellierung des RKS, die Indizes

Booster und Horn bekommen die Eigenschaften von einfachem Stahl, also isotrope Werkstoffkennwerte, die keiner Unterscheidung für die Raumrichtungen bedürfen. Entsprechend muss hier auch nicht die Ausrichtung der lokalen Koordinatensystem beachtet werden.

Schließlich können noch Randbedingungen gesetzt werden, die ein bestimmtes erzwungenes Verhalten simulieren. Das können zum Beispiel Lagerungsbedingungen wie feste Einspannungen sein. Es können aber auch selektiv nur bestimmte Freiheitsgrade des Systems gesperrt werden. Für die gewählte Simulation werden jedoch bewusst keine Randbedingungen gesetzt, da das unbeeinflusste Schwingverhalten untersucht werden soll. Würden bestimmte Bereiche, zum Beispiel der Booster, über Randbedingungen fixiert werden, hätte dies einen starken Einfluss auf die Eigenform des RKS. Denn solche Randbedingungen erzeugen erzwungenermaßen Schwingungsknoten, auch wenn sich an dieser Stelle des RKS eigentlich kein Knoten ausbilden würde. In der Praxis werden RKS auch stets so gelagert, dass die Lagerkräfte an Schwingungsknoten der Eigenform angreifen. Die korrekte Vorgehensweise ist also eine Untersuchung eines nicht gelagerten RKS.

Das Schwingverhalten wird durch eine Eigenwertanalyse berechnet, welche die Eigenfrequenzen und qualitativen Eigenformen des Modells liefert. Dabei ist zu beachten, dass die Ergebnisse der Berechnung der Eigenformen keine absoluten Werte für Schwingungsamplituden liefern. Die berechneten Amplituden erlauben lediglich einen qualitativen Vergleich der Eigenformen untereinander.

Bei der Modalanalyse des Modells zeigen sich immer wieder ähnliche Eigenformen, die je nach Einstellung der Parameter leicht variieren. Von Interesse sind dabei nur die Eigenformen, die Arbeit entlang der Längsachse des RKS verrichten, da dies die Prüfrichtung sein soll. Eigenformen, die den Prüfstand biegen oder tordieren, werden ausgeschlossen. Der Vollständigkeit halber seien hier die ersten Eigenformen für ein bestimmtes Set an Parametern in Tabelle 3 angegeben. Die Mehrzahl der Eigenformen sind dabei Biegeeigenformen.

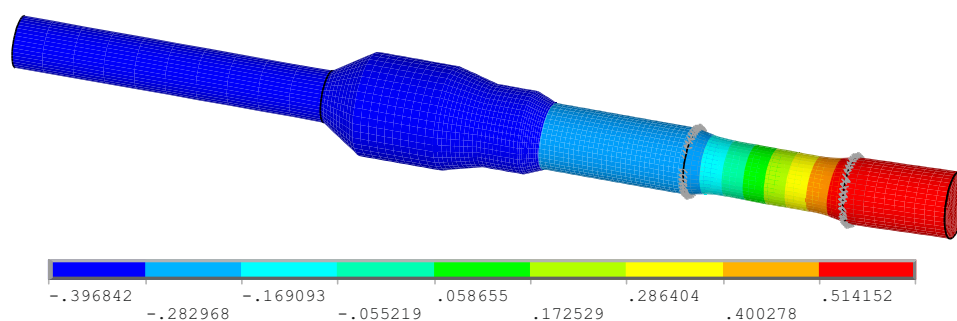


Abbildung 20: Erste longitudinale Eigenform des RKS, Farbskala entsprechend der Verschiebungsamplitude in Längsrichtung

Eigenfrequenz [Hz]	Art der Eigenform
269	Biegung
270	Biegung
421	Biegung
422	Biegung
556	Torsion
983	Biegung
1032	Torsion
1269	<i>Longitudinal</i>
1366	Biegung
1433	Biegung

Tabelle 3: Eigenfrequenzen und Eigenformen eines typischen Sets an Parametern

Auffällig ist, dass die erste Eigenform die rein longitudinal schwingt, eine unerwartet ungleichmäßige Dehnungsverteilung verursacht. Abbildung 20 zeigt diese Eigenform, die zugehörige Eigenfrequenz liegt bei 1269 Hz. Die Farbskala in der Abbildung verdeutlicht die Verschiebung entlang der Längsachse des Prüfstandes. Wie gut zu erkennen ist, werden bestimmte Teile des Prüfstandes in der Eigenform wie ein Festkörper verschoben. Würde eine gleichmäßige Dehnungsverteilung im Prüfstand vorherrschen, wären die Abstufungen der Farbskala gleichmäßig über die Länge des Prüfstandes verteilt. Hier gibt es jedoch zahlreiche Abstufungen innerhalb der Probe und kaum Abstufungen im restlichen Prüfstand.

Die Darstellung der Eigenform ist zur besseren Erkennbarkeit stark überhöht. Während also der Booster und das Horn des Prüfstandes in einer Richtung verschoben wird, wird die zusätzliche Masse am andern Ende des Prüfstandes entgegengesetzt verschoben. Die Rohrprobe erfährt im gleichen Moment eine starke Dehnung, was durch die mehrfachen Farbwechsel entlang der Probe in Abbildung 20 zu erkennen ist. Durch die Längsdehnung des Rohres und die Querkontraktion des FVW kommt es zu einer Einschnürung des Rohrquerschnitts. Diese Einschnürung ist in der Abbildung gut zu erkennen. Somit stellt sich in dem Prüfstand keine stehende Welle, ähnlich wie in Abbildung 17, ein. Darüber hinaus ist die erste longitudinale Eigenform auch keine Quasilongitudinalwelle, wie man sie in Stäben oder stabförmigen Bauteilen erwarten könnte. Die Eigenform, die sich hier ausprägt, entspricht in ihrem Grundverhalten eher der Eigenform eines Systems aus diskreten Massen und Steifigkeiten.

Wie bereits am Anfang dieses Kapitels erwähnt, ist ein einachsiger und gradientenfreier Belastungszustand wünschenswert, um die Korrelation von Last zu Schaden und Schädigungsmechanismus herzustellen. Für RKS im Allgemeinen, wie auch für den hier vorgestellten und simulierten RKS, muss geklärt werden, ob der sich einstellende Belastungszustand als einachsiger und gradientenfrei zu betrachten ist. Hierfür muss die Spannungs- und Dehnungsverteilung im Prüfbereich konstant sein. Es darf also entlang der Längsachse des Prüfbereichs keine Änderung in der Spannung und Dehnung geben, und die Spannung und Dehnung im Querschnitt des Prüfbereichs muss ebenso überall gleich sein.

Bei RKS ist der Belastungszustand im gesamten Schwinger generell nicht konstant. Wie in Abbildung 17 zu erkennen, hat die Spannung über die Länge des RKS hinweg einen nicht konstanten Betrag und wechselt sogar das Vorzeichen. Auch im Prüfbereich der Probe ist der Betrag der Spannung nicht konstant, sondern ändert sich mit der Position entlang der Längsachse der Probe, siehe Abbildung 21a. Diese punktuelle starke Überhöhung der Spannung wird bei RKS bewusst ausgenutzt. Denn in diesem Bereich der Probe wird bevorzugt ein Versagen eintreten. Damit wird die effektiv höchst belastete Länge der Probe stark begrenzt und einem Spannungsgradienten ausgesetzt. Somit kann hier von keinem ideal gradientenfreien Belastungszustand gesprochen werden.

Über den Querschnitt der Probe im Prüfbereich hinweg ist die Spannung jedoch konstant und unterliegt, nicht wie zum Beispiel bei Biegeproben, einem weiteren Gradienten. Somit ist zumindest nur in einer Raumrichtung ein Spannungsgradient vorhanden, siehe auch Abbildung 21b, was zu einem einachsigen Belastungszustand führt. Der gewünschte einachsige und gradientenfreie Belastungszustand wird somit nicht erzeugt.

Bei dem hier simulierten RKS stellt sich keine stehende Welle im Sinne einer Quasilongitudinalwelle ein. Somit kann dieser RKS auch nicht wie ein kontinuierlicher Schwinger bewertet werden. Daher muss der Belastungszustand in der eigentlichen Probe bewertet werden. Hierzu kann ein Ausschnitt aus der Abbildung 20 herangezogen werden. Betrachtet man hier die Abstufung der Farbskala im Bereich der Probe genau, so ist eine gleichmäßige Verteilung der Farbabstufungen entlang der Längsachse der Probe zu erkennen, siehe



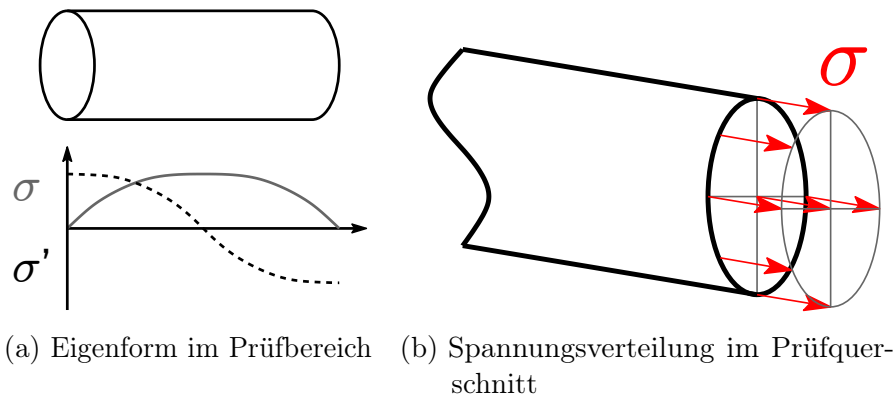


Abbildung 21: Eigenschaften der zur Prüfung genutzten Eigenform im Prüfbereich eines RKS

Abbildung 22. Dies bedeutet, dass die Verschiebungsamplitude über die Länge der Probe

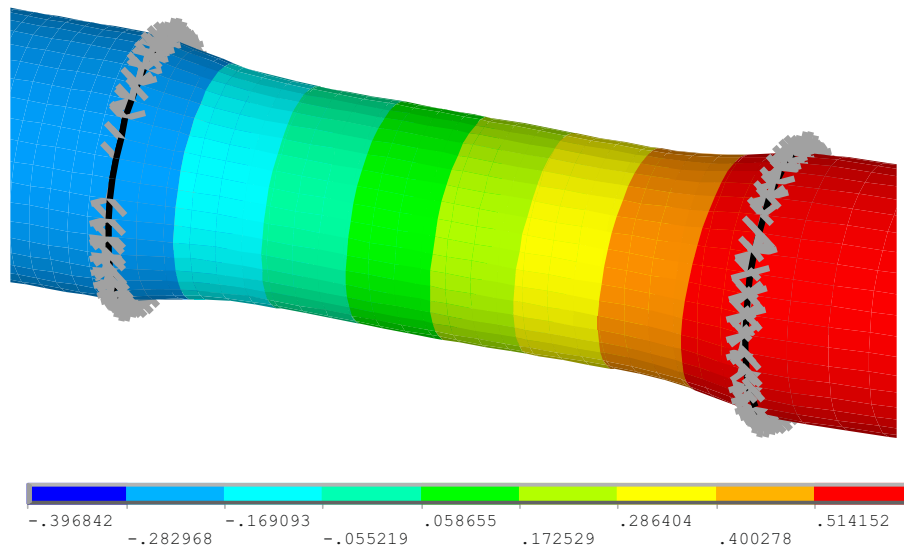


Abbildung 22: Verschiebungsamplitude der ersten longitudinalen Eigenform des RKS für FVW

stetig und linear zunimmt. Somit ist die Ableitung der Verschiebung, also die Dehnung, bezogen auf die Längsrichtung der Probe konstant. Dies ist ein erstes Indiz für einen einachsigen Belastungszustand.

Die in Abbildung 22 zu erkennende Einschnürung der Probe ist ein bekanntes Phänomen, wenn Rohrproben in ihrer Längsrichtung belastet werden und dabei in einer, im Verhältnis zu Probensteifigkeit, sehr steifen Einspannung eingespannt werden. Dieser Umstand führt natürlich zu einem mehrachsigen Spannungszustand durch zusätzliche Radialspannungen nahe der Einspannung. Für den größten Teil der Probe ist der Belastungszustand aber als einachsig zu betrachten, da auch die Spannungsverteilung über den Querschnitt hinweg homogen ist.

Das stark unterschiedliche Verhalten, das zwischen dem hier simulierten RKS und einem allgemeinen RKS auftritt, kann über eine energetische Betrachtung erklärt werden. In einer stehenden Quasilongitudinalwelle findet ständig und an jedem Punkt eine Umwandlung

von kinetischer und potentieller Energie statt<sup>73</sup>. Dabei wird jedes Element des RKS gedehnt oder bewegt sich mit einer bestimmten Schnelle. Die kinetische Energie bestimmt sich also über die Dichte und die Schnelle des Elements, während die potentielle Energie durch die Formänderungsenergie hervorgerufen wird.

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \rho \frac{d\xi^2}{dt} \quad (38)$$

$$E_{pot} = \frac{1}{2} \Upsilon \sigma^2 \quad (39)$$

Diese Umwandlung ist räumlich an die Eigenform gekoppelt. Wie Abbildung 17 zeigt, gibt es Bereiche, in denen die Elemente des RKS keine Verschiebung erfahren, dafür jedoch eine hohe Dehnung. An anderer Stelle der Eigenform werden die Elemente nicht gedehnt, erfahren aber eine hohe Verschiebung. In den Bereichen, die keine Verschiebung erfahren, wird potentielle Energie gespeichert. Im Gegensatz dazu speichern die Bereiche hoher Verschiebungen kinetische Energie. Diese räumliche Trennung ist allerdings nicht diskret, sondern beide Bereiche gehen kontinuierlich ineinander über. Es gibt also auch Bereiche, in denen potentielle, wie auch kinetische Energie gespeichert und wieder abgegeben wird.

Der simulierte RKS zeigt jedoch ein anders Verhalten. Die Rohrprobe selbst erfährt in der quasilongitudinalen Eigenform eine gleichmäßig hohe Dehnung, es wird also vorzugsweise potentielle Energie gespeichert und wieder abgegeben. Booster und Horn erfahren eine gleichmäßige Verschiebung, während kaum Dehnung auftritt. Das gilt für die Zusatzmasse. In beiden Bereichen wird also vorzugsweise kinetische Energie gespeichert und abgegeben. Selbstverständlich erfahren Booster, Horn und Zusatzmasse auch eine Dehnung, und somit enthalten sie auch potentielle Energie. Ebenso gilt dies vice versa für die Rohrprobe, die auch einen Anteil an kinetischer Energie speichert und abgibt, da die Rohrprobe nicht masselos ist. Für beide Fälle lässt sich jedoch ein Quotient bestimmen, der das Verhältnis der dominierenden Energieform zur unterlegenen wiedergibt. Ist dieser Quotient hinreichend klein, kann von einer *Trennung der Energiereservoirs* ausgegangen werden. Diese Energiereservoirs beschreiben im Umkehrschluss diskrete Bestandteile eines mechanischen Schwingsystems, die bestimmte Aufgaben übernehmen. Ein Bereich, der als kinetisches Energiereservoir fungiert, ist eine ideale Masse mit unendlich hoher Steifigkeit. Ein Bereich, der als potentielles Energiereservoir dient, speichert Formänderungsenergie, ist also eine ideale, masselose Feder.

Fasst man diese Beobachtungen zusammen, so erscheint ein Prüfstand für FVW, der das Funktionsprinzip eines RKS nutzt, in dem gewählten Frequenzbereich nicht realisierbar. Bei der Analyse eines RKS für FVW zeigt sich jedoch ein Systemverhalten, das durch ein einfaches mechanisches System aus diskreten Massen und Federsteifigkeiten beschrieben werden kann. Diese Erkenntnis legt nahe, ein einfaches mechanisches System zur Prüfung von FVW zu untersuchen, da dies hinreichend sein kann.

#### 5.2.4. Systeme mit einer bewegten Masse

Wie im letzten Kapitel gezeigt wurde, ist ein resonant arbeitender Kontinuumsschwinger kein geeignetes Prüfprinzip um einen einachsigen und gradientenfreien Belastungszustand zu erzeugen. Hinzu kommt, dass für den angestrebten Frequenzbereich und das eingesetzte Material keine sinnvolle Lösung gefunden werden kann, die stehende Quasilongitudinalwellen nutzt, um die Ermüdungslasten zu erzeugen.

---

<sup>73</sup>siehe [38] S.33ff.

Der im vorangegangenen Kapitel beschriebene RKS verhält sich im angestrebten Frequenzbereich eher wie ein System aus mehreren Massen und einer Steifigkeit. Auch der so erzeugte Spannungszustand scheint annähernd eindimensional zu sein. Ein im Vergleich zum RKS in seiner Komplexität reduziertes System könnte also einen Belastungszustand erzeugen, der für die Ermüdungsprüfung an FVW geeignet ist. In diesem Kapitel wird daher ein System betrachtet, das aus möglichst diskreten Massen, Steifigkeiten und Dämpfern besteht.

Zunächst wird die energetische Betrachtungsweise des letzten Kapitels aufgegriffen. Für jedes Volumenelement kann bestimmt werden, wie groß die kinetische und die potentielle Energie zu jedem Zeitpunkt ist. Die räumliche Verteilung der Energien ist jedoch nicht überall gleich. Abbildung 17 zeigt sehr gut, dass es Bereiche im einem RKS gibt, an denen bevorzugt mechanische Spannungen oder Verschiebungen auftreten. Diese Bereiche gehen fließend ineinander über, was unter anderem zu dem mehrachsigen Spannungszustand im Prüfbereich führt. Das kann umgangen werden, wenn die Bereiche, in denen mechanische Spannungen oder Verschiebungen auftreten, möglichst gut voneinander getrennt werden. Es müssen also die Energiereservoirs getrennt werden, in denen jeweils die kinetische und potentielle Energie gespeichert wird. Zwischen den Reservoirs kann dann ein periodischer Austausch stattfinden.

Das letzte Kapitel zeigte bereits eine Möglichkeit die Reservoirs zu trennen. Trotz der eher komplexen Geometrie verhielten sich bestimmte Bereiche des RKS wie äußerst steife Massen. Andere Bereiche des RKS verhielten sich wiederum wie Federsteifigkeiten mit einer relativ geringen Masse. Dieses Verhalten lässt sich gut durch die grundlegenden Komponenten eines schwingenden Systems mit wenigen Freiheitsgraden beschreiben. Hierfür sind in Prinzip nur drei Komponenten notwendig, *Masse*, *Feder* und *Dämpfer*.

Die drei Grundkomponenten können zu einem schwingungsfähigen System verschaltet werden. Dazu wird die Feder einseitig fest eingespannt und auf der anderen Seite mit der Masse verbunden. Somit entsteht eine geschlossene Verschaltung der beiden Elemente, die Energien speichern können. Die Feder nimmt durch die Formänderungsenergie potentielle Energie auf und kann diese bei mechanischer Entlastung wieder abgeben. Die Masse nimmt, wenn sie in Bewegung versetzt wird, kinetische Energie auf. Das Reservoir für die kinetische Energie in der Feder muss also vernachlässigbar klein sein im Vergleich zu dem der Masse. Im Gegensatz dazu muss das Reservoir für die Formänderungsenergie der Masse vernachlässigbar klein sein im Vergleich zu dem der Feder.

Die beiden Reservoirs, die periodisch ihre Energien austauschen können, sind somit verbunden. In einem solchen idealen System geschieht die Übertragung der Energien zwischen den beiden Reservoirs verlustfrei. Eine solche perfekte Energieübertragung führt jedoch zu einer Beschreibung eines Perpetuum mobile erster Art. Reale Systeme verhalten sich jedoch nicht so, weshalb durch eine Dämpfung stetig Energie aus dem System abgeführt werden muss. Dazu wird in das ideale System parallel zur Feder ein Dämpferelement geschaltet. Dadurch entsteht ein System, das innerhalb einer endlichen Zeit ausschwingt, die Übertragung der Energien zwischen den Reservoirs kommt somit zum Erliegen.

Vor allem für resonante Systeme ist die Dämpfung ein wichtiger Faktor. Denn in der Resonanz hat die Dämpfung einen entscheidenden Einfluss. Sie begrenzt die resonante Überhöhung des Systems. Dies ist entscheidend, denn der Gedanke hinter einer resonanten Materialprüfung ist unter anderem, dass nur noch die Werkstoffdämpfung überwunden werden muss, da die Lasterzeugung prinzipiell durch die massendynamischen Kräfte übernommen wird.

Um die Wirkungsweise des Zusammenspiels der Energiereservoirs zu verstehen, wird

zunächst ein möglichst grundlegendes System betrachtet. Dieses soll nur einen Freiheitsgrad besitzen und aus der geringsten Anzahl an verwendeten Komponenten bestehen. Damit wird eine übersichtliche Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Systems garantiert.

Wie bereits angedeutet, kann aus den drei verschiedenen Komponenten bereits ein schwingungsfähiges System erstellt werden. Dazu werden die Feder und die Masse gegen eine feste Einspannung in Reihe geschaltet. Der Dämpfer wird parallel zur Feder geschaltet. Dadurch entsteht ein System, wie es in Abbildung 23 dargestellt ist. Dabei stellt  $k$  die Steifigkeit der Feder,  $c$  den Dämpfer,  $m$  die Masse und  $x$  die Ortskoordinate dar. Ein solches System wird Ein-Massen-Schwinger (EMS) genannt, da nur eine Masse im System vorhanden ist.

Aufgrund der diskreten Komponenten ist die mathematische Beschreibung des EMS sehr übersichtlich und kann analytisch durchgeführt werden. Wichtig für diese Beschreibung ist, dass der Dämpfer hier als geschwindigkeitsproportional angenommen wird. Diese Betrachtungsweise ist mathematisch leicht zu beschreiben, bildet die Realität trotzdem gut ab.

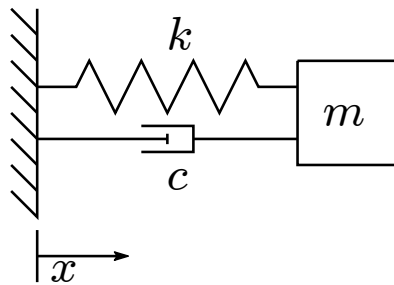


Abbildung 23: Funktionsprinzip eines Ein-Massen-Schwingers

Wird dieses System an der Einspannung ohne Lasten freigeschnitten, ergibt sich folgendes Kräftegleichgewicht:<sup>74</sup>

$$m \frac{dx}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + k \cdot x = 0 \quad (40)$$

Die zeitlichen Ableitungen  $dx/dt$  und  $dx/dt^2$  werden durch  $\dot{x}$  beziehungsweise  $\ddot{x}$  abgekürzt, wodurch aus Gleichung (40)

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = 0 \quad (41)$$

wird. Über den Lösungsansatz für homogene Differentialgleichungen  $x(t) = \hat{a}e^{\lambda t}$  ergeben sich die Koeffizienten zu:

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m} \quad (42)$$

$$2\delta = \frac{c}{m} \quad (43)$$

Die Koeffizienten beschreiben dabei zwei Kenngrößen eines schwingenden, gedämpften Systems. Zum einen ist dies das Quadrat der ungedämpften Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  und zum anderen das Dämpfungsmaß  $\delta$ .

In gedämpften Systemen muss generell zwischen verschiedenen Fällen unterschieden werden. Der schwachen Dämpfung, dem aperiodischen Grenzfall und der starken Dämpfung. Da in dieser Arbeit generell von schwingungsfähigen Systemen ausgegangen wird, wird hier

---

<sup>74</sup>vgl. [42] S. B37f.

nur der Fall der schwachen Dämpfung betrachtet, der durch die Bedingung  $\omega_0^2 - \delta^2 > 0$  definiert wird. Die Eigenkreisfrequenz  $\omega_d$  des gedämpften Systems ergibt sich zu:

$$\omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \quad (44)$$

Die Reaktion des Systems ist durch zwei Komponenten gekennzeichnet. Das eigene abklingende Einschwingverhalten und die erzwungene Schwingung durch die externe Anregung. Wird Gleichung (40) um eine harmonische Anregung erweitert, wird das System durch die folgenden Gleichungen beschrieben<sup>75</sup>:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = b \cdot \sin(\omega_x t) \quad (45)$$

$$x(t) = \hat{a}e^{-\delta t} \sin(\lambda t + \beta) + C \sin(\omega_x t - \Phi) \quad (46)$$

Das abklingende Einschwingverhalten wird durch den Term  $\hat{a}e^{-\delta t} \sin(\lambda t + \beta)$  in Gleichung (46) beschrieben. Diese Komponente der Schwingungsgleichung kommt nur zum Tragen, wenn sich die Anregung des Systems ändert. Der zweite Term,  $C \sin(\omega_x t - \Phi)$ , beschreibt das eingeschwungene Verhalten des Systems. Ein EMS, der durch eine harmonische Kraft angeregt wird, reagiert also durch eine phasenverschobene harmonische Schwingung derselben Frequenz und einer bestimmten Amplitude. Wird die Anregung des Systems schlagartig abgeschaltet, verschwindet der zweite Term und der erste Term kommt erneut zum Tragen. Daher ergibt sich beim Abschalten der Anregung eine Ausschwingkurve, die wiederum mit der Dämpfung des Systems und der gedämpften Eigenkreisfrequenz des Systems abebbt. Abbildung 24 zeigt eine Ausschwingkurve eines idealen, schwach gedämpften Systems. Die Hüllkurve wird durch die geschwindigkeitsproportionale Dämpfung mit  $e^{-\delta t}$  gegeben. Im Umkehrschluss kann aus dem Verhältnis zweier benachbarter Maxima

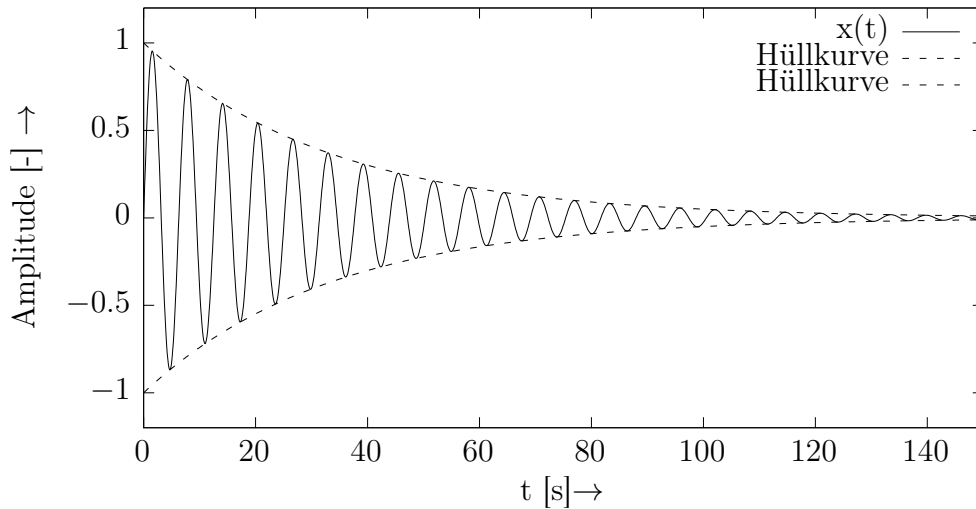


Abbildung 24: Beispielhafte Ausschwingkurve für  $x(t) = \hat{a}e^{-\delta t} \sin(\lambda t + \beta)$

der Schwingung das *logarithmische Dekrement*  $\vartheta$  bestimmt werden:

$$\vartheta = \ln \left( \frac{x_i}{x_{i+1}} \right) \quad \text{wobei} \quad (47)$$

$$\delta = w_0 \vartheta \quad \text{gilt.} \quad (48)$$

<sup>75</sup>siehe [42] S.B39

Wie eingangs erwähnt, ist dieser EMS somit mathematisch beschrieben. Wendet man dieses Funktionsprinzip nun auf einen Prüfstand zur Materialuntersuchung an, so ist die Beschreibung des schwingenden Systems relativ einfach möglich und Effekte, die durch die Materialprüfung entstehen, sind gut zu erkennen.

In einem realen System sind die Komponenten des EMS jedoch nicht so eindeutig voneinander getrennt, wie in Abbildung 23 gezeigt. In der theoretischen Betrachtung wird angenommen, dass Feder- und Dämpferelement masselos und perfekt an die Masse angebunden sind. Die Masse wiederum hat keine Steifigkeit und hat keine geometrische Ausdehnung. Die einzelnen Komponenten sind im Allgemeinen diskret und klar voneinander zu trennen. Und schließlich besitzt das gesamte System lediglich einen Freiheitsgrad. Reale Systeme erfüllen diese Annahmen nicht. Ein reales, schwach gedämpftes System besitzt ein Federelement, das nicht masselos ist. Eine reale Masse ist nicht unendlich steif, und ein reales Dämpfersystem reagiert äußerst komplex. Hinzu kommt, dass die einzelnen Komponenten nicht eindeutig voneinander zu trennen sind. Dämpfung tritt zum Beispiel nicht nur parallel zur Steifigkeit der Feder auf, sondern auch an anderen Stellen des Systems, wie zum Beispiel der festen Einspannung oder durch Interaktionen mit einem umgebenden Medium.

Durch einige Einschränkungen und Anpassungen kann eine Vergleichbarkeit zwischen Theorie und Praxis hergestellt werden. Dafür muss das reale System so ausgelegt werden, dass es einigen Vorgaben entspricht. Das Federelement, zum Beispiel, muss eine deutlich geringere Masse als die zusätzliche Masse haben. Die Masse jedoch muss deutlich steifer sein als das Federelement. Somit sollte die Masse selbst durch ein Material hoher Dichte realisiert sein, um eine geringe geometrische Ausdehnung zu erreichen. Parasitäre Dämpfungen sollten ausgeschaltet werden, was unter Umständen durch eine harte Lagerung oder hohe Vorspannkräfte in der Einspannung erreicht werden kann. Reale Dämpfer sind, wie erwähnt, meist nichtlinear und sehr komplex in ihrem Verhalten. Für die meisten Betrachtungen reicht jedoch die Annahme einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung. Unter diesen Bedingungen müsste sich ein realer EMS ähnlich einem theoretischen EMS verhalten. Ein einfacher Versuch kann die Vergleichbarkeit nachweisen. Dazu wird das System aus seiner Ruhelage ausgelenkt und danach losgelassen. Dadurch entsteht eine Ausschwingkurve, die durch den Term  $\hat{a}e^{-\delta t}\sin(\lambda t + \beta)$  in Gleichung (46) beschrieben wird. Abbildung 24 zeigt beispielsweise eine solche theoretische Ausschwingkurve. Wenn ein realer EMS den oben genannten Bedingungen entspricht, müsste die real aufgenommene Ausschwingkurve qualitativ der des theoretischen EMS entsprechen. Abbildung 25 zeigt eine gemessene Ausschwingkurve eines realen einfachen Schwingensystems, auf das im Weiteren noch eingegangen werden wird. Vergleicht man die Abbildungen 24 und 25, so fällt eine starke Ähnlichkeit auf. Das gemessene System kann also mit einem theoretischen EMS angenähert werden.

Möchte man Materialien auf ihre Ermüdungseigenschaften prüfen, so müssen sie mechanisch zyklisch belastet werden. Soll dies in einem einfachen System, wie einem EMS geschehen muss der Ort des theoretischen Systems bestimmt werden, an dem hohe zyklische mechanische Lasten auftreten. Bei einem EMS sind dies das Feder- und das Dämpferelement. Eine Materialprobe muss also so in einem realen EMS eingesetzt werden, dass sie als Feder und Dämpfer funktioniert. Bei einem EMS ist dies auf eine einfache Weise möglich. Die Probe wird einseitig fest eingespannt und am anderen Ende durch eine zusätzliche Masse belastet. Die Anregung des Systems kann auf verschiedenen Wegen geschehen. In Kapitel 5.3 wird genauer auf die Möglichkeiten zur Anregung eingegangen. Für den hier betrachteten Versuch wird ein *Piezoaktuator* verwendet. Da sich dieser zwischen der festen Einspannung

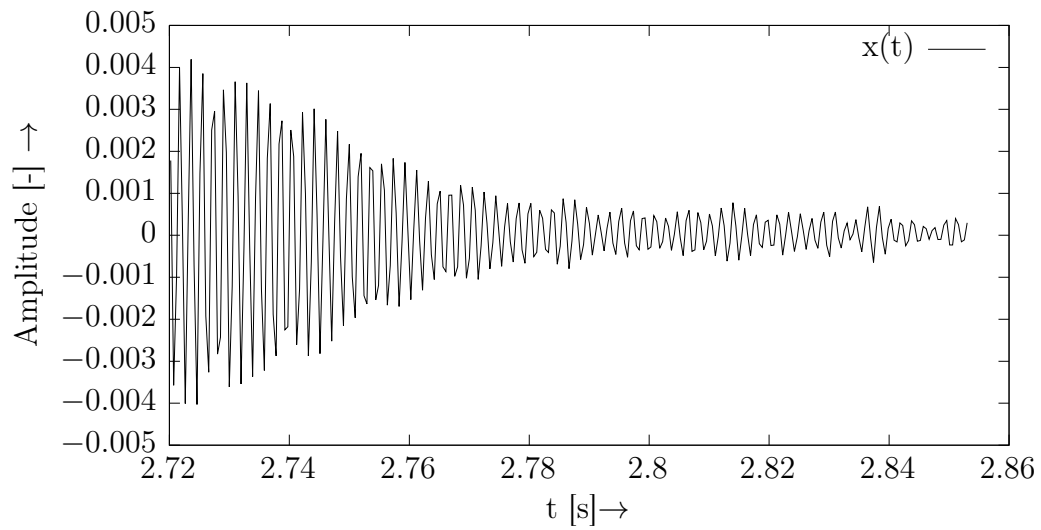


Abbildung 25: Ausschwingvorgang an einem realen Ein-Massen-Schwinger

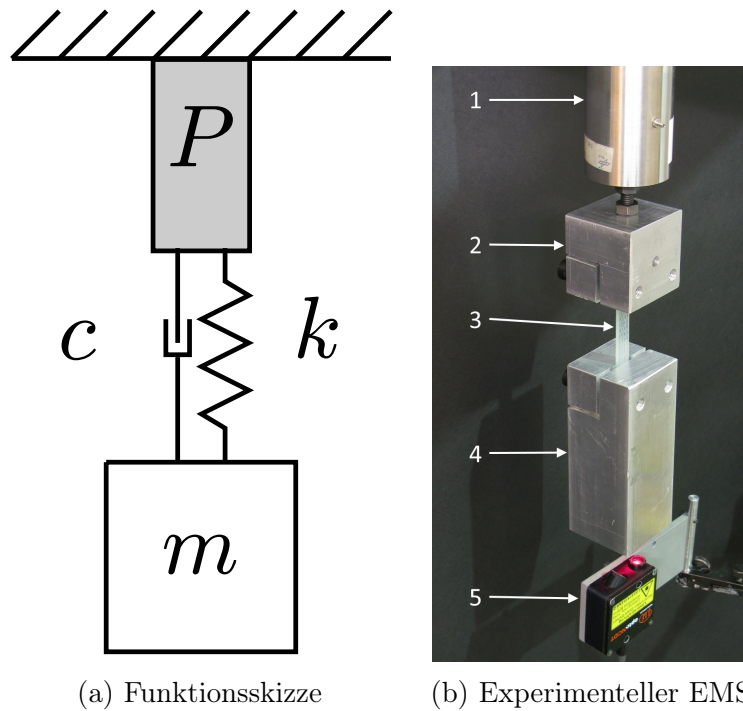


Abbildung 26: Aufbau zur Messung am realen Ein-Massen-Schwinger mit: (1)+(P) Aktuator, (2) Einspannung, (3)+(k/c) Probe, (4)+(m) Einspannung und Masse, (5) Lasertriangulator

und dem Feder-Dämpfer-Element befindet, spricht man hier von einer *Fußpunkterregung*. Diese hat den Vorteil, dass durch die Lage im Lastpfad des EMS eine größtmögliche Autorität über das System gewährleistet wird. Andererseits liegt der Piezoaktuator auch stets im Lastpfad des Systems; alle Prüflasten, die auf die Probe aufgebracht werden, müssen also auch vom Aktuator ertragen werden.

Abbildung 26b zeigt den verwendeten experimentellen Aufbau, Abbildung 26a das theoretische Ersatzschaltbild dazu. Die bereits getroffenen Annahmen für reale EMS sind in dem Versuchsaufbau wie folgt realisiert: Die Probe (3) ist deutlich leichter als die zusätzliche Masse (4). Die Probe ist in dem gesamten System das Bauteil mit der geringsten Steifigkeit und ebenso das Element mit der höchsten Dämpfung. Die Vereinigung von Steifigkeit und Dämpfer ( $k+c$ ) aus dem theoretischen System wird hier umgesetzt. Die Masse der oberen Einspannung (2) wird im theoretischen System zum Piezoaktuator (P) gerechnet, da sie nichts zum betrachteten Schwingungsverhalten beiträgt. Der Lasertriangulator misst die Verschiebung der zusätzlichen Masse (4) in vertikaler Richtung. Der gesamte Prüfstand muss wegen der Schallemissionen während des Betriebs isoliert werden und befindet sich deshalb in einer schallgedämmten Kammer. Diese ist in Abbildung 69 im Anhang zu sehen.

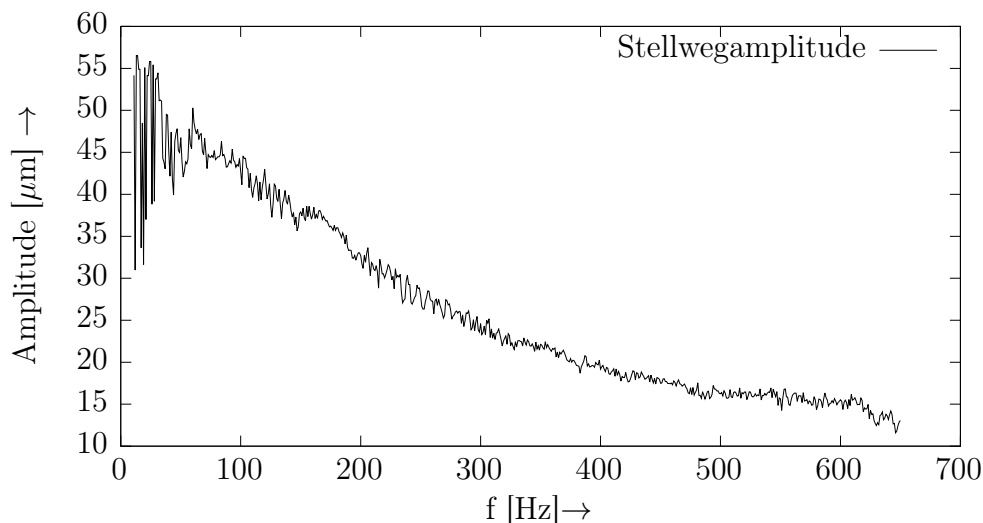


Abbildung 27: Gemessener Amplitudengang des Piezoaktuators

Wird der Piezoaktuator mit einem langsam ansteigenden Gleitsinus konstanter Amplitude angeregt, kann der Amplitudengang des experimentellen EMS aufgenommen werden. Bei diesem Vorgehen wird die gesamte Reaktion des Systems aufgenommen, also auch die Übertragungsfunktion des Piezoaktuators, da dieser in der Wirkungskette des Systems liegt. Die Übertragungsfunktion des Piezoaktuators muss zwingend mit betrachtet werden, da sie einen erheblichen Einfluss auf den Amplitudengang des EMS hat. Ohne diese Betrachtung kann keine korrekte Interpretation des Amplitudenganges des EMS durchgeführt werden.

Hierfür wird ein Messaufbau verwendet, der möglichst alle äußeren Einflüsse auf den Aktuator ausblendet. Abbildung 28 zeigt den verwendeten Messaufbau, in dem der Aktuator an zwei Punkten mit Seilen aufgehängt ist. Dadurch wird lediglich die Schwerkraft kompensiert, alle anderen Bewegungsfreiheitsgrade werden erhalten. Das dynamische Verhalten des Aktuators kann somit ohne Einfluss von Lagerungsbedingungen oder ähnlichem betrachtet werden. Die Wirkrichtung des Aktuators ist in Abbildung 28 gekennzeichnet, die Verschiebungen der beiden Aktuatorenenden wird in dieser Richtung durch zwei Lasertriangulatoren aufgenommen. Die vorzeichenbereinigte Differenz dieser beiden Signale ergibt den Stellweg,



aus dem die Stellwegamplitude berechnet wird. In dem Amplitudengang in Abbildung 27 zwischen 10 Hz und 650 Hz ist zu erkennen, dass der Stellweg mit ansteigender Anregungsfrequenz abnimmt, wobei von einer konstanten Anregungsamplitude ausgegangen wird. Dieses Verhalten ist für Piezoaktuatoren typisch, da sie eine elektromechanische Kopplung besitzen<sup>76</sup>. Hinzu kommt die mit steigender Frequenz größer werdende Massenträgheit des Aktuators selbst und des Gehäuses, das ihn umgibt. Beide Effekte führen zu dem dargestellten Amplitudengang. Der monoton abfallende Amplitudengang spricht des Weiteren dafür, dass keine Resonanzen des Aktuators angeregt werden. Die zusätzlich durchgeführte Messung der Phasenlage der Messsignale der beiden Lasertriangulatoren ergibt stets  $180^\circ$ , was ein weiterer Beleg dafür ist, dass keine Resonanzen des Aktuators angeregt werden.

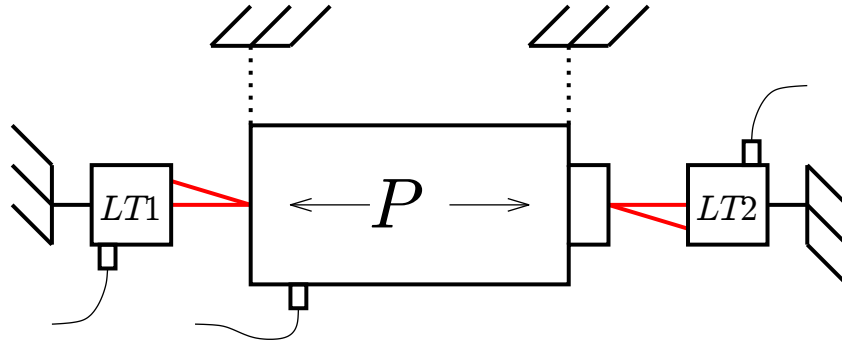


Abbildung 28: Messaufbau für die Frequenzgangmessung des Piezoaktuator mit (P) Piezoaktuator, (LT1+2) Lasertriangulatoren; Hochvolt-, Messverstärker und FFT-Analyzer werden nicht dargestellt.

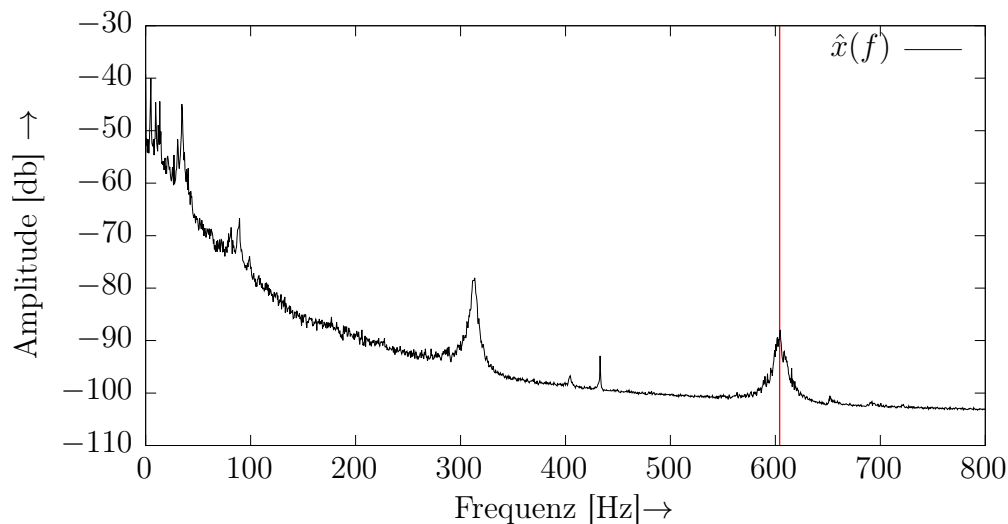


Abbildung 29: Gemessener Amplitudengang des betrachteten EMS

Mit diesem Wissen über das Eigenverhalten des Piezoaktuator kann der Frequenzgang des EMS interpretiert werden. Abbildung 29 zeigt den gemessenen Amplitudengang des EMS. Dieser wird bestimmt, indem die echten Verschiebungsdifferenzen der beiden Lasertriangulatoren zueinander bestimmt werden. Es werden also nicht die Schwingungsamplituden

<sup>76</sup>siehe Kapitel 5.3

der beiden Lasertriangulatoren addiert, sondern zu jedem Zeitpunkt die Differenzen der Verschiebungen bestimmt. Diese Herangehensweise garantiert, dass die maximale Dehnungsamplitude sicher bestimmt werden kann, da Verschiebungen in der Phasenlage der beiden Lasertriangulatoren zueinander und zum Anregungssignal berücksichtigt werden.

Der Amplitudengang in Abbildung 29 wird zwischen 0 Hz und 800 Hz dargestellt. Deutlich zu erkennen sind mehrere Resonanzen in dem gemessenen Frequenzbereich. Unterhalb von 100 Hz werden Eigenfrequenzen des Grundgestells angeregt. Diese können Eigenformen der verschiedenen langen Bauteile, also den senkrechten Stützen und den quer liegenden Stürzen zugeordnet werden. Durch Anschlagen des Rahmens mit einem harten Gegenstand kann der Nachweis dieser Eigenfrequenzen erbracht werden. Bei  $\approx 330$  Hz ist eine Resonanz zu erkennen, die durch einen Querhaupt verursacht wird, an das der Piezoaktuator angebaut ist. Die zugehörige Eigenform erzeugt keine Last in der Probe, da die Phasenlage zwischen der Anregung und der Auslenkung der Masse (4)  $0^\circ$  beträgt. Der EMS wird also wie ein Festkörper gegenüber dem Grundgestell verschoben. Lediglich in der Resonanz bei 604 Hz wird eine Phasenverschiebung zwischen Anregung und der Auslenkung erzeugt. Diese Eigenfrequenz wird also von einer Eigenform begleitet, die eine Last in der Probe erzeugen kann.

Vergleicht man die Amplitudengänge aus den Abbildungen 27 und 29, so zeigt sich auch im EMS deutlich das Verhalten des Piezoaktuators. Wie bereits diskutiert, ist dieses Verhalten wichtig für das Verständnis des Amplitudenganges. Denn durch die abnehmende Stellwegamplitude des Piezoaktuators werden in Resonanz bei 604 Hz Wegamplituden erreicht, die deutlich unter den Amplituden liegt, die zum Beispiel bei  $\approx 330$  Hz erreicht werden.

Das gemessene Verhalten des EMS muss nun noch mit der theoretischen Beschreibung verglichen werden, erst danach kann mit Sicherheit bestimmt werden, ob das gemessene Verhalten des EMS dem gewünschten Verhalten entspricht. Die mathematische Beschreibung des EMS ist gut durch die analytische Betrachtung am Anfang dieses Kapitels möglich. Die Resonanzfrequenz des EMS kann gemäß Gleichung 42 berechnet werden. Sie ergibt sich somit zu  $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ . Die Masse  $m$  kann durch Wiegen der Masse (4) bestimmt werden. Die Steifigkeit der Probe  $k$  wurde bisher nicht genauer betrachtet, hier muss sie jedoch bestimmt werden.

FVW haben prinzipiell ein stark anisotropes Verhalten, da die Fasern dem Verbund verschiedene Materialeigenschaften in verschiedenen Raumrichtungen geben. Für die Probe ist es also wichtig zu wissen, wie die Fasern ausgerichtet und geschichtet sind. Vor allem ist das mechanische Verhalten entlang der Längsachse des EMS entscheidend, da dies die Richtung der entstehenden resonanten Prüflast ist.

An dieser Stelle wird die Steifigkeit der Probe durch die Regeln für einen speziellen FVW, den *Kreuzverbund*, nach EHRENSTEIN bestimmt<sup>77</sup>. Ein Kreuzverbund wird dadurch charakterisiert, dass die einzelnen Faserlagen aus endlosen beziehungsweise sehr langen Fasern bestehen, die alle in eine Richtung ausgerichtet sind. Der Verbund wird aus solchen unidirektionalen Lagen aufgebaut, wobei die Ausrichtung der Fasern der einzelnen Lagen zueinander nur um  $0$  oder  $90^\circ$  verdreht sein dürfen.

Für die Berechnung eines solchen Kreuzverbundes müssen die Eigenschaften der einzelnen Schichten bekannt sein und über die Mischungsregeln<sup>78</sup> bestimmt werden. Für die UD-

---

<sup>77</sup>siehe [43] S.261ff.

<sup>78</sup>siehe [43] S.250ff.

Einzelschicht des Kreuzverbundes in Lastrichtung gilt für den Elastizitätsmodul  $\Upsilon$ :

$$\Upsilon_{\parallel} = \varphi \Upsilon_{\parallel f} + (1 - \varphi) \Upsilon_m \quad (49)$$

$$\Upsilon_{\perp} = \frac{\Upsilon_m}{1 - \nu_m} \cdot \frac{1 + 0,85\varphi^2}{(1 - \varphi)^{1,25} + \varphi \frac{\Upsilon_m}{(1 - \nu_m^2) \Upsilon_{\perp f}}} \quad (50)$$

Für die Querkontraktionszahlen  $\nu$  gilt:

$$\nu_{\perp\parallel} = \varphi \nu_f + (1 - \varphi) \nu_m \quad (51)$$

$$\nu_{\parallel\perp} = \nu_{\perp\parallel} \frac{\Upsilon_{\perp}}{\Upsilon_{\parallel}} \nu_m \quad (52)$$

Und für den Schubmodul  $G$  gilt:

$$G_{\parallel\perp} = G_m \frac{1 + 0,6\varphi^{0,5}}{(1 - \varphi)^{1,25} + \varphi \frac{G_m}{G_{\parallel\perp f}}} \quad (53)$$

Die Eigenschaften von Faser und Matrix sind bekannt<sup>79</sup> und werden in Tabelle 4 angegeben.

Faser OC111A	
E-Modul $\Upsilon_f$	80,7 GPa
Festigkeit $\sigma_{f_{max}}$	2,56 GPa
Querkontraktionszahl $\nu_f$	0,21
Schubmodul $G_f$	51,1 GPa
Matrix RIM135i/H1366i	
E-Modul $\Upsilon_m$	3,4 GPa
Festigkeit (Zug) $\sigma_{m_{max,t}}$	75 MPa
Festigkeit (Druck) $\sigma_{m_{max,c}}$	130 MPa
Querkontraktionszahl $\nu_m$	0,38
Schubmodul $G_m$	2,7 GPa
Faservolumengehalt (gemessen) $\varphi$	46,9 %

Tabelle 4: Materialkenndaten OC111A und RIM135/H1366

Gemäß den Gleichungen (49) bis (53) ergeben sich:

$$\begin{aligned} \Upsilon_{\parallel} &= 39,7 \text{ GPa} \\ \Upsilon_{\perp} &= 13,7 \text{ GPa} \\ \nu_{\perp\parallel} &= 0,30 \\ \nu_{\parallel\perp} &= 0,04 \\ G &= 2,3 \text{ GPa} \end{aligned} \quad (54)$$

Diese Eigenschaften der einzelnen UD-Schichten können nun zum Gesamtverhalten eines einfachen Kreuzverbunds zusammengerechnet werden.

Ein Kreuzverbund hat, wie bereits erwähnt, ausschließlich Faserlagen, die senkrecht zueinander verlaufen. Daher fallen die Orthotropieachsen eines Kreuzverbundes immer mit den geometrischen Hauptachsen, also den beiden Richtungen der Faserlagen, zusammen. Die

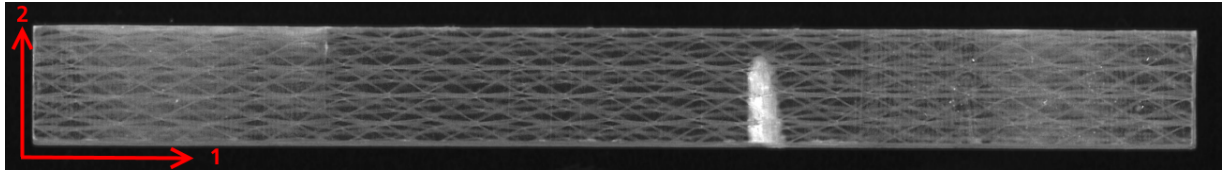


Abbildung 30: Probe mit Defekt, (1) und (2) kennzeichnen die Hauptachsen der Probe

Orthotropieachsen werden mit den Ziffern (1) und (2) bezeichnet, damit die Eigenschaften längs und quer zur Probenhaupttrichtung unterschieden werden können. Abbildung 30 zeigt eine Probe, wie sie bei den Versuchen im EMS, siehe Abbildung 26b, zum Einsatz kommt. Die beiden Hauptrichtungen sind markiert, die Orthotropieachsen liegen entsprechend. Für eine Berechnung des theoretischen EMS werden die Elastizitätskennwerte der Probe benötigt. Diese besteht aus einem vernähten UD-Gewebe, das zu 90 % aus Fasern in (1)-Richtung und 10 % quer dazu besteht. In Abbildung 30 sind die Vernähfäden des Gewebes zu sehen, die eigentlichen Glasfasern sind durch die passende Kombination von Faser und Matrix nicht zu erkennen. Die optischen Brechungsindizes von Faser und Matrix liegen zu dicht beieinander. Unter bestimmten Belichtungsbedingungen<sup>80</sup> kann unter einem Mikroskop die Lage der Glasfasern im FVW aber sichtbar gemacht werden.<sup>81</sup>

Für die Berechnung ist der E-Modul in (1)-Richtung interessant. Nach EHRENSTEIN<sup>82</sup> wird dieser über die einzelnen richtungsabhängigen Steifigkeiten des Kreuzverbundes bestimmt. Um die Eigenschaften des Gesamtverbundes zu bestimmen müssen die anisotropen Eigenschaften jeder Lamineinzelschicht entsprechend der Faserrichtung der Schicht gedreht werden. Die Dicke der einzelnen Lamineinzelschichten werden über die  $d_i$ -Faktoren berücksichtigt. Die Koeffizienten der Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{Q}$  für den Kreuzverbund sind dann wie folgt definiert

$$Q_{11} = \frac{d_{(1)}}{d_{ges}} \cdot \frac{\Upsilon_{\parallel}}{D} + \frac{d_{(2)}}{d_{ges}} \cdot \frac{\Upsilon_{\perp}}{D} \quad (55)$$

$$Q_{22} = \frac{d_{(1)}}{d_{ges}} \cdot \frac{\Upsilon_{\perp}}{D} + \frac{d_{(2)}}{d_{ges}} \cdot \frac{\Upsilon_{\parallel}}{D} \quad (56)$$

$$Q_{12} = \frac{d_{(1)}}{d_{ges}} \cdot \frac{\nu_{\parallel\perp} \Upsilon_{\perp}}{D} + \frac{d_{(2)}}{d_{ges}} \cdot \frac{\nu_{\perp\parallel} \Upsilon_{\parallel}}{D} \quad (57)$$

mit

$$D = 1 - \nu_{\parallel\perp} \nu_{\perp\parallel} \quad (58)$$

$$(59)$$

Über diese Koeffizienten kann dann der E-Modul in (1)-Richtung bestimmt werden:

$$\Upsilon_1 = Q_{11} \left( 1 - \frac{Q_{12}^2}{Q_{11} Q_{22}} \right) \quad (60)$$

Mit den Materialkennwerten aus Tabelle 4 und den Stärken der Lamineinzelschichten

<sup>79</sup>siehe z.B. [44] S.1620 oder in den entsprechenden Datenblättern des Herstellers

<sup>80</sup>siehe Kapitel 6

<sup>81</sup>Siehe auch Abbildung 61.

<sup>82</sup>siehe [43] S.250ff.

$\frac{d_{(1)}}{d_{ges}} = 0,9$  und  $\frac{d_{(2)}}{d_{ges}} = 0,1$  können die notwendigen Elemente aus  $\mathbf{Q}$  berechnet werden:

$$\begin{aligned} Q_{11} &= 37,6 \text{ GPa} \\ Q_{22} &= 16,5 \text{ GPa} \\ Q_{12} &= 1,7 \text{ GPa} \\ D &= 0,988 \end{aligned} \tag{61}$$

Der E-Modul in (1)-Richtung beträgt somit  $\Upsilon_1 = 37,4 \text{ GPa}$ . Laut Gleichung (42) ergibt sich die Eigenkreisfrequenz eines EMS durch  $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ . Die Steifigkeit der Probe  $k$  wird durch den E-Modul der Probe und deren Querschnitt bestimmt. Für die Berechnung wird ein Querschnitt von  $A = 23,8 \text{ mm}^2$  angenommen.<sup>83</sup> Gemäß  $k = (\Upsilon A)/l_0$  ist die Steifigkeit der Probe mit  $l_0 = 56 \text{ mm}$  also  $k = 15895 \text{ kN/m}$ . Die zusätzliche Masse  $m$  ist  $0,896 \text{ kg}$  schwer. Somit ist die ungedämpfte Eigenfrequenz des theoretischen EMS:

$$\begin{aligned} \omega_0 &= 2\pi f_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \\ f_0 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \\ f_0 &= 670,2 \text{ Hz} \end{aligned} \tag{62}$$

Die berechnete Eigenfrequenz liegt ungefähr 11 % über der experimentell bestimmten Eigenfrequenz, wie sie in Abbildung 29 zu erkennen ist. Da die gemessene Eigenfrequenz und die analytisch bestimmte Eigenfrequenz gut übereinstimmen kann zunächst auch angenommen werden, dass die jeweils zugehörige Eigenform übereinstimmt.

Abschließend muss überprüft werden, ob die Trennung der Energiereservoirs tatsächlich korrekt ist und somit von einem möglichst ideales EMS ausgegangen werden kann. Um den Nachweis zu erbringen, werden die kinetischen und potentiellen Energien der Masse und der Probe verglichen.

Die kinetische Energie einer bewegten Masse ist wie folgt definiert:

$$E_{kin} = \frac{m}{2} v^2 \tag{63}$$

Da die Masse und die Probe fest miteinander verbunden sind, kann für beide dieselbe Geschwindigkeit  $v$  angenommen werden. Der Vergleich der Massen  $m_{Masse}$  und  $m_{Probe}$  liefert somit auch den Vergleich der Größe der Energiereservoirs.

Die potentielle Energie im EMS wird über die Formänderungsenergie abgebildet. Diese ist allgemein definiert als:

$$E_{FAE} = \int_V \frac{\sigma^2}{2\Upsilon} dV = \int_0^l \frac{F^2}{2\Upsilon A} dx \tag{64}$$

Durch die feste Verbindung von Masse und Probe wird auch bei der Formänderungsenergie davon ausgegangen, dass die Kräfte  $F$  für Masse und Probe identisch sind. Da die Längen der Masse und der Probe in derselben Größenordnung liegen, wie Abbildung 26b zeigt, wird für den Vergleich die Integrationslänge als identisch angenommen. Die Steifigkeit  $\Upsilon A$  ist somit Vergleichsgröße für die Betrachtung der potentiellen Energie und liefert den entscheidenden Hinweis, ob die Trennung der Reservoirs korrekt betrachtet wird.

<sup>83</sup>Siehe Mittelwertbildung aus den Messergebnissen in Abbildung 66 im Anhang.

Masse		Probe	
Fläche $A$	3600 mm <sup>2</sup>	Fläche $A$	23,8 mm <sup>2</sup>
E-Modul $\Upsilon$	70000 N/mm <sup>2</sup>	E-Modul $\Upsilon$	37400 N/mm <sup>2</sup>
Steifigkeit $\Upsilon A$	252000 kN	Steifigkeit $\Upsilon A$	890 kN
$\Upsilon A_M \approx 283 \Upsilon A_P$			
$m$	0,896 kg	$m$	0,015 kg
$m_M \approx 60 m_P$			

Tabelle 5: Vergleich der Größe der Energiereservoirs im EMS mit einer Flachprobe

Die Definition, ob die Energiereservoirs als getrennt betrachtet werden können oder nicht, ist in der Literatur nicht gegeben. Tabelle 5 zeigt die charakteristischen Kennwerte des EMS und die daraus bestimmten Vergleichsfaktoren, welche für den hier betrachteten EMS einen deutlichen Unterschied zwischen den beiden Energiereservoirs zeigt. Die Massen von Masse und Probe unterscheiden sich um den Faktor 60, während die Steifigkeiten sogar einen Unterschied von Faktor 283 aufweisen. Da die analytischen Vorhersagen gut mit den gemessenen Kennwerten des EMS übereinstimmen, kann davon ausgegangen werden, dass die Betrachtung getrennter Energiereservoirs hier korrekt ist.

Bis zu diesem Punkt kann also nachgewiesen werden, wie sich der EMS im Frequenzbereich verhält. Für eine erfolgreiche und aussagekräftige Ermüdungsprüfung muss abschließend noch der Belastungszustand untersucht werden, der sich in der Probe einstellt.

In einem EMS wird die Feder als Komponente ohne kinetisches Energiereservoir betrachtet. Somit verhält sie sich auch in der dynamischen Betrachtungsweise wie eine statisch belastete Feder. Dies kommt daher, dass die Feder als masselos betrachtet wird und keine Massenkräfte gegen sich selbst ausübt. Wird eine Feder statisch durch ein Kräftepaar belastet, bildet sich entlang der gemeinsamen Kraftachse ein homogener Belastungszustand aus. Dieser ist somit örtlich unabhängig und einachsig. Im Gegensatz zu den Betrachtungen im vorangegangenen Kapitel wird im EMS theoretisch also ein prinzipbedingter, einachsiger Belastungszustand erzeugt.

In der Realität wird durch das Einspannen der Probe in die Einspannung natürlich eine Vorbelastung auf die Probe aufgebracht. Diese Vorbelastung äußert sich zumeist durch eine Spannungsüberhöhung in der Nähe des Einspannbereichs. Durch die Überlagerung mit den zeitlich veränderlichen Prüflasten ergibt sich eine Mittelspannung zusätzlich zur Amplitude der Prüflast. Diese Mittelspannung klingt mit größer werdendem Abstand zur Einspannung ab. Durch diese Überlagerung entsteht zwar wieder ein mehrachsiger Belastungszustand, welcher praktisch jedoch nicht vermieden werden kann. Bei den hier verwendeten Proben wird durch das Eingießen in eine Vergussmasse die Spannungsüberhöhung durch die Einspannvorrichtung möglichst gering gehalten. Ebenso wird ein sanfterer Übergang vom Einspannbereich hin zur freien Probelänge erreicht. Trotzdem wird durch das Eingießen die Querkontraktion in der Einspannung behindert, was eine zusätzlichen Belastung in Querrichtung in der Probe hervorruft. Theoretisch wird die Probe also ideal steif eingespannt, ohne eine weitere statische Vorbelastung einzubringen.<sup>84</sup>

Wird der hier gezeigte EMS mit einer konstanten Anregungsamplitude in seiner Resonanz angeregt, können in bestimmten Maßen Ermüdungsprüfungen durchgeführt werden. Der Piezoaktuator wird dabei mit einem sinusförmigen Hochspannungssignal angesteuert. Nach einem kurzen Einschwingvorgang stellt sich eine konstante Verschiebungsamplitude am

<sup>84</sup>Eine genaue Betrachtung der auftretenden Effekte wird in Kapitel 5.1 gegeben

freien Ende des EMS ein, die Probe wird also mit einer gleichbleibenden Verschiebung belastet. Aus dieser Verschiebung gegenüber dem als fix angenommenen Fußpunkt des EMS resultiert die mechanische Belastung der Probe. Abbildung 31 zeigt einen kurzen Lastblock, der auf den EMS gegeben wird. Das Anregungssignal wird hierbei kurz aufgeschaltet und wieder abgeschaltet. Diese Messung wird ohne eine aktive Nachführung oder Regelung

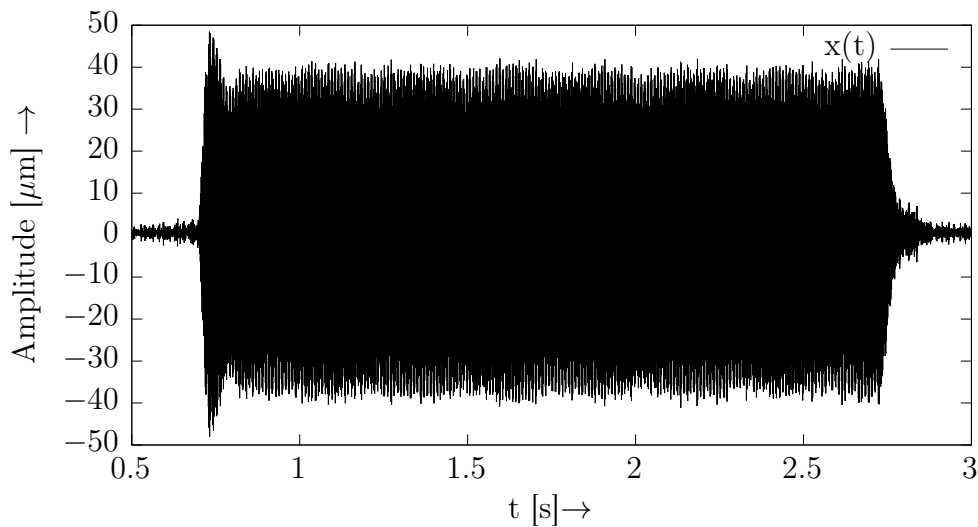


Abbildung 31: Lastblock, gemessen durch einen Lasertriangulator am freien Ende des EMS

durchgeführt, sondern mit einem Signal konstanter Amplitude und Frequenz. Dabei lassen sich drei Effekte erkennen:

1. Der Einschwingvorgang findet sehr schnell statt, wird aber durch ein merkliches Überspringen am Anfang begleitet. Es sind jedoch nur maximal zwei Überspringer zu erkennen.
2. Nach dem Einschwingvorgang stellt sich eine konstante Antwortamplitude ein, die keine Drift oder Mittelwertverschiebung zeigt.
3. Der Ausschwingvorgang findet ähnlich schnell wie der Einschwingvorgang statt. Dies ist ein Indiz für eine relativ hohe Dämpfung in der Probe.

Insgesamt zeigt sich der EMS allerdings sehr gutmütig in seinem Schwingungsverhalten. Das ist wünschenswert, denn bei einem Prüfsystem muss mit abrupten Änderungen der Systemeigenschaften, zum Beispiel durch Probenbruch, gerechnet werden. In solch einem Fall bietet das System durch seine Gutmütigkeit gewisse Sicherheiten gegen ein unkontrolliertes dynamisches Verhalten.

Mit den Proben, wie in Abbildung 30 zu sehen, können im EMS erste Ermüdungsversuche gefahren werden. Diese werden mit der maximalen Anregungsamplitude des Piezoaktuators durchgeführt, um zunächst eine möglichst kurze Prüfdauer zu erreichen. Dabei werden allerdings nur relativ geringe Verschiebungsamplituden erreicht. Abbildung 31 zeigt beispielsweise einen Lastblock bei maximaler Anregungsamplitude. Die so erreichte Verschiebungsamplitude erreicht im stabilen Betrieb  $\approx 35 \mu\text{m}$ . Die mittlere Einspannlänge der Proben, die in den Ermüdungsversuchen verwendet werden, liegt bei  $\approx 50 \text{ mm}$ . Als Dehnungsamplitude ergibt sich also ein Wert von  $\approx 0,07 \%$ , der weit unterhalb der statischen Bruchdehnung liegt. Auch diese geringe Amplitude ist ein weiteres Indiz für eine

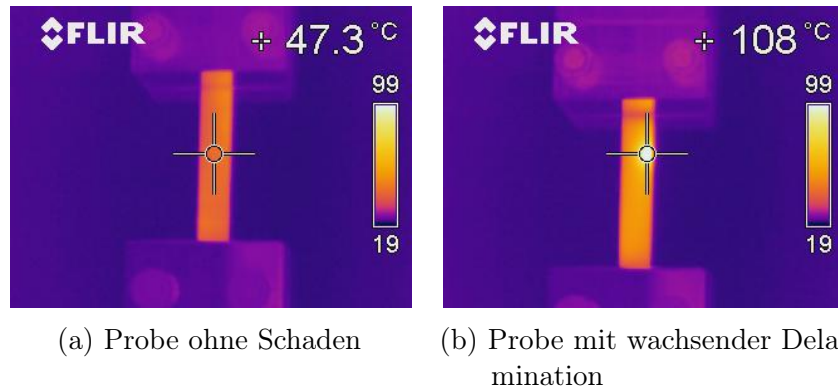


Abbildung 32: Thermografische Aufnahmen des EMS

relativ hohe Materialdämpfung. Die Dämpfung ist bei in Resonanz angeregten Systemen die begrenzende Größe für die Resonanzüberhöhung und somit für die maximal erreichbare Dehnung.

Trotz der geringen Dehnungen erwärmen sich die Proben durch die dauerhafte Belastung mit den Ermüdungslasten bei  $\approx 600$  Hz. Abbildung 32a zeigt beispielsweise eine Probe nach längerer Prüfzeit. Die Oberflächentemperatur hat sich auf über  $40^\circ\text{C}$  erhöht. Allerdings ist keine Temperaturverteilung in der Probe erkennbar. Dies ist ein Indiz für die gleichmäßige mechanische Belastung in der gesamten Probe, was für den beabsichtigten gradientenfreien Belastungszustand spricht. Die Erwärmung der Probe führt des Weiteren zu einer Erweichung des Harzes und einer Verringerung der Resonanzfrequenz des EMS. Diese Verringerung liegt zumeist im Bereich von  $\approx 10$  Hz. Durch manuelles Nachführen der Anregungsfrequenz kann jedoch ein stabiler Zustand zwischen Probenerwärmung und Drift der Resonanzfrequenz gefunden werden.

Bei allen Proben, die für die Versuche am EMS eingesetzt werden, kommt es nach einer bestimmten Versuchsdauer zu deutlich sichtbaren Schäden. Diese zeigen sich durch weiße Bereiche im sonst transparenten Laminat. Abbildung 33 zeigt die ersten drei im EMS getesteten Proben, wobei der dargestellte Schädigungszustand sich dabei stets bei weniger als  $10^6$  Lastwechsel einstellt. Diese Schäden sind diffuse Materialschädigungen und Delaminationen, die von der freien Schnittkante der Probe in das Laminat wachsen. Abbildung 34 zeigt einen solchen Schaden unter dem Mikroskop. Mit dem Schadenswachstum geht ein starker Temperaturanstieg einher, rund um den Schaden bildet sich ein *Hotspot*, wie er in Abbildung 32b zu sehen ist. Die Oberflächentemperatur steigt auf deutlich über  $100^\circ\text{C}$  an, die Temperatur in der Mitte des Probenquerschnitts dürfte noch höher sein. Die Glasübergangstemperatur des verwendeten Harzes liegt im Gegensatz dazu bei  $80^\circ\text{C}$ . Daher kann an dieser Stelle auch nicht eindeutig geklärt werden, wie die Kausalität zwischen der mechanischen Belastung, der thermischen Belastung und dem Entstehen des Schadens definiert ist. Es ist möglich, dass der Schaden in seinem Wachstum und seiner Topologie durch thermische Prozesse beeinflusst wird. Das Wachstum aller Schäden beginnt an der Schnittkante der Probe, dies legt wiederum nahe, dass so genannte *free-edge-Effekte* die Initiierung des Schadenswachstums dominieren.

Insgesamt geschieht das Wachstum des Schadens in einem sehr kurzen Zeitraum. Zwischen Initiierung und dem endgültigen Schädigungszustand, wie er in Abbildung 33 zu sehen ist, liegen nur wenige Sekunden. Bei einer Resonanzfrequenz von  $\approx 600$  Hz sind dies jedoch einige tausend Lastwechsel.



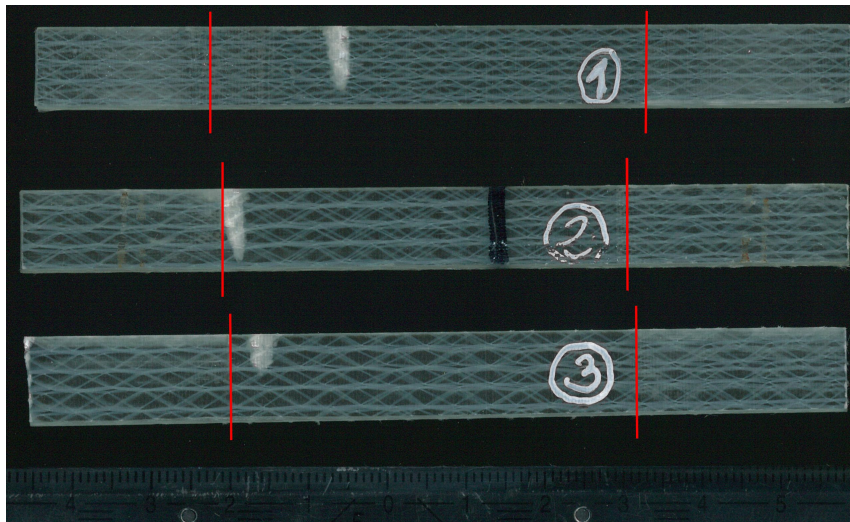


Abbildung 33: EMS-Proben mit sichtbaren, durch Ermüdung erzeugten Schäden, das Ende des Einspannbereichs ist jeweils gekennzeichnet.

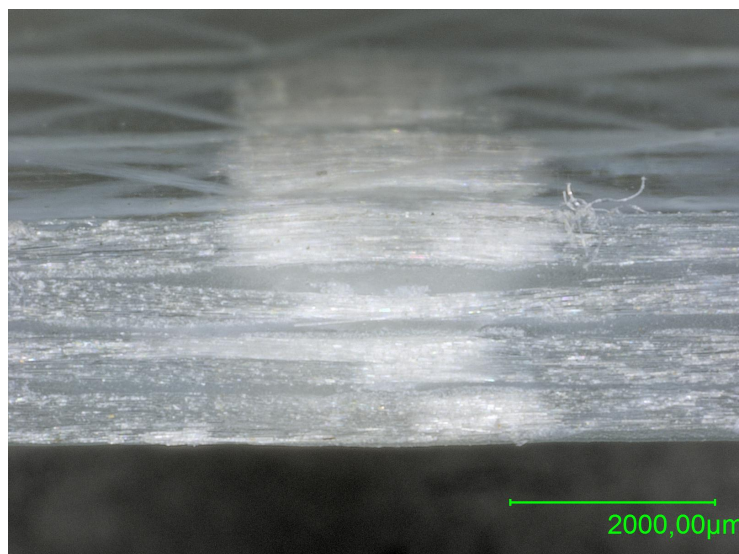


Abbildung 34: Schaden in einer EMS-Probe mit für Kreuzlaminare untypischer Schadensmechanistik

Abbildung 33 verdeutlicht des Weiteren auch, dass alle Proben einen ähnlichen endgültigen Schädigungszustand erreichen. Der weißlich verfärbte Bereich wächst quer zur Lastrichtung und erreicht dabei eine Ausdehnung entlang der Probenlängsrichtung, die ungefähr der Probendicke entspricht. Das Wachstum quer zur Lastrichtung ist verschieden stark ausgeprägt, erreicht aber meist über 50 % der Probenbreite. Der Schädigungszustand wirkt, vor allem im Vergleich zu statisch bis zum Bruch geprüften Proben, zunächst unkritisch. Abbildung 35 zeigt eine Vergleichsprobe gleichen Querschnitts, die bis zum Bruch unter Zuglast geprüft wurde. Im Vergleich zu Abbildung 30 zeigt sich der deutlich abweichende Schädigungszustand zu dem hochfrequenten Schädigungszustand.

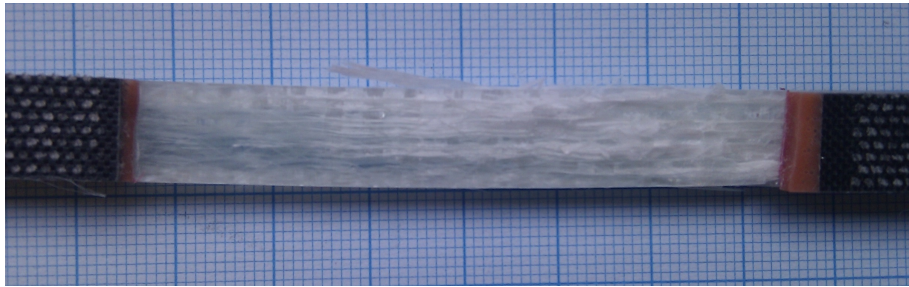


Abbildung 35: Statisch zerstörend geprüfte Vergleichsprobe

Ist dieser typische Schädigungszustand erreicht, verändert sich das dynamische Verhalten des EMS deutlich. Besonders markant ist die Veränderung der Resonanzfrequenz des EMS. Diese verringert sich deutlich stärker, als dies durch die normale betriebsbedingte Erwärmung der Probe üblich ist. Der Abfall der Resonanzfrequenz liegt somit stets über 10 Hz. Wird der EMS in der neuen Resonanzfrequenz harmonisch angeregt, zeigt sich ein weiterer Effekt, der durch den Schädigungszustand hervorgerufen wird. Die Verschiebung, die durch den Lasertriangulator aufgenommen wird, folgt zeitlich keinem sinusförmigen Verlauf, sondern weicht deutlich davon ab. Auch liegt die erreichbare Amplitude in Resonanz deutlich unter dem des EMS mit ungeschädigter Probe. Dieses Gesamtverhalten zeigt, dass der Schädigungszustand einen massiven Einfluss auf das dynamische Verhalten des EMS hat. Der EMS ist somit sehr sensitiv gegen einen derartigen Schädigungszustand.

Diese Sensitivität hat jedoch zur Folge, dass die Prüfung bei Erreichen des typischen Schädigungszustandes abgebrochen werden muss. Die erreichbare Verschiebung ist zu gering, um ein weitere Wachstum zu verursachen. Zusätzlich verändert sich auch die Eigenform des EMS. Ein globales Ausknicken der Probe ist zu beobachten, das vermutlich durch die asymmetrische Schädigung der Probe hervorgerufen wird. Der EMS beginnt ab dem Wachstum des Schadens global zu pendeln, wodurch über die Masse eine Biegelast überlagert wird. Dieses Gesamtverhalten entspricht nicht mehr dem gewünschten Prüfzustand und belastet darüber hinaus den Piezoaktuator mit unvorhersehbaren Querbelastungen. Diese könnten den Aktuator, beziehungsweise die verbaute Piezokeramik, zerstören. Aus diesen Gründen wird die Prüfung an dieser Stelle stets abgebrochen.

Insgesamt zeigt sich jedoch, dass es mit dem Konzept eines EMS möglich ist, einen Belastungszustand in der Probe zu erzeugen, der zu einem Schaden führt. *Hypothese 1* aus Kapitel 2, die aussagt, dass *eine Prüftechnik, die die Resonanzeigenschaften der Probe nutzt, realisierbar ist*, wird hiermit bestätigt. Das gewählte Funktionsprinzip ist dazu noch sehr einfach und erlaubt eine analytische mechanische Betrachtung des Belastungszustands in der Probe. Die gewählte Probengeometrie ist jedoch sehr kompakt, sodass free-edge-Effekte nicht ausgeschlossen werden können. Der typische Schädigungszustand durch die Belastung

im EMS tritt stets unter  $10^6$  Lastwechseln statt und ist durch einen Schaden gekennzeichnet, der von der Schnittkante in die Probe wächst. Die Temperatur der Probe bleibt bei passiver Kühlung stets deutlich unter der Glasübergangstemperatur des Harzes, bei Beginn des Schadenswachstums bilden sich jedoch Hotspots mit deutlich höheren Temperaturen. Der EMS reagiert auf das Eintreten von Schäden bis hin zum typischen Schädigungszustand sehr sensitiv, was durch eine deutliche Veränderung des Schwingungsverhaltens deutlich wird. Diese Sensitivität erzwingt jedoch ein Ende des Versuches lange bevor ein Schädigungszustand eintritt, der mit dem einer statisch geprüften Probe vergleichbar ist. Schließlich muss beachtet werden, dass der Piezoaktuator im Lastpfad liegt und somit auch durch ein unvorhersehbares Verhalten des EMS geschädigt werden kann. Auch wird durch die Fußpunkterregung der Grundrahmen des Prüfstands zu starken Schwingungen angeregt, die erheblichen Einfluss auf das gesamte Schwingungsverhalten haben, wie in Abbildung 29 zu erkennen ist. Zusammen mit dem erreichbaren Schädigungszustand führt dies zu dem Rückschluss, dass der EMS als Nachweis für *Hypothese 1* dieser Arbeit geeignet ist, für Ermüdungsprüfungen zur Bestimmung von Materialparametern jedoch nicht.

Das Grundprinzip eines einfach aufgebauten Prüfstandkonzepts, das die Trennung von Energiereservoirs nutzt, wird dadurch wiederum nicht ausgeschlossen.

### 5.2.5. Systeme mit zwei bewegten Massen

Für die Ermüdungsprüfung von FVW wurde das Prinzip der Trennung von Energiereservoirs im vorangegangenen Kapitel beschrieben. Wie sich gezeigt hat, kann dadurch ein einfacher Versuchsaufbau gewählt werden, um Prüflasten durch das resonante Verhalten des Prüfstands zu erzeugen. Dazu wurde ein EMS vorgestellt, der, durch seine Fußpunkterregung bedingt, Nachteile für die Aktuatorik und das Schwingungsverhalten mit sich bringt. Da das grundlegende Funktionsprinzip aber gute Ergebnisse liefert, soll in diesem Kapitel ein Konzept vorgestellt werden, das weiterhin die Trennung der Energiereservoirs verfolgt, aber die Nachteile des EMS auszugleichen versucht.

Drei Nachteile des vorgestellten EMS sollen zunächst umgangen werden. Erstens soll eine Anregung des Grundrahmens vermieden werden, da diese Schwingungen hervorruft, die einen starken Einfluss auf das Schwingungsverhalten haben. Zweitens muss die Anregung durch den Piezoaktuator so gestaltet werden, dass er nicht mehr im Lastpfad liegt. Drittens muss die Probengeometrie verändert werden, da die bisher verwendete Geometrie zu einem sehr frühen Versagen trotz geringer Dehnungsamplituden führt.

Die Anregung des Grundrahmens kann verringert werden, wenn das schwingende System sich nicht gegen eine feste Einspannung abstützt, sondern eine träge Masse als Widerlager benutzt. Dadurch wird eine zweite Masse in das Schwingungssystem eingefügt, die das dynamische Verhalten grundlegend verändert. Denn durch das Hinzufügen einer zweiten Masse zum Ein-Massen-Schwinger entsteht ein Zwei-Massen-Schwinger (ZMS). Dieser wird, wie der Name bereits aussagt, durch die Verschaltung zweier Massen mit zwei Steifigkeiten gebildet. Eine der beiden Steifigkeiten ist zwischen den Massen angebracht. Die zweite Steifigkeit wird genutzt, um das schwingende System gegen eine feste Einspannung abzustützen. Es entsteht ein System, wie es in Abbildung 36 zu sehen ist. Um das Verhalten dieses Systems zu verstehen, ist eine kurze theoretische Vorbetrachtung eines ZMS unumgänglich.

Die beiden Massen  $m_1$  und  $m_2$ , die Federn  $k_1$  und  $k_2$  sowie die Dämpferelemente  $c_1$  und  $c_2$  bestimmen das Verhalten des ZMS. Die Koordinaten  $x_1$  und  $x_2$  beschreiben die Verschiebungen der beiden Massen. Die Dämpferelemente werden in Abbildung 36 nicht explizit dargestellt, funktionieren aber analog zu denen in Abbildung 23.

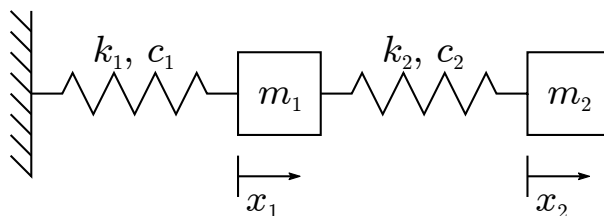


Abbildung 36: Funktionsprinzip eines Zwei-Massen-Schwingers

Beim ZMS kann zusätzlich noch zwischen zwei Extremfällen unterschieden werden. Dem *gefesselten* und dem *ungefesselten* ZMS. Der Unterschied besteht in der Steifigkeiten  $k_1$  und dem zugehörigen Dämpferelement  $c_1$ . Sind beide Elemente vorhanden, spricht man von einem gefesselten ZMS. Fehlen beide Elemente, ergibt sich ein ungefesselter ZMS. Diese grundlegende Unterscheidung wird später noch benötigt.

Wie auch schon beim EMS im vorangegangenen Kapitel können hier die Reservoirs für die potentiellen und kinetischen Energien unter bestimmten Bedingungen getrennt werden.<sup>85</sup> Die potentiellen Energien werden in den Steifigkeiten  $k_1$  und  $k_2$  gespeichert, während die kinetischen Energien in den Massen  $m_1$  und  $m_2$  gespeichert werden. Ein realer ZMS muss also nicht als vollständiges Kontinuum betrachtet werden, sondern kann durch ein Modell mit diskreten Elementen angenähert werden.

Zur Beschreibung des ZMS kann auf das Prinzip der Superposition zurückgegriffen werden. Die beiden Dämpfungen  $c_1$  und  $c_2$  werden nicht als diskrete Dämpfungsterme betrachtet, sondern gehen mit in die Steifigkeiten  $k_1$  und  $k_2$  ein, die in diesem Fall als komplexe Steifigkeiten betrachtet werden. Für die beiden Massen  $m_1$  und  $m_2$  kann also Folgendes formuliert werden:<sup>86</sup>

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + (x_1 - x_2)k_2 &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + (x_2 - x_1)k_2 &= 0 \end{aligned} \quad (65)$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (66)$$

kurz:

$$\mathbf{M} \ddot{\vec{x}} + \mathbf{K} \vec{x} = \vec{0} \quad (67)$$

Durch den  $\vec{x}$ -Vektor werden die Verschiebungen der beiden Massen  $m_1$  und  $m_2$  beschrieben, in den Matrizen  $\mathbf{M}$  und  $\mathbf{K}$  stehen die Beziehungen zwischen den Verschiebungen und den zugehörigen Trägheiten und Steifigkeiten. Für die überschlagsmäßige Berechnung der Eigenfrequenz wird jedoch nur der Realteil  $\Re(\mathbf{K})$  der Steifigkeiten betrachtet.

Das Differentialgleichungssystem lässt sich analog zur Gleichung (41) mit einem  $\hat{a}e^{\lambda t}$ -Ansatz lösen:

$$\vec{x} = \vec{\hat{x}} e^{\lambda t} = \begin{Bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \end{Bmatrix} e^{\lambda t} \quad (68)$$

Im Vektor  $\vec{\hat{x}}$  stehen die Bewegungsamplituden der beiden Massen, während die zeitliche Abhängigkeit der Bewegung durch die Exponentialfunktion beschrieben wird. Setzt man den Lösungsansatz in Gleichung (67) ein, so erhält man:

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \Re(\mathbf{K})) \vec{\hat{x}} = 0 \quad (69)$$

<sup>85</sup>siehe Seite 55

<sup>86</sup>vgl. [45] S.133ff.

Dieses algebraische Gleichungssystem hat neben der trivialen Lösung  $\vec{x} = \vec{0}$  nur dann eine Lösung, wenn die Determinante des vorderen Terms verschwindet, also

$$\det(\lambda^2 \mathbf{M} + \Re(\mathbf{K})) = 0, \text{ beziehungsweise} \quad (70)$$

$$\det \begin{pmatrix} \lambda^2 m_1 + \Re(k_1) + \Re(k_2) & -\Re(k_2) \\ -\Re(k_2) & \lambda^2 m_2 + \Re(k_2) \end{pmatrix} = 0 \text{ gilt.} \quad (71)$$

Dies wiederum führt zu dem folgenden Polynom vierten Grades:

$$m_1 m_2 \lambda^4 + (m_1 \Re(k_2) + (\Re(k_1) + \Re(k_2)) m_2) \lambda^2 + \Re(k_1) \Re(k_2) = 0 \quad (72)$$

Für die beiden möglichen Lösungen von  $\lambda^2$  ergibt sich also:

$$\begin{aligned} \lambda_{\pm}^2 = & - \frac{(m_1 \Re(k_2) + (\Re(k_1) + \Re(k_2)) m_2)}{2 m_1 m_2} \\ & \pm \frac{\sqrt{(m_1 \Re(k_2) + (\Re(k_1) + \Re(k_2)) m_2)^2 - 4 m_1 m_2 \Re(k_1) \Re(k_2)}}{2 m_1 m_2} \end{aligned} \quad (73)$$

Im Spezialfall des *ungefesselten* ZMS fällt die Steifigkeit  $\Re(k_1)$  weg und Gleichung (72) vereinfacht sich zu:

$$m_1 m_2 \lambda^4 + (m_1 \Re(k_2) + m_2 \Re(k_2)) \lambda^2 = 0 \quad (74)$$

Dies wiederum bedeutet, dass neben der Lösung  $\lambda^2 = 0$  für die Starrkörperbewegung nur noch  $\lambda^2 = -\frac{m_1 \Re(k_2) + m_2 \Re(k_2)}{m_1 m_2}$  existiert. Die entsprechend paarweise konjugierte Lösung für den ungefesselten ZMS lautet also:

$$\lambda_{1,2} = \pm i \sqrt{\frac{m_1 \Re(k_2) + m_2 \Re(k_2)}{m_1 m_2}} \quad (75)$$

Womit auch nur eine Eigenfrequenz für den ungefesselten ZMS existiert:

$$\omega_{ZMS_u} = \sqrt{\frac{m_1 \Re(k_2) + m_2 \Re(k_2)}{m_1 m_2}} \quad (76)$$

Damit sollte die experimentelle Identifikation und Beschreibung des ungefesselten ZMS ähnlich eindeutig sein wie die des EMS in Abbildung 29. Dies setzt jedoch eine ideale Lagerung des ungefesselten ZMS voraus ohne Auflagerkräfte, die das Verhalten beeinflussen.

Für die theoretische Betrachtung des ZMS werden die Massen  $m_1$  und  $m_2$  benötigt sowie die Steifigkeit  $k_2$ . Wie auch schon für den EMS gezeigt, bestehen die beiden Massen aus den Einspannungen und zusätzlichen Massen. Diese zusätzlichen Massen können variiert werden, um bewusst Einfluss auf die Eigenfrequenz des ZMS zu nehmen.<sup>87</sup> Dies ist nötig um an späterer Stelle die kinetische Energie zu variieren, die im ZMS gespeichert werden kann. Durch die Konstruktion der Einspannung selbst ist die leichteste Konfiguration definiert. Durch eine veränderte, schwerere Zusatzmasse an der Einspannung kann die Masse gesteigert werden. Als Extremwert können zwei weitere 20 kg-Gewichtsscheiben angebaut werden. Somit ergeben sich drei verschiedene Konfigurationen:

1. leichte Konfiguration mit  $m_l = m_1 = m_2 = 3082 \text{ g}$

<sup>87</sup>Siehe Abbildung 70 im Anhang, in der die variablen Zusatzmassen (5) zu erkennen sind. Die gemessenen Gewichte der einzelnen Bauteile sind in Tabelle 11 im Anhang gegeben.

2. schwere Konfiguration mit  $m_s = m_1 = m_2 = 4615 \text{ g}$

3. extrem schwere Konfiguration<sup>88</sup> mit  $m_{ex} = m_1 = m_2 = 24615 \text{ g}$

Die Steifigkeit  $k_2$  ist, wie auch schon beim EMS, die Probe selbst. An dieser Stelle wird eine neue Probengeometrie eingeführt, wie sie in Kapitel 5.1 genauer beschrieben wird. Dies ist notwendig, um die identifizierten Nachteile der Flachproben des EMS zu umgehen. Deshalb werden für den ZMS Rohrproben eingesetzt, die zunächst einen  $\pm 45^\circ$ -Lagenaufbau haben, um maximale interlaminare Scherspannungen zu erzeugen. Für dieses  $\pm 45^\circ$ -Laminat müssen die Steifigkeitskennwerte analog nach Gleichung (60) berechnet werden. Allerdings müssen die Elemente der Steifigkeitsmatrix noch um  $45^\circ$  gedreht werden. Hierzu werden die Transformationsgleichungen für den *ausgeglichenen Winkelverbund* verwendet.<sup>89</sup> Das Element  $Q_{66}$  entspricht dem Schubmodul  $G_{\parallel\perp}$  der Einzelschicht, siehe Gleichung (53). Die Koeffizienten der Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{Q}$  für das Laminat ergeben sich wie folgt:

$$Q_{11} = Q_{11}^* m^4 + 2(Q_{12}^* + 2Q_{66}^*) m^2 n^2 + Q_{22}^* n^4 \quad (77)$$

$$Q_{22} = Q_{11}^* n^4 + 2(Q_{12}^* + 2Q_{66}^*) m^2 n^2 + Q_{22}^* m^4 \quad (78)$$

$$Q_{12} = (Q_{11}^* + Q_{22}^* - 4Q_{66}^*) m^2 n^2 + Q_{12}^* (m^4 + n^4) \quad (79)$$

mit:

$$m = \cos \xi \quad (80)$$

$$n = \sin \xi \quad (81)$$

wobei für  $\xi = \pm 45^\circ$  gilt:

$$m = n = 1/\sqrt{2} \quad (82)$$

Das hochgestellte \* bezeichnet dabei die Elemente im ursprünglichen System. Für die Elemente  $Q_{ij}^*$  müssen die Gleichungen (55) - (57) erneut angewendet werden. Unter der Annahme, dass bei einem ausgeglichenen Winkelverbund für die Schichtdicken  $d_{1,2}/d_{ges} = 0,5$  gilt, ergibt sich:

$$\begin{aligned} Q_{11}^* &= 27,0 \text{ GPa} \\ Q_{22}^* &= 27,0 \text{ GPa} \\ Q_{12}^* &= 6,3 \text{ GPa} \\ Q_{66}^* &= 2,3 \text{ GPa} \end{aligned} \quad (83)$$

Die gedrehten Elemente sind also:

$$\begin{aligned} Q_{11} &= 19,0 \text{ GPa} \\ Q_{22} &= 19,0 \text{ GPa} \\ Q_{12} &= 14,4 \text{ GPa} \end{aligned} \quad (84)$$

Der E-Modul in (1)-Richtung beträgt somit  $\Upsilon_1 = 8,1 \text{ GPa}$ . Wie schon in Kapitel 5.2.4 beschrieben, wird die Steifigkeit  $k_2$  der Probe durch den E-Modul der Probe und deren Querschnitt bestimmt. Für die verwendeten Rohrproben beträgt der Querschnitt bei einem Innendurchmesser von 30 mm und einer Wandstärke von 1 mm also  $A = 97,4 \text{ mm}^2$ . Die Steifigkeit  $k_2$  der Rohrprobe ist bei einer Länge von  $l_0 \approx 100 \text{ mm}$  somit  $k_2 = 7889,4 \text{ kN/m}$ .

---

<sup>88</sup>Wird lediglich zum Zweck der Verifikation genutzt.

<sup>89</sup>siehe [43] S.257

Im Experiment wird der ZMS zunächst durch eine Blattfeder weich gelagert. Diese ist in Gleichung (73) als  $k_1$  definiert und muss für die vollständige Berechnung noch bestimmt werden.

Die Federsteifigkeit einer Blattfeder kann berechnet werden, indem man sie als zwei eingespannte Kragbalken betrachtet. Die Federsteifigkeit eines dieser Kragbalken ist mit

$$k_1 = \frac{\Upsilon b h^3}{4 (l_{KB})^3} \quad (85)$$

definiert. Die Blattfeder hat jedoch eine doppelt so große Spannweite wie die des einzelnen Kragbalkens. Somit muss  $l_{KB}$  durch  $l/2$  ersetzt werden, wobei  $l$  für die freie Gesamtlänge der Blattfeder steht. Die Definition der Federsteifigkeit der Blattfeder ist somit wie folgt gegeben, wobei  $b$  für die Breite und  $h$  für die Dicke der Blattfeder stehen:

$$k_1 = \frac{2\Upsilon b h^3}{l^3} \quad (86)$$

Für die verwendete Blattfeder sind die Kennwerte in Tabelle 6 gegeben, wodurch sich eine Federsteifigkeit von  $k_1 = 61,6 \text{ kN/m}$  für die Blattfeder ergibt. Im Vergleich zur Federsteifigkeit

Werkstoff	Federstahl 1.5025 / 55Si7
E-Modul $\Upsilon$	210000 MPa
Breite $b$	100 mm
Dicke $h$	5 mm
Freie Länge $l$	440 mm

Tabelle 6: Kennwerte der Blattfeder des gefesselten ZMS

der Probe von  $k_2 = 7889,4 \text{ kN/m}$  ergibt sich somit ein Verhältnis von  $k_1$  zu  $k_2$  von 0,78 %. Die Blattfeder ist somit um zwei Größenordnungen weicher als die Probe.

Gleichung (73) beschreibt die Eigenwerte des ZMS und somit auch die Eigenfrequenzen des gefesselten ZMS. Da, wie erwähnt, die vier Eigenwerte komplex konjugiert sind, ergeben sich zwei Eigenfrequenzen für den gefesselten ZMS. Je nach gewählter Konfiguration,  $m_l$ ,

Konfiguration	Resonanzfrequenz 1	Resonanzfrequenz 2
$m_l = 3082 \text{ g}$	15,9 Hz	360,5 Hz
$m_s = 4615 \text{ g}$	13,0 Hz	294,6 Hz
$m_{ex} = 24615 \text{ g}$	5,6 Hz	127,6 Hz

Tabelle 7: Resonanzfrequenzen des theoretischen gefesselten ZMS

$m_s$  oder  $m_{ex}$ , ergeben sich die Eigenfrequenzen wie sie in Tabelle 7 aufgeführt sind. Alle drei Konfigurationen besitzen Eigenfrequenzen, die deutlich unter denen des EMS aus dem vorangegangenen Kapitel liegen. Allerdings ist selbst die Eigenfrequenz der schwersten Konfiguration  $m_{ex}$  immer noch über dem gesetzten Grenzwert von mindestens 100 Hz aus Kapitel 5.2.1. Somit ist selbst in diesem Fall immer noch eine im Vergleich zu klassischen Prüfmaschinen schnelle Ermüdungsprüfung möglich.

Abbildung 37 zeigt den theoretischen Aufbau des ZMS, der für diese Arbeit genutzt wird. Anders als in der Skizze gezeigt, kann der reale gefesselte ZMS nicht waagerecht aufgehängt

werden, da dann eine zusätzliche Biegelast auf den ZMS wirkt, die durch die Gewichte der Bauteile verursacht wird. Diese zusätzliche Biegelast führt zu einer überlagerten Biegespannung, die zu einem mehrachsigen Spannungszustand führt. Genau dies soll durch die in dieser Arbeit vorgestellte Versuchsmethodik jedoch vermieden werden. Die Lasten, die durch die Eigengewichte der Bauteile verursacht werden, müssen also so umgeleitet werden, dass sie in derselben Richtung wirken wie auch die eigentliche Prüflast. Der ZMS muss also senkrecht aufgebaut werden, damit die Gewichtskräfte entlang der Längsachse des ZMS wirken. Demnach ergibt sich der reale Aufbau wie in Abbildung 37 gezeigt. Der

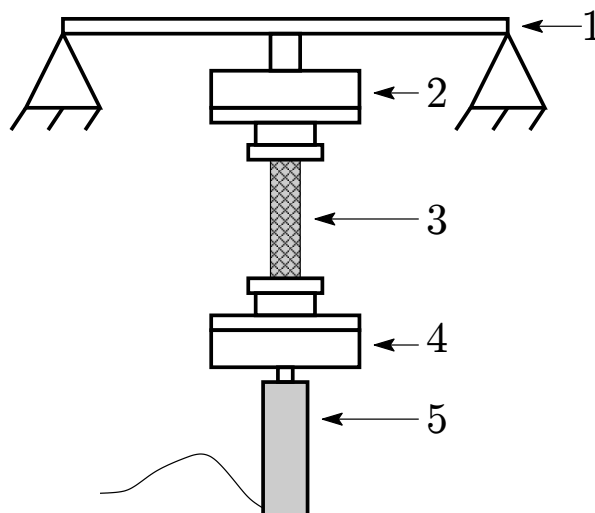


Abbildung 37: Skizzierter Aufbau für den gefesselten ZMS mit: (1) beidseitig gelagerte Blattfeder, (2) + (4) Einspannung, (3) Rohrprobe, (5) Piezoaktuator

gesamte ZMS hängt an der Blattfeder (1), die direkt mit der oberen Einspannung (2) verbunden ist. Zwischen den Einspannungen (2)+(4) befindet sich die Probe (3). Der gesamte ZMS wird durch einen Piezoaktuator (5) angeregt, der als Inertialmassenerreger fungiert. Die Umsetzung des realen ZMS als Prüfstand ist in Abbildung 71 im Anhang gezeigt.

Der reale ZMS kann nun ähnlich dem Vorgehen beim EMS mit einem Stufensinus, der auf den Piezoaktuator gelegt wird, zu Schwingungen angeregt werden. Mit zwei Lasertriangulatoren wird die Verschiebung der Einspannungen gemessen und daraus die Differenzamplitude bestimmt. Diese ist in Abbildung 38 gezeigt, wobei die zweite Eigenfrequenz markiert ist. Diese ergibt sich nach Messung zu 328 Hz. Die gemessene Eigenfrequenz liegt somit  $\approx 9\%$  unter der berechneten Eigenfrequenz aus Tabelle 7.

Da der Piezoaktuator seine eigene Masse dynamisch zum Erzeugen der Anregung nutzt, muss die Masse des Piezoaktuators eigentlich zur Berechnung der Eigenfrequenz nach Gleichung (73) herangezogen werden. Da die Masse jedoch gleichzeitig als inertielle Abstützung zur Erzeugung der dynamischen Massenkkräfte dient, ist nicht abschließend zu bestimmen, wie viel Masse zur Masse  $m_2$  hinzu gerechnet werden muss. Da die Eigenfrequenz nach Gleichung (73) jedoch höher ist als die gemessene Eigenfrequenz des gefesselten ZMS, kann davon ausgegangen werden, dass die Masse des Piezoaktuators einen deutlichen Einfluss auf das Schwingverhalten des ZMS hat. Der Piezoaktuator bewirkt durch sein Eigengewicht zusammen mit dem Gewicht der unteren Einspannung eine konstante Zuglast in der Probe.

Für die Bestimmung des Schwingverhaltens des ZMS wird an dieser Stelle auf die Differenzamplitude zurückgegriffen, da ausschließlich eine gegenphasige Verschiebung der



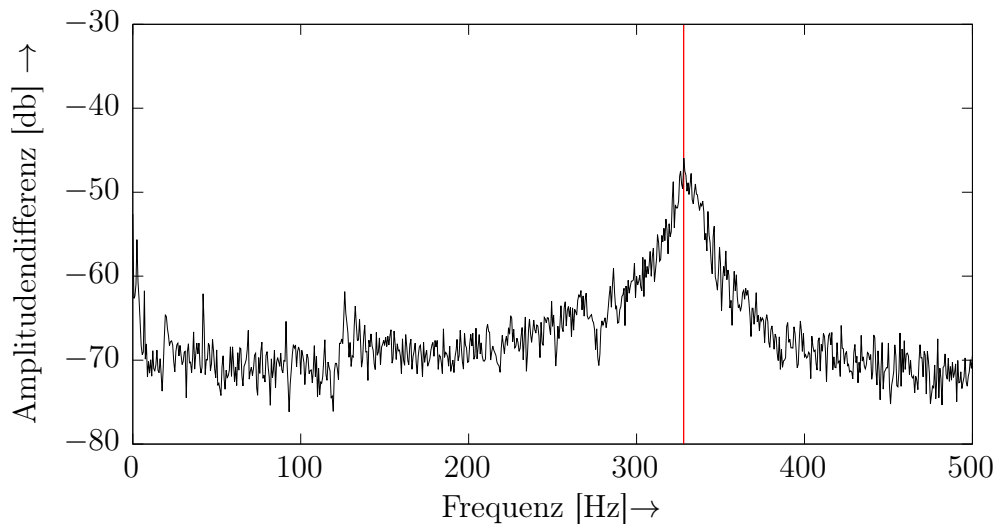


Abbildung 38: Amplitudengang des gefesselten ZMS, Differenzsignal zwischen den Verschiebungen der beiden Massen  $m_1$  und  $m_2$ ; markiert ist die gemessene Resonanzfrequenz bei 328 Hz

beiden Einspannungen zu einer Last in der Probe führt. Eine gleichphasige Verschiebung der beiden Einspannungen mit gleicher Verschiebungsamplitude führt zu keiner Last in der Probe und ebenso zu keiner messbaren Differenzamplitude an den Lasertriangulatoren. Deshalb ist im Amplitudengang in Abbildung 38 auch keine weitere Eigenfrequenz zu erkennen. Gemäß der Ergebnisse aus Tabelle 7 wäre eine weitere Eigenfrequenz unterhalb von 16 Hz zu erwarten. Wie für einen ZMS zu erwarten, sind ebenso keine Eigenfrequenzen im untersuchten Frequenzbereich zu erkennen.

Wird der ZMS mit einem Sinussignal am Piezoaktuator in seiner Eigenfrequenz angeregt, kann die maximale Differenzamplitude bestimmt werden. Bei voller Aussteuerung des Piezoaktuators ergibt dies zudem die maximale Dehnung, die im ZMS erzeugt werden kann, wobei diese maximale Dehnung theoretisch nur von der Dämpfung abhängig ist, die wiederum von zahlreichen Parametern abhängt. Dazu zählen neben den gewählten Halbzeugen auch der Lagenaufbau und die Art der Einspannung.

Abbildung 39 zeigt eine Messung der Verschiebungen der beiden Einspannungen während der vollen Aussteuerung des Piezoaktuators in der Eigenfrequenz des gefesselten ZMS. Gut zu erkennen ist die Phasenverschiebung von  $180^\circ$ . Die Verschiebungsamplituden betragen  $96\ \mu\text{m}$  an der oberen Einspannung und  $66\ \mu\text{m}$  an der unteren Einspannung. Die gesamte Verschiebungsamplitude beträgt somit  $162\ \mu\text{m}$ . Die freie Länge der Probe zwischen den Einspannungen beträgt bei diesem Vorversuch 100 mm, wodurch die theoretische Dehnung der Probe 0,16 % beträgt. Dieses Dehnungsniveau ist sehr gering und führt bei den durchgeführten Vorversuchen mit mehreren Proben zu keiner Initiierung eines Schadens im Laminat.

Es gibt innerhalb des *SPP1466* eine andere Untersuchung an demselben Material in einer Vierpunktbiege-Konfiguration. Der Belastungszustand, der dort erzeugt wird, ist mehrachsrig und führt zu einer starken Spannungsüberhöhung an den freien Kanten der dort verwendeten Proben. Dadurch treten die höchsten Spannungen auf der Oberfläche der Probe auf, wo auch die ersten Schäden initiieren. Zwar sind die Ergebnisse der Untersuchung nicht mit den Ergebnissen in dieser Arbeit vergleichbar, jedoch findet sich in den Untersuchungen

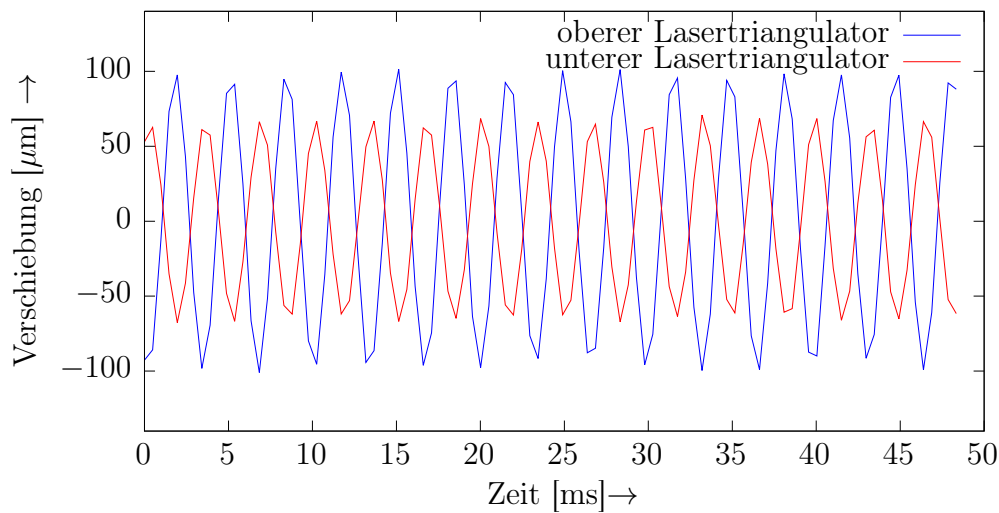


Abbildung 39: Berechnetes Verschiebungssignal der Lasertriangulatoren am gefesselten ZMS bei 328 Hz

von ADAM<sup>90</sup> ein wichtiger Hinweis auf die minimale Dehnung, die notwendig ist, um Schäden zu initiieren. In der dort verwendeten Vierpunkt-Biegevorrichtung beträgt die Randfaserdehnung mindestens 0,2 %, um Risse in der Matrix zu erzeugen.

Das Dehnungsniveau, das durch den ZMS verursacht wurde, liegt mit 0,16 % unterhalb der von ADAM bestimmten Dehnung von 0,2 %. Somit erscheint das Fehlen von initiierten Schäden in den Rohrproben verständlich. Die einzige Möglichkeit, mit dem ZMS Schäden in der Probe zu erzeugen, besteht also darin, das Dehnungsniveau anzuheben. Das Niveau wird durch das resonante Funktionsprinzip maßgeblich durch die Dämpfung und die Eigenschaften der beiden Energiereservoirs bestimmt. Die Dämpfung selbst kann nur in einem geringen Maße über Lagenaufbau und den Faservolumengehalt beeinflusst werden. Zunächst können somit die Eigenschaften der Energiereservoirs betrachtet werden.

Im eingeschwungenen Zustand findet eine periodische Übertragung von Energie zwischen dem potentiellen und dem kinetischen Energiereservoir statt. Das potentielle Energiereservoir wird durch die Rohrprobe, also die Steifigkeit  $k_2$  bereitgestellt. Bleibt die Größe des potentiellen Reservoirs gleich, so bleibt auch die Energie gleich, die in das potentielle Reservoir übertragen wird. Diese Energie wird dort, unter anderem, zur Erzeugung der Last verwendet, da über die Querschnittsfläche und die Formänderungsenergie die mechanische Spannung im Querschnitt verursacht wird. Bei gleichbleibender Energie kann somit der Querschnitt verringert werden, um eine höhere Spannung und somit eine höhere Dehnung in der Probe zu verursachen. Da die Einspannungen jedoch fest für die vorgesehene Geometrie der Proben, siehe Kapitel 5.1, konstruiert sind, kann eine Querschnittsveränderung nur schwer umgesetzt werden.

Andererseits kann die Größe des kinetischen Energiereservoirs recht leicht verändert werden, indem die beiden Einspannungen mit zusätzlichen Massen versehen werden. Dadurch erhöht sich die im System periodisch umgesetzte Energie, was wiederum, über den logischen Schluss im letzten Absatz, zu einer höheren Dehnung in der Probe führt.

Neben der Veränderung an den Energiereservoirs kann auch die dem System zugeführte Energie vergrößert werden. Hierfür bietet es sich an den Piezoaktuator durch ein leis-

<sup>90</sup>vgl. [29] S.69

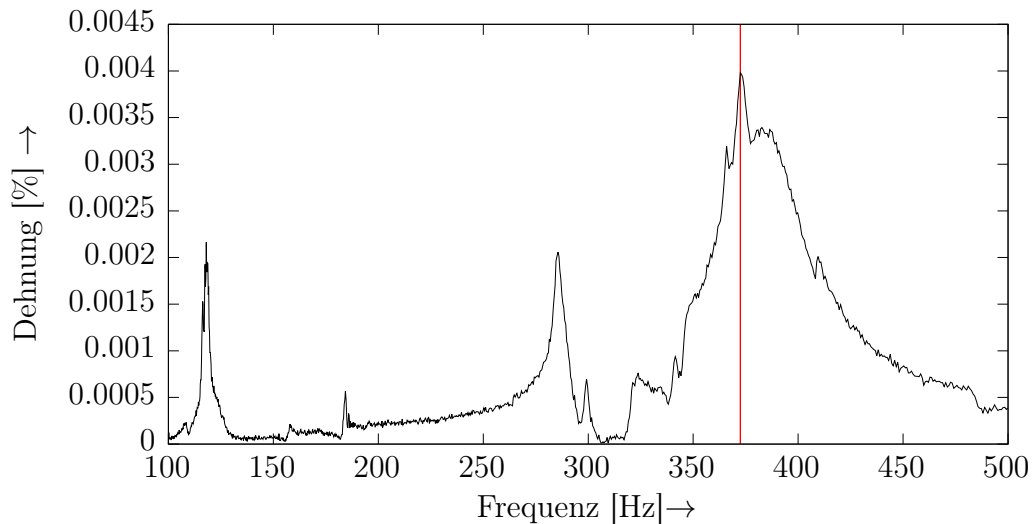


Abbildung 40: Amplitudengang des ZMS bei Anregung durch einen Schwingungserreger

tungsstärkeres System zu ersetzen. In dem benötigten Frequenzbereich bis 1000 Hz gibt es jedoch nur wenige Systeme, die eine entsprechend hohe Anregungsfrequenz realisieren können. Bei den meisten Anregungssystemen nimmt die maximal erreichbare Anregung mit zunehmender Frequenz ab. Dabei ist es unerheblich, ob die Anregung kraft- oder weggesteuert erfolgt. Elektromechanische Schwingungserreger bieten jedoch die Möglichkeit, einen großen Frequenzbereich abzudecken und liefern auch bei hohen Frequenzen eine noch akzeptable Anregung.

Speziell für Modalanalysen an großen Strukturen werden Schwingungserreger gefertigt, die eine Nennkraft von 550 N besitzen und diese dynamisch auch bis in den kHz-Bereich bereitstellen können. Für die Untersuchung der maximal erreichbaren Belastungsamplituden im ZMS wird ein solcher Schwingungserreger<sup>91</sup> zum Vergleich herangezogen. Der verwendete Versuchsaufbau mit Schwingungserreger ist in Abbildung 72 im Anhang gezeigt. Die Anregung erfolgt, wie auch beim Piezo, über eine unabhängige Kraft. Dies wird dadurch gewährleistet, dass die Tauchspule im Schwingungserreger durch weiche Federn in der Mittellage gehalten wird. Der Aufbau des ZMS gleicht damit grundlegend dem des gefesselten ZMS, wie in Abbildung 37 gezeigt. Entsprechend ähnlich ist auch der Amplitudengang des ZMS bei Anregung durch den Schwingungserreger; Abbildung 40 zeigt den Amplitudengang des ZMS. Im Vergleich zum Amplitudengang des gefesselten ZMS in Abbildung 38 fallen neben der Resonanzfrequenz bei rund 375 Hz weitere Resonanzen auf. Diese treten ausschließlich bei der Anregung durch den Schwingungserreger auf, weshalb sie wahrscheinlich durch den veränderten Aufbau verursacht werden. Der Schwingungserreger ruht innerhalb des Prüfstands auf einer zusätzlichen Querverstrebung und ist selbst nochmals durch Gummifüße gelagert. In Kombination mit dem Rahmen aus Aluminium-Profilen führt dies zu weiteren Schwingungsfreiheitsgraden. Die genutzte Resonanzfrequenz des ZMS wird dadurch nicht beeinflusst, sodass weiterhin von einer einachsigen Belastung ausgegangen wird. Dies wird zusätzlich durch eine Phasenverschiebung zwischen den Verschiebungen der beiden Einspannungen von ungefähr 180° in der Resonanz bestätigt.

Analog zu dem zuvor vorgestellten Anregungsprinzip über einen Piezoaktuator kann auch bei Anregung über den Schwingungserreger ein Ermüdungsversuch durchgeführt wer-

<sup>91</sup>siehe Datenblatt in Abbildung 73 im Anhang

den. Ähnlich dem Hochvoltverstärker des Piezoaktuators verwendet die Leistungsendstufe ein Spannungssignal, um daraus über den Ankerstrom die Anregungskraft zu erzeugen. Bei voller Aussteuerung der Leistungsendstufe und somit maximaler Anregungskraft des Schwingungserregers in der Resonanz des ZMS werden jedoch nur 0,17 % Dehnungsamplitude erreicht. Dieser Wert entspricht annähernd der Dehnungsamplitude, die über die Anregung mittels Piezoaktor erreicht werden kann. Eine erhöhte Energiezufuhr in das System führt somit nicht zu einer erhöhten Dehnungsamplitude in der Probe. Dieser Effekt wird später noch diskutiert werden.

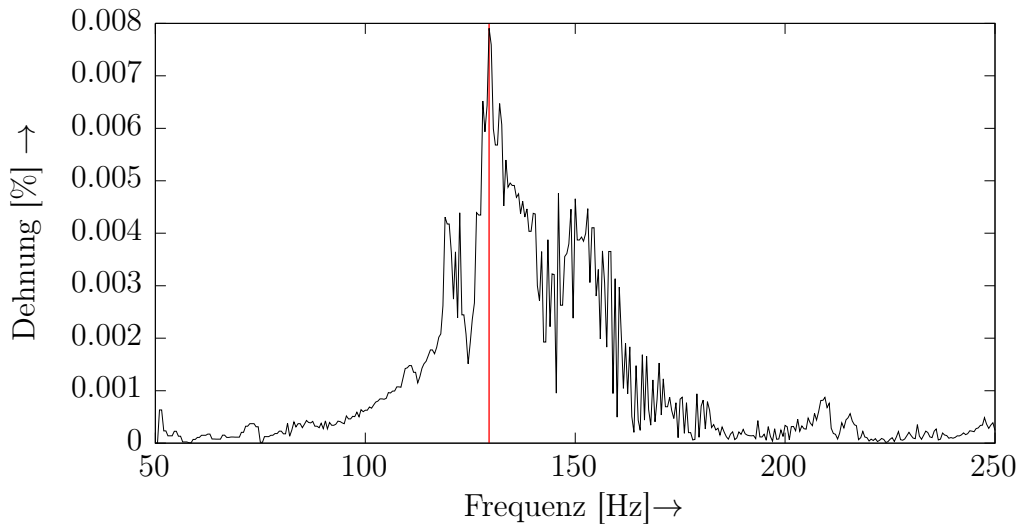


Abbildung 41: Amplitudengang des ZMS mit zusätzlichen Massen bei Anregung durch einen Piezoaktor; markiert ist die gemessene Resonanzfrequenz bei 129,5 Hz

Neben der erhöhten Energiezufuhr in das System kann, wie bereits erwähnt, eines der Energiereservoirs verändert werden. Die Manipulation des potentiellen Energiereservoirs wurde bereits ausgeschlossen, die Veränderung des kinetischen Energiereservoirs über die Änderung der Massen der Einspannungen ist jedoch eine praktikable Möglichkeit. Hierzu werden an beiden Einspannungen Zusatzmassen mit jeweils 20 kg angebaut. Dadurch erhöht sich die Masse jeder Einspannung um das circa 5,3-fache<sup>92</sup> und somit auch die kinetische Energie um denselben Faktor. Einher geht damit eine Verringerung der Eigenfrequenz des ZMS auf theoretisch 127,6 Hz.

Um weiterhin eine Vergleichbarkeit mit den vorangegangenen Messungen zu gewährleisten, wird die Charakterisierung des Systems mit zusätzlichen Massen mit der Anregung durch den Piezoaktor durchgeführt. Abbildung 41 zeigt den Amplitudengang des ZMS. Die gemessene Resonanzfrequenz des gefesselten ZMS mit zusätzlichen Massen liegt bei 129,5 Hz. Dieser Wert liegt sehr dicht bei der Vorhersage von 127,6 Hz.

Im Vergleich dazu zeigt Abbildung 42 den gemessenen Amplitudengang des ZMS mit zusätzlichen Massen und Anregung durch den Schwingungserreger. Die gemessene Resonanzfrequenz liegt hier bei 151,2 Hz und somit über der vorhergesagten Resonanzfrequenz, wie auch oberhalb der gemessenen Resonanzfrequenz bei Anregung mit dem Piezoaktor. Die erhöhte Resonanzfrequenz kann nur über den veränderten Prüfaufbau mit Anregung durch den Schwingungserreger erklärt werden, alle anderen Randbedingungen sind vergleichbar.

<sup>92</sup>siehe Tabelle 7 auf Seite 65

Die maximal erreichbare Dehnung für den ZMS mit Zusatzmassen und Anregung über den Schwingungserreger beträgt ungefähr 0,2 %. Diese liegt somit leicht über den maximalen Dehnungen, die zuvor bestimmt wurden. Allerdings wird die Vergrößerung des kinetischen Energiereservoirs um das 5,3-fache nicht in eine entsprechend größere maximale Dehnung umgesetzt.

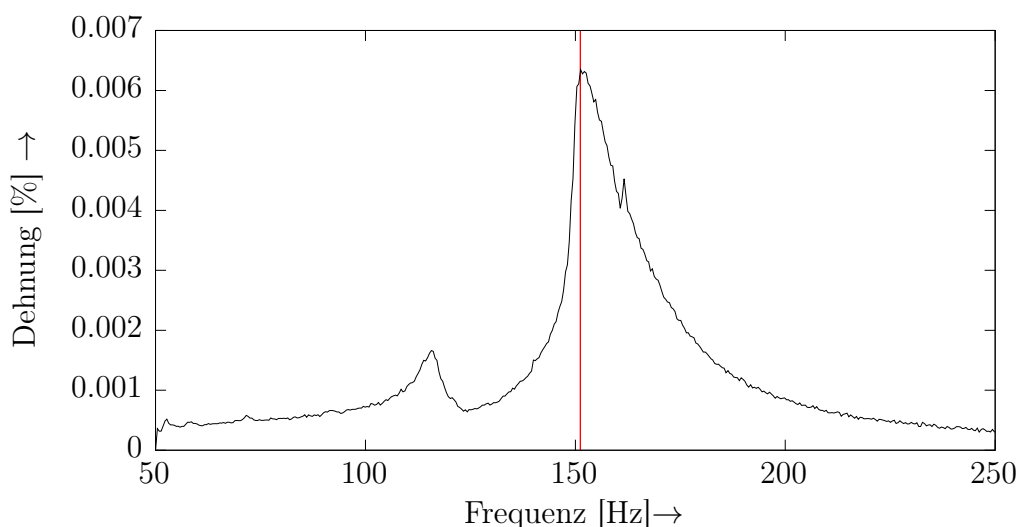


Abbildung 42: Amplitudengang des ZMS mit zusätzlichen Massen bei Anregung durch einen Schwingungserreger; markiert ist die gemessene Resonanzfrequenz bei 151,2 Hz

Zusätzlich dazu zeigt sich ein weiteres Problem bei der Anregung durch den Schwingungserreger. Abbildung 43 zeigt vergleichend die geregelte Dehnungsamplitude des Prüfstands und die Ansteueramplitude des Schwingungserregers. Ziel der Messung ist eine konstante Dehnungsamplitude von 0,1 % und somit ein dehnungs geregelter Ermüdungsversuch. Nach einer kurzen Einschwingphase der Regelung von ungefähr 10 s befindet sich der Versuch im eingeregelter Zustand. Gut zu erkennen ist die konstante Dehnungsamplitude von 0,1 % sowie eine annähernd konstante Ansteueramplitude von knapp 2 V. Trotz aktiver Probenkühlung und aktiver Kühlung des Schwingungserregers erfolgt ab einer Messzeit von 150 s ein stetig größer werdender Anstieg der Ansteueramplitude des Schwingungserregers. Dies ist auf einen Temperatureffekt im System des Schwingungserregers zurückzuführen. Die Tauchspule wird zwar durch die interne aktive Kühlung des Schwingungserregers gekühlt, jedoch führt die Dauerbelastung eines Ermüdungsversuches trotzdem zu einer Erwärmung der Spule. Diese Erwärmung erhöht den elektrischen Widerstand der Spule und erhöht ebenso die notwendige Leistung, damit der Schwingungserreger eine weiterhin konstante Kraftamplitude an den ZMS abgeben kann. Das führt schlussendlich zum Abschalten der Leistungsstufe nach wenigen Minuten des Ermüdungsversuchs. Eine dauerhafte Ermüdungsmessung ist somit nur schwer möglich, da die Leistungsstufe eine erhebliche Kühlpause braucht, um wieder in Betrieb genommen werden zu können. Diese Kühlpausen treten bei einer Anregung über den Piezoaktuator seltener und weniger zeitintensiv auf.

Eine Anregung über den Schwingungserreger ist somit zwar möglich, führt aber weder zu einer höheren maximalen Dehnung, noch zu einer besseren Gesamtperformance des Prüfstands. Somit bleibt die Anregung über den Piezoaktuator weiterhin die einzige derzeitige mögliche Anregung des gefesselten ZMS. Trotz alledem bleibt unabhängig von den Variationen der Anregung und des kinetischen Energiereservoirs der einachsige gradientenfreie

Belastungszustand erhalten.

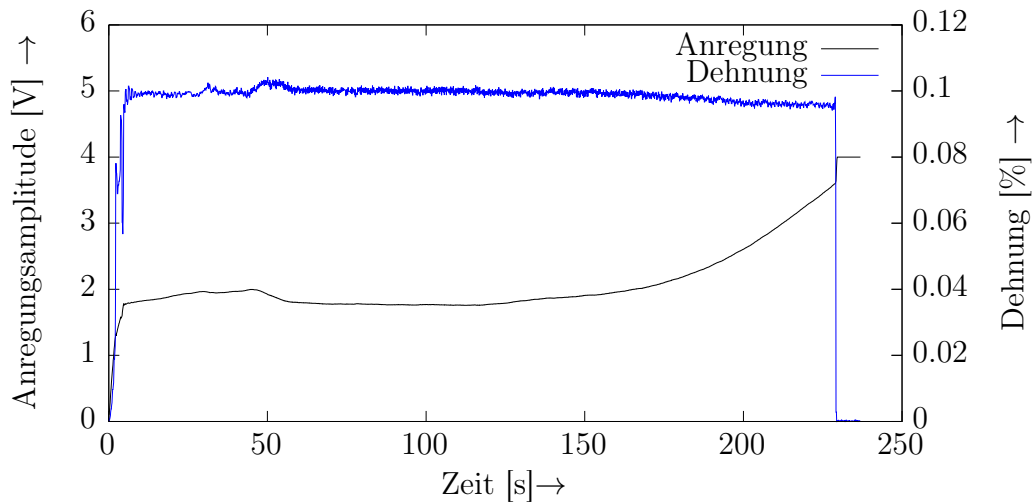


Abbildung 43: Ermüdungsmessung am ZMS mit zusätzlichen Massen bei Anregung durch den Schwingungserreger, Anstieg der Leistungsaufnahme des Schwingungserregers ab ca. 150 s

Der gefesselte ZMS ist, wie in Abbildung 37 zu erkennen, über eine Blattfeder weich gelagert. In Resonanz ist die Befestigung der Blattfeder am ZMS und an den Auflagern entscheidend. Stellt sich an einer der drei Befestigungspunkte eine Lase ein, so hat dies massive Auswirkungen auf das Schwingverhalten, allem voran schwingt der ZMS dann nicht mehr monofrequent. Durch diese notwendige Befestigung der Blattfeder ergeben sich zwei weitere Herausforderungen für die Konstruktion. Zum einen ist die Lagerung der Blattfeder und des ZMS insgesamt überbestimmt, wie in Abbildung 37 durch die beiden Festlager an den Enden der Blattfeder angedeutet. Es ist somit fraglich, ob die linearisierten Ansätze für die Federsteifigkeiten, wie sie in dieser Arbeit bisher verwendet wurden, exakt genug zur Berechnung des Schwingverhaltens des ZMS sind. Zum anderen übertragen sich die Schwingungen des ZMS in der Resonanz auf den Grundrahmen des Prüfstands. Wie in Abbildung 69 im Anhang zu erkennen ist, sind unter anderem die Lasertriangulatoren an diesem Grundrahmen befestigt. Dies führt zu einer Übertragung der Schwingung des ZMS auf die Lasertriangulatoren, deren Messsignal dadurch wiederum verfälscht wird. Schlussendlich soll der Vollständigkeit halber erwähnt sein, dass ein gefesselter ZMS zwei Eigenfrequenzen und Eigenformen hat. Wie die Messungen zeigen, sind die Eigenfrequenzen gut unterscheidbar und beeinflussen sich gegenseitig nicht. Allerdings kann durch eine Veränderung im Prüfaufbau theoretisch eine Konfiguration erzeugt werden, in der beide Eigenfrequenzen dichter beieinander liegen und eventuell beide Eigenformen durch den Piezoaktuator angeregt werden. Dies muss wegen des angestrebten einachsigen Belastungszustands aber unbedingt vermieden werden.

Wie bereits am Anfang dieses Kapitels gezeigt, gibt es eine zweite Möglichkeit, einen ZMS zur Ermüdungsprüfung zu nutzen. Dabei wird die Steifigkeit  $k_1$ , mittels der der gefesselte ZMS gelagert wird, entfernt. Gleichung (76) zeigt analytisch, dass in diesem Fall nur eine Eigenfrequenz mit einer Eigenform existiert. Durch die Verwendung eines ungefesselten ZMS als Prüfsystem könnten die im letzten Absatz erwähnten Nachteile eines gefesselten ZMS ausgeglichen werden, ohne jedoch den Belastungszustand der Probe zu verändern.

Wird die Steifigkeit  $k_1$  entfernt, muss der ZMS anderweitig gelagert werden, da eine Lagerung des ZMS im Schwerfeld der Erde unerlässlich ist. Wichtig ist hierbei, dass Rückwirkungen der Lagerung in Längsrichtung des ZMS und somit der Probe gegen Null tendieren. Die Lagerkräfte, die am ZMS angreifen, müssen also möglichst senkrecht zur Längsachse liegen. Eine, im Vergleich zum gefesselten ZMS, um  $90^\circ$  gedrehte Lagerung des ungefesselten ZMS genügt dieser Vorgabe. Die theoretische Struktur des ungefesselten ZMS ähnelt somit wieder der des gefesselten ZMS aus Abbildung 36, mit Ausnahme der Steifigkeit  $k_1$ .

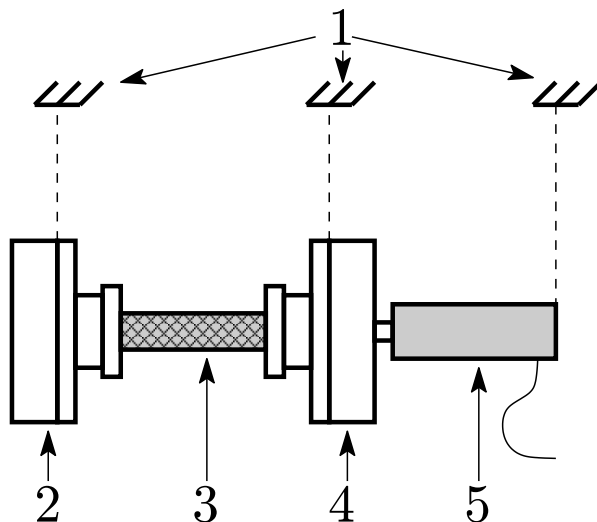


Abbildung 44: Skizzierter Versuchsaufbau für den ungefesselten ZMS mit: (1) biegeschlaffe Aufhängung, (2) + (4) Einspannung, (3) Rohrprobe, (5) Piezoaktor

Eine mögliche Umsetzung dieser Lagerung zeigt Abbildung 44. Der ZMS wird dabei in seiner Querrichtung durch Seile aufgehängt. Diese kompensieren die Schwerkraft, bieten aber in der Längsrichtung des ZMS kaum Widerstand. In vertikaler Richtung sind die Steifigkeiten der Seile jedoch nicht zu vernachlässigen. Sie bewirken eine hochfrequente Stützfrequenz im System, die, in dem betrachteten Frequenzbereich bis 1000 Hz, nicht nachweisbar ist. Somit entsteht eine fast ideale Lagerung des ungefesselten ZMS. Wegen des, im Vergleich zum ZMS, nicht zu vernachlässigenden Gewichts des Piezoaktors, muss dieser ebenfalls aufgehängt werden. Somit ergeben sich drei Lagerpunkte für den ungefesselten ZMS, zwei an den Einspannungen und eine am Piezoaktor. Der reale Aufbau des ungefesselten ZMS ist in Abbildung 74 im Anhang gezeigt.

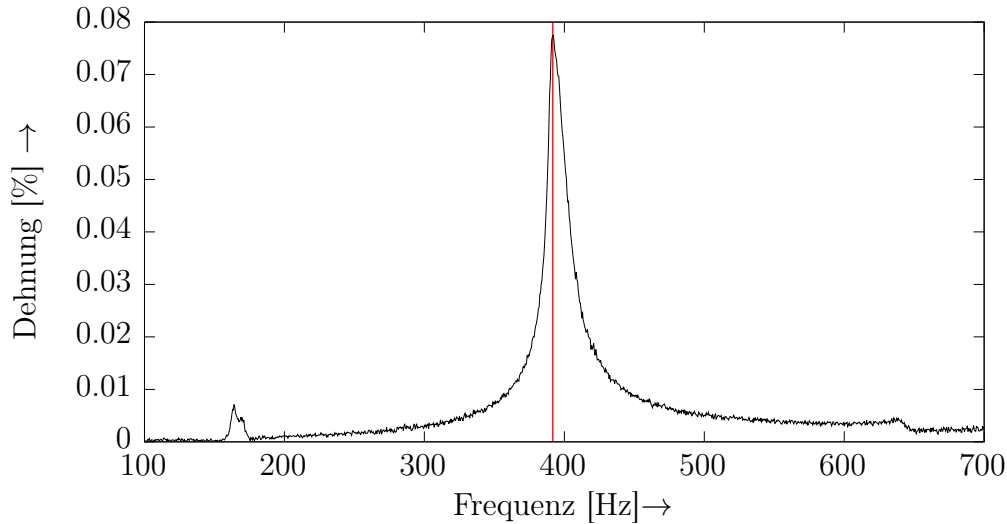
Werden die Werte des gefesselten ZMS für die Massen der Einspannungen und die Steifigkeit der Probe verwendet, so kann über Gleichung (76) die Eigenfrequenz des ungefesselten ZMS bestimmt werden. Tabelle 8 zeigt für die beiden möglichen Konfigurationen der Massen der Einspannungen die resultierenden Eigenfrequenzen. Vergleicht man diese mit den Angaben in Tabelle 7 für den gefesselten ZMS, so zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Eigenfrequenz des ungefesselten ZMS mit der zweiten Eigenfrequenz des passenden gefesselten ZMS. Dies war durch den geringen Einfluss der Steifigkeit  $k_1$  auf das Schwingverhalten des gefesselten ZMS in dieser Arbeit zu erwarten.

Entsprechend muss das gemessene Verhalten des ungefesselten ZMS dem Verhalten des gefesselten ZMS in der zweiten Eigenfrequenz ähneln. Der Amplitudengang des ungefesselten ZMS ist in Abbildung 45 gezeigt, während Abbildung 38 den Amplitudengang des gefesselten



Konfiguration	Resonanzfrequenz
$m_l = 3082 \text{ g}$	360,1 Hz
$m_s = 4615 \text{ g}$	294,3 Hz

Tabelle 8: Resonanzfrequenzen des theoretischen ungefesselten ZMS

Abbildung 45: Amplitudengang des ungefesselten ZMS, Differenzsignal zwischen den Verschiebungen der beiden Massen  $m_1$  und  $m_2$ ; markiert ist die Eigenfrequenz bei 391,8 Hz

ZMS zeigt. Die zum Vergleich herangezogenen Resonanzfrequenzen sind 391,8 Hz für den ungefesselten ZMS und 328 Hz für den gefesselten ZMS. Die Abweichung der beiden gemessenen Resonanzfrequenzen ist vor allem durch die Empfindlichkeit des ZMS auf Änderungen im System zurückzuführen. Beide Amplitudengänge wurden mit verschiedenen Proben aufgenommen, die durch Fertigungsimperfektionen nicht absolut identisch sind. Trotzdem weisen beide Resonanzfrequenzen eine Abweichung von weniger als 10 % vom vorhergesagten Wert auf. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die analytischen Annahmen bezüglich des Verhaltens des ungefesselten ZMS richtig sind und das Verhalten des realen ZMS hinreichend genau beschreiben.

Die beiden Amplitudengänge aus den Abbildungen 45 für den ungefesselten ZMS und 38 für den gefesselten ZMS können abschließend auch qualitativ verglichen werden. In beiden Fällen ist die Resonanzfrequenz deutlich zu erkennen und im gemessenen Frequenzbereich klar abgegrenzt.

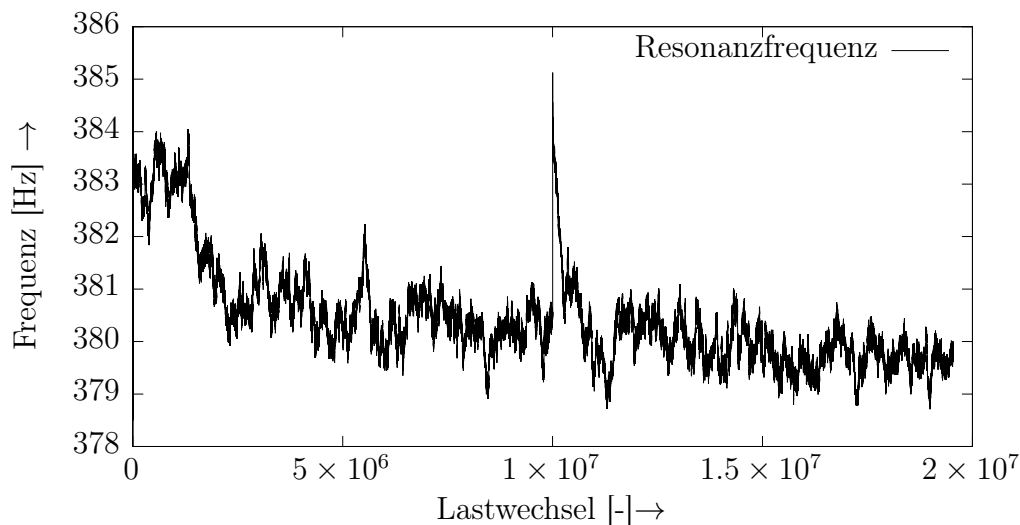
Der ungefesselte ZMS besitzt somit die gleiche Güte hinsichtlich der Schwingungseigenschaften wie der gefesselte ZMS. Die Vorteile des ungefesselten ZMS, wie zum Beispiel eine bessere messtechnische Erfassung des Schwingungsverhaltens, sprechen für eine Verwendung eines ungefesselten ZMS für diese Arbeit. Der Vollständigkeit halber wird die Trennung der Energiereservoirs auch für den ungefesselten ZMS nachgewiesen. Tabelle 9 listet die Kennwerte auf und zeigt deutlich die gute Trennung der Energiereservoirs. Im Vergleich zu den Angaben der Energiereservoirs des EMS in Tabelle 5 ist sogar eine bessere Trennung der Energiereservoirs vorhanden. Mit einem Vergleichsfaktor von 124 bei den Massen und einem Vergleichsfaktor von 3082 bei den Formänderungsenergien vereinen die beiden Reservoirs jeweils über 99 % der verfügbaren Energieform in sich.



Masse		Probe	
Fläche $A$	11310 mm <sup>2</sup>	Fläche $A$	97,4 mm <sup>2</sup>
E-Modul $\Upsilon$	215000 N/mm <sup>2</sup>	E-Modul $\Upsilon$	8100 N/mm <sup>2</sup>
Steifigkeit $\Upsilon A$	2431650 kN	Steifigkeit $\Upsilon A$	789 kN
$\Upsilon A_M \approx 3082 \Upsilon A_P$			
$m$	$2 * 3082 \text{ g}$	$m$	50 g
$m_M \approx 124 m_P$			

Tabelle 9: Vergleich der Größe der Energiereservoirs im ZMS mit einer Rohrprobe

Das Verhalten des ungefesselten ZMS ändert sich während eines langen Schwingversuchs nur minimal. Abbildung 46 zeigt den Verlauf der Resonanzfrequenz während eines Ermüdungsversuchs über insgesamt  $2 \cdot 10^7$  Lastwechsel. Insgesamt bleibt die gemessene Resonanzfrequenz in einem schmalen Band von 5 Hz bis auf zwei deutlich sichtbare Ausreißer. Diese Ausreißer der Resonanzfrequenz bei  $5 \cdot 10^6$  Lastwechsel und  $1 \cdot 10^7$  Lastwechsel sind durch einen Neustart der Regelung zu beiden Zeitpunkten zu erklären. Typisch für die Versuche am ZMS ist das leichte Abfallen der Resonanzfrequenz während der ersten  $10^6$  Lastwechsel. Dieser Effekt ist jedoch nicht mit der ersten Phase des typischen Ermüdungsverhaltens von Faserverbundwerkstoffen zu verwechseln. REIFSNIDER fasst dieses Ermüdungsverhalten zusammen und bezeichnet den Übergang zwischen der ersten und zweiten Ermüdungsphase als *characteristic damage state*<sup>93</sup>. Dieser wird durch eine Sättigung mit Schäden in der Matrix beschrieben.


Abbildung 46: Verlauf der Resonanzfrequenz während eines Ermüdungsversuchs im ungefesselten ZMS über  $2 \cdot 10^7$  Lastwechsel

Der Abfall der Resonanzfrequenz des ZMS nach den ersten  $10^6$  Lastwechsel ist jedoch nicht auf einen solchen Schädigungszustand zurückzuführen. Die Probe ist auch am Ende des gesamten hier gezeigten Ermüdungsversuchs mit  $2 \cdot 10^6$  Lastwechsel frei von sichtbaren Schäden. Das Auftreten dieses Effekts lässt sich somit nur durch zwei Vorgänge erklären. Zum einen können dies Setzungseffekte in der Einspannung sein und zum anderen ein

<sup>93</sup>siehe [10] S. 109 Fig. 3

Ermüdungseffekt in der Probe, der nicht sichtbar ist. Eine abschließende Erklärung dieser Fragestellung kann in dieser Arbeit jedoch nicht gegeben werden.

Die maximale Dehnung, die mit dem ungefesselten ZMS erreicht wird, ist, wie bereits mehrfach erwähnt, nur von der Dämpfung der Probe abhängig. Da der ungefesselte ZMS den gefesselten ZMS stark ähnelt, muss auch hier von einer geringen maximalen Dehnung ausgegangen werden. Wird die Probe, wie sie auch für den Ermüdungsversuch in Abbildung 46 genutzt wird, mit der maximalen Anregungsamplitude beaufschlagt, so ergeben sich auch bei dem ungefesselten ZMS weniger als 0,2 % maximale Dehnung. Abbildung 47 zeigt

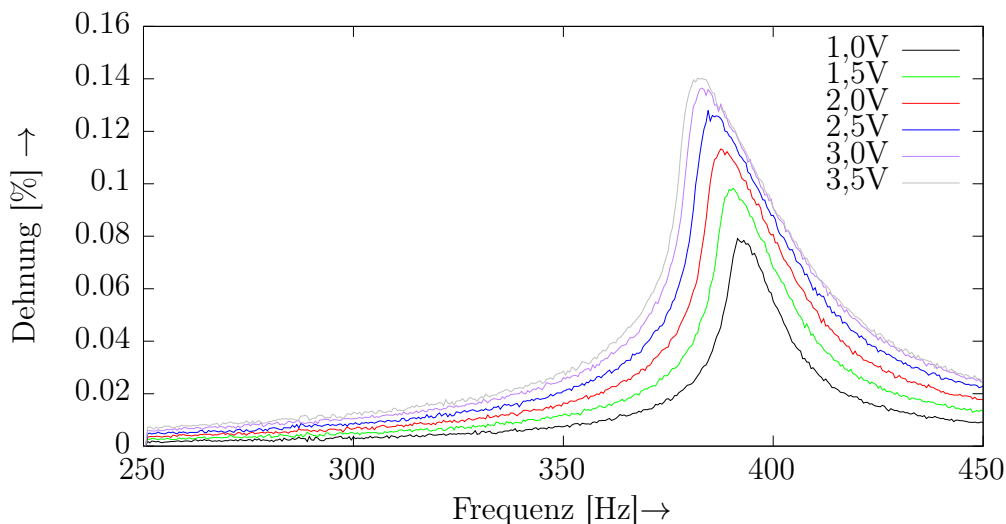


Abbildung 47: Amplitudengang der Dehnung der Probe bei verschiedenen Ansteueramplituden des Piezoaktuators

eine Messung, bei der die hier diskutierte Probe mit verschiedenen Anregungsamplituden beaufschlagt wird. Die Amplituden werden zwischen 1 V und 3,5 V variiert, die maximale Amplitude, mit der der Piezoaktuator angeregt werden kann, beträgt 5 V.

Bei einer Anregungsamplitude von 1 V ergibt sich eine Dehnung von 0,08 %. In einem linearen System müsste sich die Dehnung mit verdoppelter Anregung ebenso verdoppeln. Bei einer Anregungsamplitude von 2 V müssten also 0,16 % Dehnung erreicht werden. Die Messung in Abbildung 47 ergibt jedoch nur 0,11 %. Noch drastischer ist der Unterschied bei 3,5 V, wo theoretisch 0,28 % Dehnung erreicht werden müssten. Gemessen werden aber nur 0,14 % Dehnung. Dies ist ein erstes Indiz auf ein nichtlineares Verhalten des ungefesselten ZMS.

Weiterhin fällt auf, dass die maximale Dehnung in jedem der aufgenommenen Amplitudengänge bei einer anderen Anregungsfrequenz erreicht werden. Mit steigender Anregungsamplitude fällt die Resonanzfrequenz des ungefesselten ZMS ab. Bei einer Anregungsamplitude von 3,5 V beträgt der Unterschied bereits 20 Hz im Vergleich zur Anregung mit 1 V Amplitude. Dies ist ein zweites Indiz auf ein nichtlineares Verhalten.

Zur besseren Sichtbarkeit der beiden Effekte zeigt Abbildung 48 dieselben Messwerte wie Abbildung 47, allerdings hier normiert mit der Anregungsamplitude. Bei einem linearen Verhalten müssten alle Messkurven aufeinander liegen. Hier sind die Abweichungen deutlich zu erkennen.

Ein weiteres Indiz für ein nichtlineares Verhalten des ZMS liefert die Betrachtung der Halbwertsbreite. Diese kann zur Abschätzung der Dämpfung eines Systems herangezogen

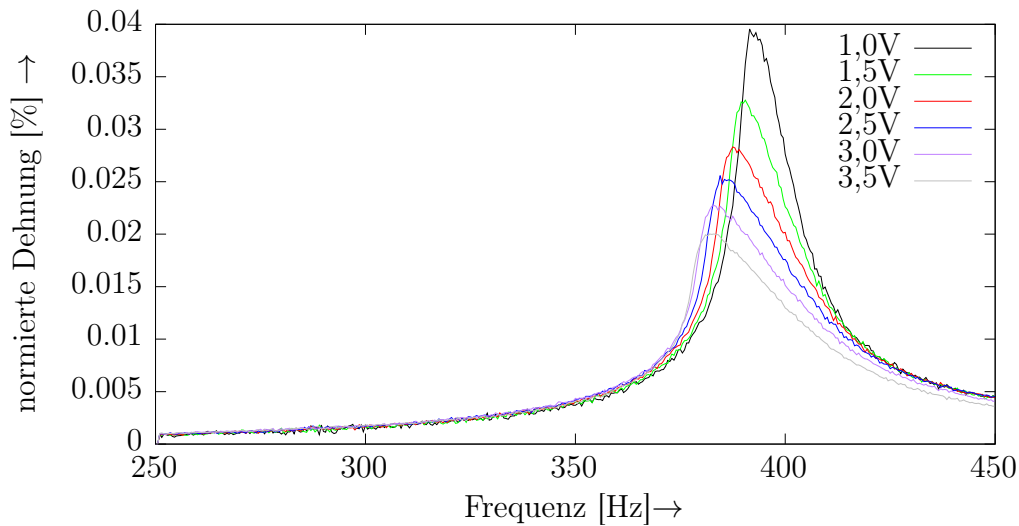


Abbildung 48: Amplitudengang der Dehnung der Probe, normiert auf die Anregungsamplitude

werden und ist durch

$$\Delta f_{0,5} = 2\delta f_d \quad (87)$$

definiert. Somit kann die Lehrsche Dämpfung über

$$\delta = \frac{\Delta f_{0,5}}{2f_d} \quad (88)$$

berechnet werden. Diese sollte für ein lineares System ebenfalls unabhängig von der Anregungsamplitude sein. Tabelle 10 zeigt die berechneten Dämpfungen für den untersuchten ZMS in Abhängigkeit von der Anregungsamplitude. Dabei ist klar erkennbar, dass eine Abhängigkeit der Dämpfung von der Amplitude besteht, was ein drittes Indiz für ein nichtlineares Verhalten ist.

Amplitude	$f_d$	$\varepsilon$	$\Delta f_{0,5}$	$\delta$
1,0 V	393 Hz	0,078 %	19,0 Hz	2,4 %
1,5 V	390 Hz	0,098 %	23,5 Hz	3,0 %
2,0 V	387 Hz	0,113 %	28,0 Hz	3,6 %
2,5 V	385 Hz	0,126 %	31,0 Hz	4,0 %
3,0 V	383 Hz	0,136 %	33,5 Hz	4,4 %
3,5 V	382 Hz	0,140 %	34,5 Hz	4,5 %

Tabelle 10: Berechnete Dämpfungswerte anhand der Halbwertsbreite in Abhängigkeit von der Anregungsamplitude des Aktuators

Schlussendlich fällt die Asymmetrie der Amplitudengänge auf. Die Steigung der Amplitudengänge auf der linken Seite der Resonanz in Abbildung 47 ist deutlich größer als die Steigung auf der rechten Seite der Resonanz. Dieses Verkippen der Resonanz zu kleineren Frequenzen hin tritt üblicherweise bei Systemen mit einer degressiven Steifigkeit auf. Das stellt abschließend ein weiteres starkes Indiz für ein nichtlineares Verhalten dar.

Somit muss für den ungefesselten ZMS festgestellt werden, dass eine lineare Betrachtung des Schwingverhaltens zwar gute erste Näherungswerte liefert, für eine exakte Beschreibung des ZMS müsste jedoch eine nichtlineare und somit deutlich komplexere Beschreibung verwendet werden. Da die lineare Betrachtung aber zu hinreichend genauen Kennwerten für die in dieser Arbeit betrachteten Systeme führt, wird auf eine exakte nichtlineare Beschreibung verzichtet.

Letztlich überwiegt die Erkenntnis, dass der ungefesselte ZMS in der Lage ist, einen definierten Belastungszustand in der Probe zu erzeugen. Prinzipbedingt ist die Belastung im Prüfbereich einachsrig und gradientenfrei, wodurch die Korrelation von Belastung und der daraus entstehenden Schädigung prinzipiell möglich ist. Dabei ist die Struktur des ungefesselten ZMS einfach aufgebaut, was eine analytische Vorhersage des Verhaltens ermöglicht. Das ist insbesondere hilfreich, da die Probe einen entscheidenden Einfluss auf das Schwingverhalten des ZMS hat. Für jedes neue Material oder jede neue Probengeometrie kann entsprechend schnell eine Vorhersage getroffen werden. Die Resonanzfrequenz des ZMS ist in gewissen Maßen einstellbar und garantiert somit eine schnelle Ermüdungsprüfung bis in den VHCF-Bereich hinein.

Für das hier untersuchte  $\pm 45^\circ$ -Laminat ist die erreichbare Dehnung mit der gewählten Probengeometrie jedoch zu gering, um Schäden in der Probe hervorzurufen.

### 5.2.6. Zusammenfassung der Prüfkonzepte

Die hier vorgestellten Verfahren zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von FVW im VHCF-Bereich zielen darauf ab, einen definierten Belastungszustand in der Probe herzustellen. Dies ist wichtig, um im Nachgang die Korrelation zwischen entstandenem Schaden und verursachendem Spannungszustand zu identifizieren. Allen untersuchten Verfahren ist dabei gleich, dass sie auftretende Massenkräfte des Prüfstands gezielt nutzen. Bei klassischen Prüfverfahren werden diese Massenkräfte unterdrückt, was, im Verhältnis zur Probe, zu großen und komplexen Prüfständen führt.

Mit den drei vorgestellten Verfahren des RKS, EMS und ZMS kann gezeigt werden, dass es Prüfverfahren für Ermüdungsuntersuchungen an FVW gibt, die auf der Nutzung von Massenkräften basieren. Bei zwei Verfahren, dem EMS und ZMS, kann zusätzlich dazu ein einachsiger Belastungszustand erzeugt werden. Im Vergleich dazu wird im RKS ein Belastungszustand erreicht, der lediglich in einem kleinen Volumen der Probe als annähernd einachsrig bezeichnet werden kann. Hinzu kommt, dass der RKS deutlich komplexer in der Auslegung ist als EMS und ZMS, denn der RKS muss mitsamt der Probe so ausgelegt werden, dass stehende Wellen bei der gewünschten Prüffrequenz erzeugt werden. Damit ist der RKS aber auch sehr sensibel gegenüber Veränderungen in der Probe, da bereits eine leichte Veränderung der Eigenfrequenz der Probe zum Abbruch der Prüfung führen kann. Denn dadurch ist nicht mehr gewährleistet, dass die Wellenlängen von Probe und Prüfstand übereinstimmen. Auch werden RKS in dem angestrebten Frequenzbereich für die Ermüdungsprüfung sehr groß.

EMS und ZMS basieren, im Gegensatz zum RKS, auf der Trennung der Energiereservoirs für kinetische und potentielle Energie. Da die Probe in diesem Fall das potentielle Energiereservoir bereitstellt und die Einspannungen mit Zusatzmassen die kinetischen Energiereservoirs, führen Veränderungen in der Probe nicht zum Versagen des Prüfprinzips, sondern lediglich zu einem veränderten Schwingverhalten des Prüfstands. Beim EMS kann dieses veränderte Verhalten aber dazu führen, dass der Prüfstand, beziehungsweise der Piezoaktuator, beschädigt werden.

Der ZMS bleibt somit als einziges Prüfverfahren übrig, das für die Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von FVW im VHCF-Bereich in dem gewählten Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 1000 Hz geeignet ist.

Bei jedem Prüfverfahren, das auf der Trennung der Energiereservoirs basiert, muss das Zusammenspiel zwischen Steifigkeiten und Massen im Prüfstand betrachtet werden. Die Trennung der Energiereservoirs muss für jeden Werkstoff und jede Probengeometrie erneut nachgewiesen werden. Schwere oder besonders steife Proben können zu einer nicht vollständigen Trennung der Reservoirs führen. Das führt wiederum zu einem Belastungszustand in der Probe, der nicht mehr als einachsige und gradientenfrei betrachtet werden kann.

Der ZMS ist somit, im Gegensatz zu klassischen Prüfverfahren, deutlich aufwändiger in der Auslegung der Probe zusammen mit dem Prüfstand. Er ist in seinem Aufbau jedoch einfacher als klassische Prüfmaschinen und erreicht deutlich höhere Prüffrequenzen. Für die schnelle Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von FVW im VHCF-Bereich ist der ZMS somit ein geeignetes Prüfverfahren.

### 5.3. Auswahl geeigneter Aktuatoren

Für die hochfrequente Ermüdung von Werkstoffen wird ein Aktuator benötigt, der große Stellwege und große Kräfte bei hohen Frequenzen bereitstellen kann. Vor allem die Kombination aus zugleich großem Stellweg *und* großer Kraft stellt eine Herausforderung dar, da Aktuatoren bei hohen Frequenzen gegen ihre eigene Massenträgheit arbeiten. Daher finden sich in dem Frequenzbereich bis 1000 Hz, der für eine schnelle, resonante Ermüdungsprüfung notwendig ist, meist Aktuatoren, die entweder große Stellwege *oder* große Kräfte erzeugen. Aktuatoren mit großen Stellwegen sind aus möglichst leichten Komponenten aufgebaut, die wenig Massenträgheit besitzen und somit große Beschleunigungen zulassen. Aktuatoren, die große Kräfte erzeugen, sind zumeist aus massiven, schweren Komponenten aufgebaut, die jedoch nur geringe Beschleunigungen zulassen. Die konkrete Herausforderung besteht somit darin, ein Optimum zwischen Stellweg und Kraft bei Frequenzen bis 1000 Hz zu finden.

In dieser Betrachtungsweise lassen sich Aktuatoren in zwei Kategorien unterteilen, einerseits Aktuatoren, die neben den statisch lasttragenden Bauteilen ein weiteres Medium brauchen, um Lasten zu erzeugen. Hydraulikaktuatoren veranschaulichen diese Kategorie sehr gut. Alle Baugruppen werden aus massiven Stahlteilen gefertigt und schließlich durch unter Druck stehendes Öl bewegt. Das Öl erzeugt also nicht nur die Last und den Stellweg, sondern muss auch den Kolben im Zylinder beschleunigen.

In der zweiten Kategorie werden die Aktuatoren vereint, deren lasttragende Bauteile zugleich in der Lage sind, Lasten zu erzeugen, ein zweites Medium entfällt. Aktive Materialien, wie zum Beispiel Polyvinylidenfluorid oder Blei-Zirkonat-Titanat (PZT), erzeugen aufgrund ihrer inneren Materialstrukturen die Lasten in sich selbst. Der große Vorteil daran ist, dass die lasterzeugende Phase, hier das aktive Material, nur seine eigenen Massenkräfte überwinden muss und nicht zusätzlich die Massenkräfte einer weiteren passiven Phase. Das ist für die Anwendung in einem resonant arbeitenden Prüfsystem, das die eigenen Massenkräfte bewusst nutzt, äußerst vorteilhaft. Daher wird für resonant arbeitende Prüfverfahren meist auf piezoelektrische Wandler auf der Basis von PZT zurückgegriffen<sup>94</sup>. Diese sind durch ihre hohe Steifigkeit und großen Blockierkräfte ideal für dynamische Anwendungen und können hohe Frequenzen erreichen. Dies geht allerdings zulasten des

---

<sup>94</sup>vgl. [46]

maximal erreichbaren Stellwegs. Die hohen Kräfte erlauben aber die Verwendung von Stellwegvergrößerungssystemen.

Physikalisch basiert der piezoelektrische Effekt darauf, dass in den elementaren Kristallzellen der Keramik keine Symmetrie herrscht. Dadurch entsteht ein verschobener elektrischer Ladungsschwerpunkt und somit ein Dipol. Zunächst hat jede Kristallzelle einen statistisch ausgerichteten Dipol. Durch Anlegen eines mehrere  $\frac{kV}{mm}$  starken elektrischen Feldes können diese elementaren Dipole ausgerichtet werden. Durch diesen Vorgang der Polarisation wird der piezoelektrische Effekt der einzelnen Kristallzelle über den gesamten Kristall aufsummiert und ist an den Oberflächen der Keramik als Ladungsverschiebung messbar.<sup>95</sup>

Je nach Wirkungsrichtung wird zwischen dem *direkten* und *inversen* piezoelektrischen Effekt unterschieden. Für die Anwendung als Aktuator ist der inverse piezoelektrische Effekt nutzbar, denn er wandelt elektrische in mechanische Größen. Beschrieben wird der Effekt durch die konstitutive Gleichung des inversen piezoelektrischen Effekts:

$$\varepsilon_j = s_j^E \cdot \sigma_j + d_{ij} \cdot E_i \quad (89)$$

Die Dehnung  $\varepsilon_j$  in  $j$ -Richtung ergibt sich somit aus zwei Summanden. Zum einen ist dies die mechanische Dehnung, die durch das Produkt aus Elastizität  $s_j^E$  in  $j$ -Richtung und der mechanischen Spannung  $\sigma_j$  in derselben Richtung bestimmt wird.  $s_j^E$  ist dabei die Elastizität bei gleichbleibender Feldstärke. Zum anderen wird die aktive Dehnung der Keramik hinzu addiert, die über das Produkt aus piezoelektrischer Ladungskonstante  $d_{ij}$  und Feldstärke  $E_i$  gebildet wird. Für die Ladungskonstante  $d_{ij}$  ist der doppelte Index notwendig, da die Kopplung der mechanischen und elektrischen Größen nicht nur auf eine Raumrichtung beschränkt ist. Somit kann das Feld in einer anderen Raumrichtung ausgerichtet sein als die mechanische Spannung, ebenso wie die aktiv genutzte Dehnung.

Verschiedene Aktuatoren werden daher auch nach der Richtung des elektrischen Feldes in Bezug auf die mechanisch genutzte Raumrichtung bezeichnet. Die wichtigsten Anwendungen sind dabei die  $d_{31}$  und  $d_{33}$ -Aktuatoren. Bei  $d_{33}$ -Aktuatoren liegen Feldrichtung und mechanisch genutzte Richtung auf einer räumlichen Achse. Diese Aktuatoren bieten dadurch die beste mechanische Performance.  $d_{31}$ -Aktuatoren nutzen mechanisch eine Raumrichtung, die orthogonal zur Feldrichtung liegt. Die Kopplung zwischen elektrischem Feld und mechanischer Dehnung erfolgt hier indirekt über die Querkontraktion der Keramik. Diese Aktuatoren besitzen daher eine geringere Performance als  $d_{33}$ -Aktuatoren, sind aber deutlich leichter zu fertigen.

Elektrisch gesehen sind PZT-Keramiken Kondensatoren, die um eine mechanische Impedanz erweitert werden. Somit wirken, durch die elektromechanische Kopplung der PZT-Keramiken, mechanische Eigenschaften zurück in die elektrischen Eigenschaften.<sup>96</sup> Auch aus der Betrachtung der mechanischen Eigenschaften gibt es eine Rückwirkung der elektrischen Eigenschaften auf die mechanischen Eigenschaften der PZT-Keramik.

Wie bereits erwähnt, besitzen Piezokeramiken die elektrischen Eigenschaften eines klassischen Kondensators. Somit ist auch der rein elektrische Anteil der Impedanz einer Piezokeramik:

$$Z_C = \frac{1}{j\omega C} \quad (90)$$

Hierbei wird die Frequenzabhängigkeit der Impedanz deutlich. Bei steigender Frequenz des elektrischen Signals wird die Impedanz geringer. Es baut sich somit innerhalb der Keramik

---

<sup>95</sup>siehe [47] S.327ff. und [41] S.14ff.

<sup>96</sup>Eine detaillierte Herleitung und Erklärung dieses Effekts findet sich in [48] S.52ff.

ein elektrisches Feld mit einer verringerten Amplitude der Feldstärke auf. Ebenso reduziert sich der erreichbare Stellweg bei gleichbleibender elektrischer Anregungsamplitude. Die vom Hochvoltverstärker bereitgestellte elektrische Leistung kann also mit zunehmender Anregungsfrequenz nicht mehr vollständig durch die PZT-Keramik in mechanische Leistung umgesetzt werden.

Da Aktuatoren auf Basis von PZT-Keramiken aber diese direkte Wandlung einer elektrischen Größe in eine mechanische Größe bieten und dabei eine hohe mechanische Steifigkeit besitzen, sind sie für die Verwendung in resonant arbeitenden Prüfsystemen besonders geeignet. Für die Anwendung in dieser Arbeit wird ein Aktuator genutzt, der die beste Performance des piezoelektrischen Effekts ausnutzt, ein gestapelter  $d_{33}$ -Aktuator.

## 5.4. Regelung des Prüfstands

Wie bereits in Kapitel 5.2.5 gezeigt, verhält sich der Prüfstand generell sehr gutmütig. Jedoch beeinflussen Änderungen in der Probe das Verhalten des Prüfstandes erheblich. Durch wachsende Schäden und Temperatureinflüsse verändern sich die Eigenfrequenz und die Resonanzüberhöhung, was eine Regelung des Prüfstandes unabdingbar macht. Dadurch kann sichergestellt werden, dass über den gesamten Prüfzeitraum die Belastung der Probe konstant gehalten wird.

Als Zielgröße der Regelung wird für diese Arbeit die Dehnung der Probe gewählt, Grundlage dafür ist die Betrachtungsweise nach TALREJA<sup>97</sup>. Seiner Ansicht nach ist die Normierung der Ermüdungsversuche an Faserverbundwerkstoffen auf die Anfangsdehnung sinnvoll, da die Festigkeiten vom jeweiligen Faservolumengehalt der Probe abhängen. Dadurch ergibt sich für jeden Faservolumengehalt scheinbar eine eigene Wöhlerlinie. Normiert auf die Anfangsdehnung des Ermüdungsversuchs fallen diese Wöhlerlinien jedoch zusammen. Somit ist eine bessere Vergleichbarkeit trotz verschiedener Probeneigenschaften gewährleistet.

Die Zielgröße, die Dehnung der Probe, ist in der Resonanz vornehmlich von zwei Faktoren abhängig. Zum einen ist dies die Anregungsamplitude, die dem System zugeführt und über die Resonanzüberhöhung verstärkt wird. Zum anderen hängt die resonante Verstärkung des Systems davon ab, wie genau die Eigenfrequenz des Systems angeregt wird. Abbildung 45 zeigt anschaulich die Schärfe der Resonanz und somit die Sensitivität auf die Anregungsfrequenz. Beide Regelgrößen, Eigenfrequenz und Anregungsamplitude, beeinflussen jeweils die Dehnung, die sich in der Probe einstellt. Folglich muss eine Regelung, die beide Größen betrachtet, beide Wirkungsweisen auf die Dehnung berücksichtigen. An die Regelung können somit folgende Anforderungen gestellt werden:

1. Die Dehnungsamplitude muss geregelt werden.
2. Die Eigenfrequenz des Prüfstandes muss detektiert und nachgeführt werden.
3. Geeignete Abbruchkriterien müssen definiert und überwacht werden, damit ein Probenversagen oder ein anderer finaler Schädigungszustand erkannt werden.
4. Die Regelung muss hinreichend schnell auf Änderungen in der Probe reagieren ohne dabei instabil zu werden.
5. Die Betriebstemperatur des Piezoaktuators muss überwacht werden, um eine Zerstörung des Aktuators durch thermische Effekte zu verhindern. Entsprechende Kühlpausen müssen über eine Hysterese gesteuert werden.

---

<sup>97</sup>vgl. [11]

Allen resonanten Systemen ist eigen, dass sie schneller auf Änderungen in der Anregungsamplitude reagieren als auf Änderungen in der Anregungsfrequenz. Gleichung (46)<sup>98</sup> zeigt deutlich, dass bei Veränderung der Anregungsfrequenz Zeit vergeht, bis der Anteil  $\hat{a}e^{-\delta t}\sin(\lambda t + \beta)$  der Schwingung abgeklungen ist. Die Änderung der Anregungsamplitude greift jedoch direkt.

Vor diesem Hintergrund kann ein Regelkreis, der die Anregungsamplitude als Stellgröße verwendet, schneller gestaltet werden als ein Regelkreis, der die Anregungsfrequenz nachführt. Der Unterschied der Zeitkonstanten der beiden Regelungen erlaubt es, die Anregungsamplitude und die Eigenfrequenz simultan als Stellgröße zu verwenden.

Kern des Reglers, der in dieser Arbeit betrachtet wird, ist die Regelung der Dehnungsamplitude. Das ist der Regelkreis, der am schnellsten gestaltet werden muss, und somit ist er der kritische Punkt der Regelung. Jedes Regelungskonzept, das in Betracht gezogen wird, muss also ohne Ausnahmen den Anforderungen an die Amplitudenregelung gerecht werden.

Die Regelgröße ist, wie bereits erwähnt, die Dehnung der Probe. Diese wird über das Differenzsignal der beiden Lasertriangulatoren bestimmt<sup>99</sup>. Die Differenz wird zu jedem Messzeitpunkt aus den aktuellen Messwerten gebildet. Dieses Verfahren garantiert, dass die echte Dehnung, unabhängig von der Phasenlage der Messsignale der Lasertriangulatoren, bestimmt wird. Dieses Differenzsignal bildet die Regelgröße des Regelkreises. Das durch die Amplitudenmessung gewonnene Signal wird dann mit der Führungsgröße verglichen und die Regeldifferenz auf den PI-Regler gegeben. Die daraus berechnete Reglerausgangsgröße wird dann wiederum über das Stellglied, also den Hochvoltverstärker und Piezoaktuator, an das System zurückgegeben. Der somit geschlossene Regelkreis ist in Abbildung 49 dargestellt.

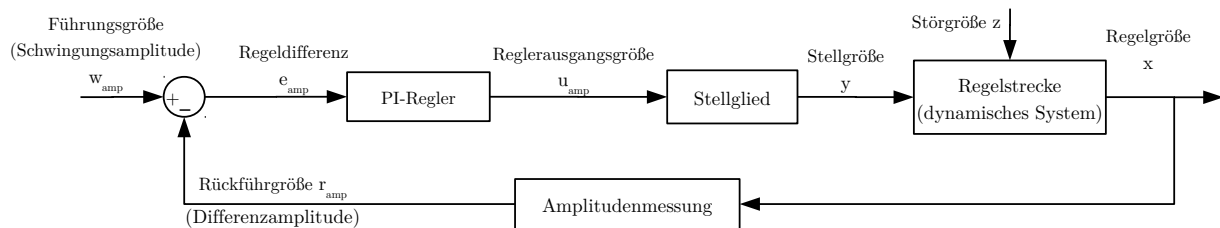


Abbildung 49: Struktur des Amplitudenregelkreises

Damit der Regelkreis stabil und robust bleibt, muss die Abtastungsfrequenz der Messsignale hinreichend hoch sein. Ebenso muss die Verarbeitung der Rechenaufgaben schnell genug sein, damit die Zeitkonstanten des Reglers kleiner sind als die des zu regelnden Prüfstands. Erreicht wird das nur, wenn die höchste zu regelnde Frequenz überhaupt erfasst werden kann. Das Nyquist-Kriterium sagt hierfür aus, dass mindestens mit der doppelten Frequenz des abzutastenden Signals abgetastet werden muss. Dieser Wert ist als theoretische Untergrenze zu sehen, in der Praxis hat sich eine Abtastung mit der mindestens zehnfachen Frequenz als sinnvoll herausgestellt, um genügend Overhead für die Signalverarbeitung und -filterung zu erhalten. Bei einer Prüffrequenz, die zwischen 100 und 1000 Hz liegen soll, muss die Abtastung also mindestens mit 10 kHz erfolgen.

Die Regelungsaufgabe selbst, die in dieser Arbeit betrachtet wird, erfordert jedoch keine Taktfrequenz von 10 kHz vom Regler. Die Dehnungsamplitude und Eigenfrequenz können

<sup>98</sup> $x(t) = \hat{a}e^{-\delta t}\sin(\lambda t + \beta) + C\sin(\omega_x t - \Phi)$

<sup>99</sup>In Abbildung 71 im Anhang sind die Lasertriangulatoren zu erkennen. Das Verfahren der Dehnungsmessung für die Regelung wird in Kapitel 6.1 diskutiert.



je Lastzyklus nur einmal bestimmt werden. Somit ist die Berechnung seitens des Reglers auch nur einmal je Lastzyklus möglich. Die Taktung des Reglers sollte somit ähnlich der Eigenfrequenz des Systems sein.

Zusammen mit der Signalverarbeitung ergibt sich eine komplexe Regelungsaufgabe, die nur durch zwei verschiedene Reglerarten gelöst werden kann. Zum einen sind dies *analoge Regler* und zum anderen *schnelle digitale Regler*.

*Analoge Regler* bieten den entscheidenden Vorteil, dass sie theoretisch beliebig hochfrequente Signale verarbeiten können. Durch das direkte Verschalten von Signalen und logischen Größen entstehen extrem kurze Latenzzeiten. Das Verschalten von Signalen mit analogen Bausteinen ist wiederum sehr komplex. Für bestimmte Aufgaben, wie zum Beispiel die Amplitudenmessung, gibt es vorgefertigte Bauelemente. Auch ein PI-Regler ist als analoges Bauelement verfügbar. Allerdings sind diese Bauelemente in ihrem Aufbau sehr starr ausgelegt und erlauben nur minimale Anpassungen. Ebenso sind komplexere Regelungsverfahren, wie zum Beispiel heuristische Verfahren, mit analogen Bauelementen kaum umsetzbar. In dieser Arbeit wird jedoch eine hohe Anpassbarkeit des Reglers vorausgesetzt, da das Schwingverhalten der Proben durchaus stark variieren kann. Hinzu kommt, dass der Regler, wenn möglich, auch der Datenerfassung dienen soll, was mit analogen Elementen so gut wie nicht umsetzbar ist.

Somit bleibt als einzige Alternative die Verwendung eines *schnellen digitalen Reglers*. Allen digitalen Reglern ist gemein, dass sie zur Kommunikation mit der analogen Umwelt zwei Wandler brauchen, dies sind Analog-Digital-Wandler (A/D-Wandler) und Digital-Analog-Wandler (D/A-Wandler). Diese Wandler arbeiten in Takten und lesen je Takt den Wert am Eingang aus und berechnen daraus den Wert am Ausgang des Wandlers. Dieser Takt der Wandler muss ebenso, wie die Taktung der eigentlichen Regelung, über 10 kHz liegen, um eine hinreichend genaue Erfassung des Schwingverhaltens zu garantieren. Für die Amplitudenregelung, die in Abbildung 49 gezeigt wird, bedeutet das beispielsweise, dass die Reglerausgangsgröße durch einen D/A-Wandler und die Regelgröße durch einen A/D-Wandler verarbeitet wird. Das Stellglied, die Stellgröße, die Regelstrecke mit Störgröße und die Regelgröße sind somit die analogen Komponenten des Regelkreises. Alle anderen Komponenten arbeiten digital.

Im digitalen Teil des Regelkreises wird die Dehnungsamplitude berechnet, die Rückführgröße mit der Führungsgröße verglichen, die eigentliche PI-Regelung ausgeführt und die Reglerausgangsgröße bereitgestellt. Diese Aufgaben sind rechenaufwändig und bedürfen eines entsprechend leistungsstarken digitalen Reglers, der trotzdem Taktfrequenzen von über 10 kHz an den Wandlern ermöglicht.

Die Regelung der Dehnungsamplitude ist eine vergleichsweise überschaubare Regelaufgabe, da die Führungsgröße konkret vorgegeben wird und mit einem Messwert verglichen werden kann. Bei der Detektion der Eigenfrequenz und Regelung der Anregungsfrequenz sind diese Aufgaben nicht so eindeutig zu formulieren. Da die Eigenfrequenz eine Systemeigenschaft ist, kann sie nicht als Führungsgröße vorgegeben werden. Hinzu kommt, dass die Eigenfrequenz des Systems überdeckt wird von der Anregungsfrequenz. Die Gleichung  $x(t) = \hat{a}e^{-\delta t}\sin(\lambda t + \beta) + C\sin(\omega_x t - \Phi)$  zeigt, dass nach dem Einschwingvorgang die Antwort des System von der Anregung bestimmt wird. Somit bleiben zur Nachführung der Anregungsfrequenz auf die Eigenfrequenz nur zwei Verfahren. Ein Verfahren misst eine Hilfsgröße, die Rückschlüsse auf die Eigenfrequenz zulässt, ohne dabei die Eigenfrequenz direkt zu bestimmen. Dazu wird eine *Phasenregelschleife* (PLL) verwendet. Das andere Verfahren nutzt einen *heuristischen Suchalgorithmus*, um die Eigenfrequenz zu detektieren.

Bei einer *PLL* muss zunächst festgelegt werden, zwischen welchen Signalen die Phasendif-

ferenz bestimmt werden soll. Dazu bieten sich die Differenzen zwischen dem Anregungssignal und einem der beiden Signale der Lasertriangulatoren oder aber auch die Phasendifferenz zwischen den beiden Signalen der Lasertriangulatoren an. Diese Phasendifferenz wird detektiert und über einen PI-Regler mittels einer Änderung der Anregungsfrequenz wieder an den Prüfstand gegeben. Abbildung 50 zeigt den konkret verwendeten Regelkreis für die PLL. Der obligatorische Teil der PLL ist mit durchgezogenen Pfeilen gekennzeichnet. Dieser

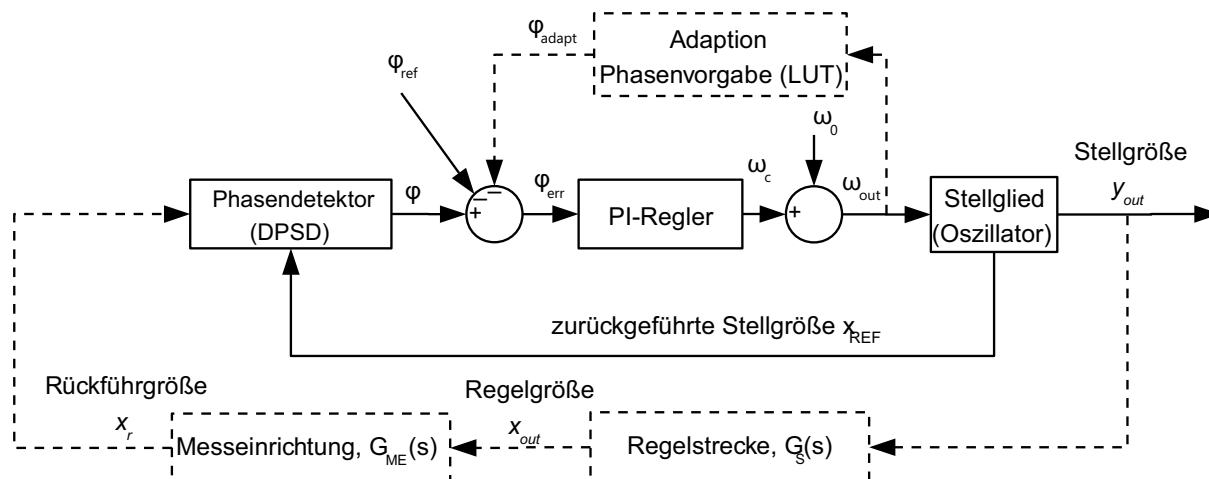


Abbildung 50: Schaltbild der Phasenregelschleife

Signalfluss betrachtet zur Regelung jedoch nur das Signal, das an den Piezoverstärker gegeben wird. Somit wird das eigentliche Verhalten der Regelstrecke durch die PLL nicht erfasst. Ebenso werden Latenzen, die in der Messstrecke auftreten, nicht betrachtet. Diese Latenzen können aber zu einer unsicheren Bestimmung der Phasenlage führen. Dadurch kann keine präzise Regelung garantiert werden. Daher wird über den unteren gestrichelten Pfad in Abbildung 50 das Verhalten des Prüfstands und der Messeinrichtung mit betrachtet. Dies garantiert eine bestmögliche Überwachung des realen Verhaltens des Prüfstands. Allerdings werden systembedingte Latenzzeiten nicht berücksichtigt. Vor allem die Filtervorgänge, wie auch das Verhalten des Piezoverstärkers, verursachen Latenzen, die die exakte Berechnung der Phase beeinträchtigen. Hierfür wird zusätzlich der obere gestrichelte Pfad in Abbildung 50 eingeführt, der eine Look-Up-Table (LUT) beinhaltet, die die Latenzzeiten erfasst und ausgleicht. Dadurch entsteht ein Regelkreis, der deutlich komplexer als eine klassische PLL ist, jedoch präzise und stabil arbeitet.

Bei der Regelung über eine PLL muss die Beziehung der zu vergleichenden Signale zueinander klar sein, ebenso wie die exakte Phasenlage, die geregelt werden soll. Für theoretische, ungedämpfte Systeme lässt sich diese exakt bestimmen. Abbildung 51 zeigt beispielsweise ein Bode-Diagramm eines PT2-Gliedes. Hier ist die Phasenlage im ungedämpften System exakt  $90^\circ$ . Die lila eingefärbte Kurve steht für ein geringes Dämpfungsmaß von  $D = 0,1$ . In diesem Fall beträgt die Phasenverschiebung, die das PT2-Glied verursacht, nahezu  $90^\circ$ . Mit steigender Dämpfung sinkt die gedämpfte Eigenfrequenz jedoch. Das ist insbesondere bei der gelb eingefärbten Kurve in Abbildung 51 zu erkennen, die das Verhalten eines stark gedämpften PT2-Gliedes beschreibt. Der Phasensprung um  $90^\circ$  findet davon unabhängig immer bei der Frequenz statt, die der ungedämpften Eigenfrequenz des PT2-Gliedes entspricht. Folglich muss für die Verwendung einer PLL in gedämpften Systemen vorab bestimmt werden, welche Phasenverschiebung im System bei der gedämpften Eigenfrequenz

auftritt. Diese Phasenverschiebung kann dann als Referenz für die PLL genutzt werden.

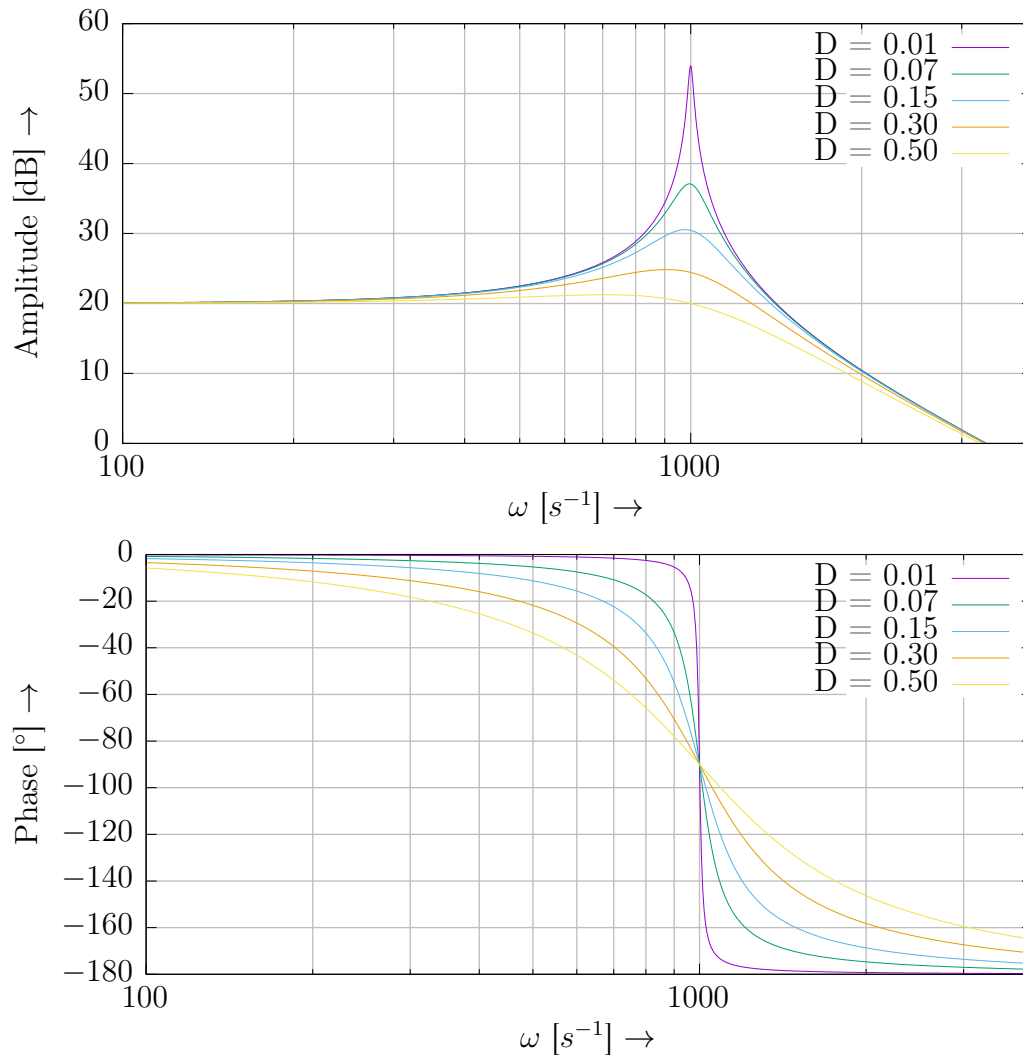


Abbildung 51: Bode-Diagramm eines PT2-Gliedes mit verschiedenen Dämpfungswerten

Somit ist für die Verwendung der PLL eine Messung des Schwingverhaltens im Bereich um die Eigenfrequenz des Prüfstands unabdingbar. Ebenso kann die PLL nur bedingt auf Veränderungen des Prüfstands während des Versuchs reagieren, da sie lediglich die Phasenlage im geregelten System überwacht. Ändert sich im System die Dämpfung, zum Beispiel durch Probenerwärmung oder wachsende Schäden, so wird dies durch die PLL nicht detektiert. Wie die Kurven in Abbildung 51 zeigen, könnte die PLL dadurch abseits der Eigenfrequenz regeln.

Diese Nachteile müssen beachtet werden, wenn der Prüfstand mithilfe einer PLL geregelt werden soll. Vorteilhaft sind jedoch die hohe Präzision und Stabilität der PLL sowie die einfache technische Umsetzung.

Soll hingegen Regelung realisiert werden, die die tatsächliche Eigenfrequenz des System detektiert und die Anregung entsprechend nachführt, muss auf ein deutlich komplexeres Verfahren zurückgegriffen werden. Da die Anzahl der Parameter, die das Schwingverhalten des Prüfstands während eines Ermüdungsversuchs beeinflussen, sehr groß ist, bietet sich in diesem Fall ein *heuristisches Suchverfahren* an. Dabei werden die beeinflussenden Parameter nicht bestimmt, sondern über ein *trial-and-error*-Verfahren die Eigenfrequenz

kontinuierlich gesucht. In dieser Arbeit wird dafür das *Nelder-Mead-Verfahren* angewendet, das eigentlich für mathematische Optimierungsaufgaben konzipiert wurde<sup>100</sup>. Der größte Vorteil des Nelder-Mead-Verfahrens (NMV) ist, dass keine detaillierten Kenntnisse über die zu optimierende Funktion erforderlich sind. Somit muss auch keine Ableitung der Funktion berechnet werden. Der Nachteil ist eine entsprechend langsame Konvergenz des Verfahrens und die erhöhte Gefahr einer Identifikation eines Nebenoptimums. Das NMV ist allgemein für einen  $n$ -dimensionalen Parameterraum gedacht. Der Regler für Nachführung der Eigenfrequenz braucht jedoch nur einen 1-dimensionalen Parameterraum, da die identifizierte Eigenfrequenz der einzige Parameter ist.

Im ursprünglichen NMV wird das Optimum gesucht und danach das Verfahren beendet. Dabei muss das Verfahren eine bestimmte Genauigkeit erreichen, die vorab definiert wird. Für die Identifikation der Eigenfrequenz und die Nachführung der Anregungsfrequenz muss das Verfahren aber kontinuierlich weiterarbeiten, da sich die Eigenfrequenz während des Versuchs ändern kann. Das NMV wird für die Anwendung bei resonanten Prüfverfahren so modifiziert, dass ein Unterschreiten der geforderten Genauigkeit nicht zum Abbruch des Verfahrens führt. Das Verfahren wird bei Unterschreiten der gesetzten Genauigkeit bewusst verstimmt, sodass eine kontinuierliche Identifikation der Eigenfrequenz sichergestellt wird.

Das NMV arbeitet, wie bereits erwähnt, heuristisch und braucht somit einen Startpunkt und eine Startrichtung für die Suche. Im NMV wird dies durch das Bilden eines *Simplex* realisiert. Ein Simplex ist das einfachste geometrische Konstrukt, das sich mit  $(n+1)$  Punkten in einem  $n$ -dimensionalen Raum bilden lässt. Bei einem resonant betriebenen Ermüdungsprüfstand wird durch das NMV lediglich die Eigenfrequenz identifiziert. Somit ist der Raum, in dem die Optimierung stattfindet, eindimensional. Im eindimensionalen Raum ist das einfachste geometrische Konstrukt eine Strecke, die durch zwei Punkte gebildet wird. Diese beiden Punkte bilden den Startbereich des NMV und ermöglichen somit die Berechnung der Startrichtung des NMV.

Wie bei allen anderen Optimierungsverfahren auch wird über das NMV ein Minimum der Zielfunktion gesucht. Die Zielfunktion ist das Verhältnis von Dehnungsamplitude, die sich in der Probe einstellt, in Abhängigkeit der Spannungsamplitude, die zur Anregung des Prüfstandes über den Piezoaktuator notwendig ist. Zwischen der erreichten Dehnungsamplitude und der dafür eingestellten Anregungsamplitude kann somit eine Effizienz berechnet werden. Wird der Prüfstand in seiner Eigenfrequenz angeregt, entspricht diese Effizienz genau der Resonanzüberhöhung des Prüfstandes. Somit ist das modifizierte NMV eine Effizienzregelung zwischen erreichter Dehnungsamplitude und Anregungsamplitude, denn in der Eigenfrequenz erreicht der Prüfstand zugleich seine höchstmögliche Effizienz. Auf diese Weise wird der Energieaufwand, der für die Erzeugung des gewünschten Dehnungsniveaus in der Probe notwendig ist, optimiert. Damit beeinflussen sich der Amplitudenregler und der Regler zur Identifikation der Eigenfrequenz gegenseitig. Dies ist solange unproblematisch, wie die Zeitkonstanten der beiden Regler hinreichend unterschiedlich sind. Die allgemeine Grundstruktur des Regelkreises mit beiden Reglern ist in Abbildung 52 dargestellt. Die Verknüpfung der beiden Regler ist deutlich zu erkennen.

Das NMV folgt dabei folgendem Grundprinzip. Es wird zunächst ein Start-Simplex betrachtet. Für die beiden Punkte des Simplex werden die entsprechenden Funktionswerte berechnet, also hier die Effizienz der Regelung. Die beiden Punkte werden dann der Effizienz nach geordnet und der Mittelpunkt des Simplex gebildet. Durch das Sortieren der beiden Punkte entsteht zugleich eine Richtungsvorgabe, denn in Richtung des Punktes mit der

---

<sup>100</sup>siehe [49]

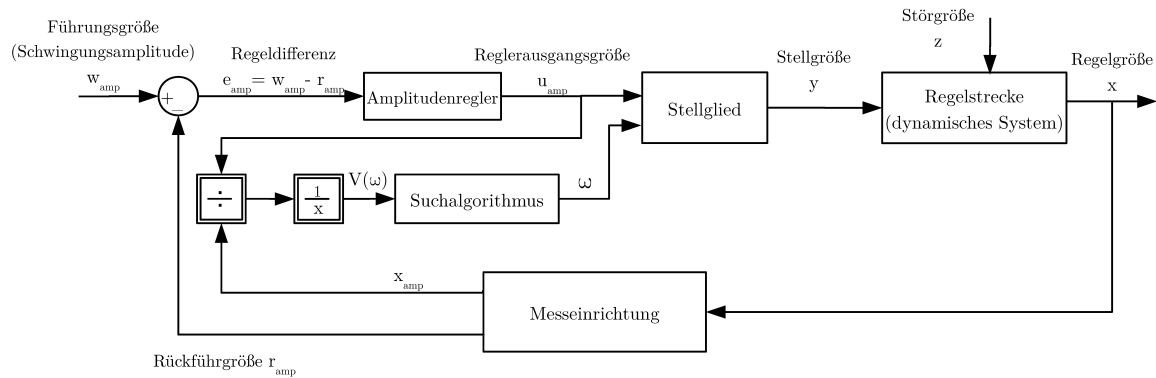


Abbildung 52: Grundstruktur der Regelung des Prüfstandes mit Regelung der Amplitude und der Identifikation und Nachführung der Eigenfrequenz

höheren Effizienz wird das Optimum erwartet. Im nächsten Schritt wird hinter dem Simplex in Richtung der besseren Effizienz ein neuer Punkt berechnet. Weist dieser neue Punkt eine höhere Effizienz auf, so wird das Simplex in Richtung des neuen Punkts erweitert und vorerst ein neues Simplex mit dem bisher besten Punkt und einem neuen Punkt in Richtung der höheren Effizienz gebildet. Ist das neue Simplex besser als das alte, so wird das Verfahren für das neue Simplex von neuem durchlaufen. Sollte der Punkt in Richtung der höheren Effizienz schlechter sein als der bisher beste Punkt, so wird das Simplex nicht erweitert. Der bisher schlechteste Punkt wird dafür näher an den besten Punkt herangezogen und das Simplex dadurch verkleinert. Dann beginnt auch für dieses neue Simplex das Verfahren von neuem. Dieser Ablauf ist schematisch mit den durchgezogenen Pfaden in Abbildung 53 dargestellt.

Durch mehrfaches Durchlaufen dieses Verfahrens wird im klassischen NMV ein sehr kleines Simplex gefunden, innerhalb dessen sich das Optimum befinden muss. Wird dieses Simplex kleiner als ein vorab gesetzter Wert  $d_{min}$ , so wird das klassische Verfahren abgebrochen.

Für die Verwendung im Ermüdungsversuch muss das Verfahren aber kontinuierlich weiterlaufen, da sich die Eigenfrequenz des Prüfstandes während des Versuchs ändern kann. Hierfür wird bei Erreichen des Wertes  $d_{min}$  das Verfahren nicht abgebrochen, sondern durchläuft einen modifizierten Zyklus. Diese Modifikation ist als gestrichelter Pfad in Abbildung 53 gezeigt. Bei Erreichen des Wertes  $d_{min}$  wird das zuletzt verwendete Simplex um den Wert  $d_{min}$  erweitert. Die Richtung der Expansion wird zufällig bestimmt und verschiebt somit den Mittelpunkt des Simplex. Das ist notwendig, damit das Verfahren nicht sofort im nächsten Rechenschritt wieder an derselben Stelle stehenbleibt. Durch diese zufällige Expansion wird somit sichergestellt, dass das Verfahren bei einer Änderung der Eigenfrequenz die neue Eigenfrequenz detektieren kann. Da die zufällige Expansion mit dem Wert  $d_{min}$  erfolgt, reagiert das modifizierte NMV relativ langsam auf Änderungen der Eigenfrequenz. Das führt zwar zu einer erheblichen Stabilität der Detektion der Eigenfrequenz, geht aber zu Lasten der Dynamik. Ein Beispiel für einen Suchlauf in einem Amplitudengang ist in Abbildung 54 gezeigt. Das NMV zeigt hier einen Überspringer des Verfahrens über die Eigenfrequenz hinweg. Trotzdem wird die Eigenfrequenz sicher detektiert. Zugleich zeigt die Abbildung, dass die Wahl des Startsimplex entscheidend für die Güte und Schnelligkeit des Suchverfahrens ist. Wird das Startsimplex zu klein gewählt, konvergiert das NMV langsam. Wird das Startsimplex zu groß gewählt, kann es zu einem Überspringen der Eigenfrequenz kommen. Dann detektiert das NMV kein Optimum, sondern läuft unbestimmt weiter, bis es einen Grenzwert erreicht, der vorab gesetzt wurde.

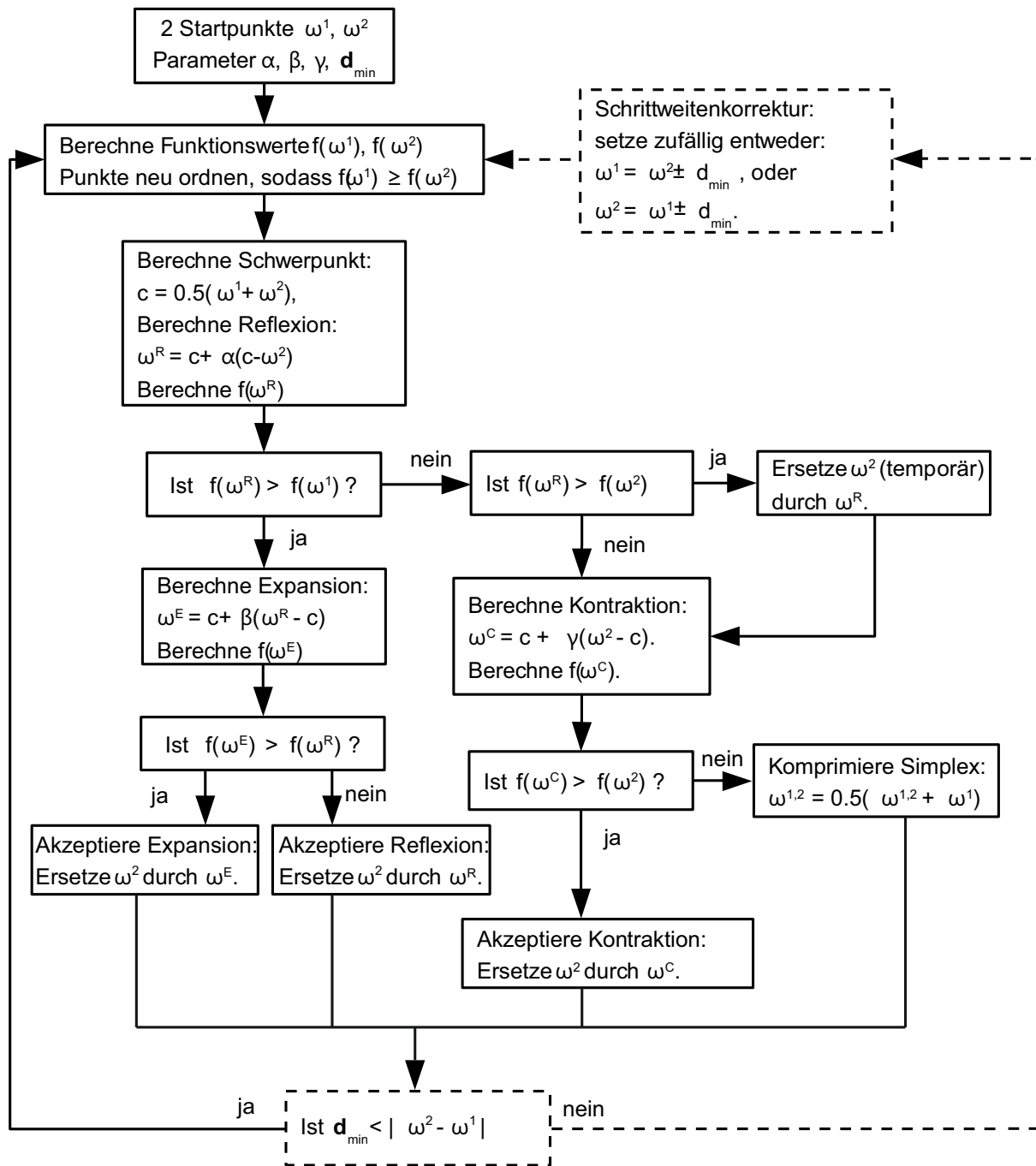


Abbildung 53: Programmablaufplan des modifizierten Nelder-Mead-Verfahrens zur Frequenzregelung

Diese Grenzwerte werden in der technischen Umsetzung notwendig, damit der gesamte Regelkreis stabil bleibt.

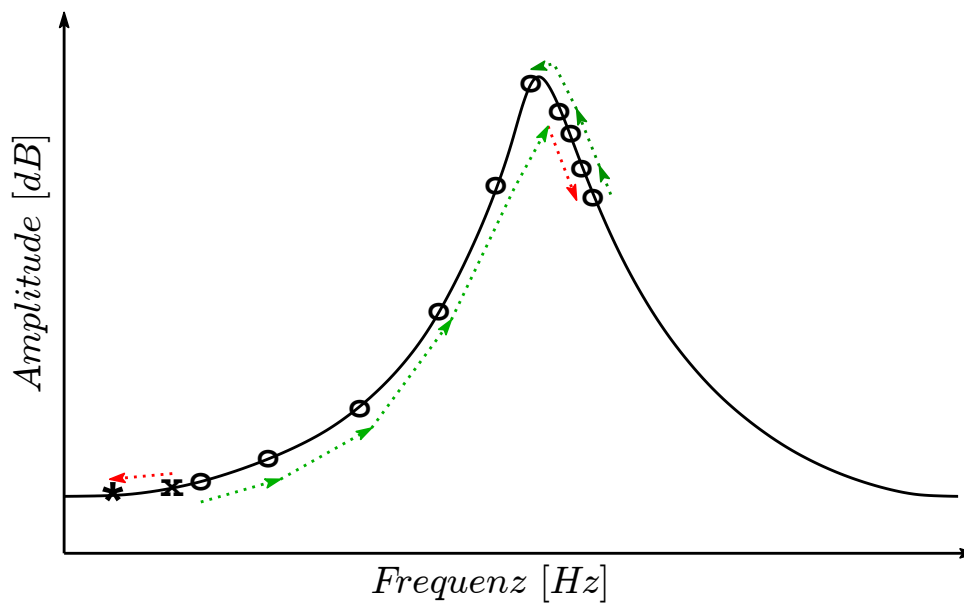


Abbildung 54: Beispiel eines Suchlaufs des modifizierten Nelder-Mead-Verfahrens in der Nähe einer Eigenfrequenz eines schwingfähigen Systems. Der Startsimplex liegt zwischen „x“ und „\*“.

Hinsichtlich der Dynamik und Stabilität der beiden Regelverfahren PLL und NMV gibt es keinen klaren Favoriten. Während die PLL anfälliger für Veränderungen in der Probe dabei aber sehr dynamisch ist, bietet das NMV eine deutliche bessere Detektion der Eigenfrequenz bei eingeschränkter Dynamik. Da die Veränderungen in der Probe, mit Ausnahme des finalen Schadenswachstums, eher langsam ablaufen, liegt eine leichte Präferenz beim NMV.

Für einen sicheren Betrieb des Prüfstandes müssen Grenzen für die Regelung definiert werden. Diese sichern einerseits die Stabilität des Reglers, andererseits dienen sie zur Detektion eines Schadens in der Probe. In beiden Fällen wird die Anregung des Piezoaktuators abgeschaltet, und der Prüfstand schwingt aus. Hinzu kommt, dass der Piezoaktor eine Erwärmung während des Betriebs erfährt. Diese ist unkritisch, solange die Curie-Temperatur des PZT-Kristalls nicht erreicht wird. Als zusätzliche Grenze muss somit eine Temperaturschwelle eingeführt werden. Das Überschreiten dieses Schwellwertes führt aber nicht zu einem finalen Abbruch des Versuchs, sondern nur zu einer Kühlpause. Die Dauer der Kühlpause wird über eine zweite Schwelle bestimmt, die erst wieder unterschritten werden muss, bevor der Versuch fortgesetzt wird. Dadurch wird eine Kühlhysterese definiert, die bei Bedarf durchfahren wird.

Die Grenzwerte für den Versuch müssen für jede Probe neu bestimmt werden. Hierfür muss vor jedem Versuch ein Frequenzgang des Prüfstands mit der entsprechenden Probe aufgenommen werden. Anhand des Amplitudengangs<sup>101</sup> kann dann ein Fenster bestimmt werden, in dem die Nachführung der Eigenfrequenz stattfinden soll. Ebenso kann dabei für das NMV das Startsimplex gewählt werden. Aus dem Phasengang<sup>102</sup> kann die für die PLL zu verwendende Phase abgelesen werden.

<sup>101</sup>siehe beispielsweise Abbildung 38

<sup>102</sup>siehe beispielsweise Abbildung 51

Neben diesen primären Grenzen gibt es weitere, die durch technische Randbedingungen vorgegeben werden. Eine dieser Grenzen ist die maximale Anregungsamplitude von 5 V, die an den Piezoverstärker angelegt werden darf. Diese Grenze ist als Beschränkung im Amplitudenregler realisiert, führt jedoch nicht sofort zum Abbruch des Versuchs. Vor allem während des Anlaufens eines Versuchs kann diese Grenze kurzzeitig erreicht werden, bis die Detektion der Eigenfrequenz des Prüfstand eingeschwungen ist. Deshalb führt erst ein mehrere Sekunden andauerndes Überschreiten der Grenze für die Anregung zum Abbruch des Versuchs. In diesem Fall wird davon ausgegangen, dass ein Schaden in der Probe zur Überschreitung der Grenze geführt hat.

Die Temperatur des Piezoaktuators ist eine weitere Grenze, die nicht zum Abbruch des Versuchs führt. Hier ist eine Hysterese vorgesehen, die bei Überschreiten einer bestimmten Temperatur des Aktuators den Versuch anhält. Danach wird der Versuch solange ausgesetzt, bis die Temperatur des Aktuators wieder unter den unteren Schwellwert der Hysterese fällt.

Wie oben erwähnt, werden die Amplitudenregelung und die Detektion und Nachführung der Eigenfrequenz parallel betrieben. Hierfür ist es zwingend notwendig, dass über die Zeitkonstanten der beiden Regelkreise die Stabilität der gesamten Regelung sichergestellt wird. Da die Amplitudenregelung deutlich schneller als die Eigenfrequenzdetektion ablaufen kann, müssen die Zeitkonstanten für die beiden Regelkreise entsprechend gesetzt werden. Dabei hat sich gezeigt, dass ungefähr eine Größenordnung zwischen den beiden Zeitkonstanten liegen sollte. Damit wird eine Balance zwischen Dynamik und Stabilität des gesamten Reglers erreicht.

Der gesamte Regelkreis, wie er exemplarisch für das NMV in Abbildung 52 gezeigt ist, lässt sich durch einen digitalen Controller realisieren. Dieser besteht aus vier Hauptkomponenten: der Recheneinheit, dem Chassis mit einem Field-Programmable-Gate-Array (FPGA) für Echtzeitaufgaben, Ein- und Ausgabemodulen.

Der echtzeitfähige Controller ist ein NI cRIO-9024 mit einem 800 MHz Prozessor in PowerPC-Architektur, 512 MB DDR2-RAM und 4 GB nichtflüchtigen Speicher. Der NI cRIO-9024 wird über einen Ethernetport mit dem PC verbunden und besitzt einen weiteren Systembus zur Anbindung des FPGA-Chassis. Das FPGA-Chassis NI cRIO-9116 besitzt neben dem FPGA mit 51840 konfigurierbaren Logikblöcken acht Steckplätze für Ein- und Ausgabemodule. In dieser Arbeit wird als Eingangsmodul ein NI 9215 A/D-Wandler verwendet, der eine Auflösung von 16 bit bei  $100 \text{ ks/s}$  und einen maximalen Spannungsbereich von  $\pm 10 \text{ V}$  hat. Als Ausgangsmodul kommt ein NI 9263 D/A-Wandler-Modul zum Einsatz, das ebenso mit 16 bit bei  $100 \text{ ks/s}$  auflöst und einen maximalen Spannungsbereich von  $\pm 10 \text{ V}$  hat.

Die Aufgaben der gesamten Regelung werden auf alle Komponenten des Controllers verteilt. Die Verteilung richtet sich dabei vornehmlich nach der notwendigen Schnelligkeit der einzelnen Regelungsaufgaben. Die zeitkritischen Aufgaben werden daher auf dem FPGA ausgeführt, während die eher zeitunkritischen Aufgaben auf dem PC ausgeführt werden. Abbildung 55 zeigt in einer Übersicht die Verteilung der Aufgaben.

Im Regler sind beide Verfahren zur Detektion der Eigenfrequenz dauerhaft implementiert. Somit kann für jeden Versuch problemlos das Detektionsverfahren gewählt werden. Über die hier beschriebenen Regelungsaufgaben hinaus übernehmen der cRIO und der PC auch die Messwerterfassung während des Versuchs.



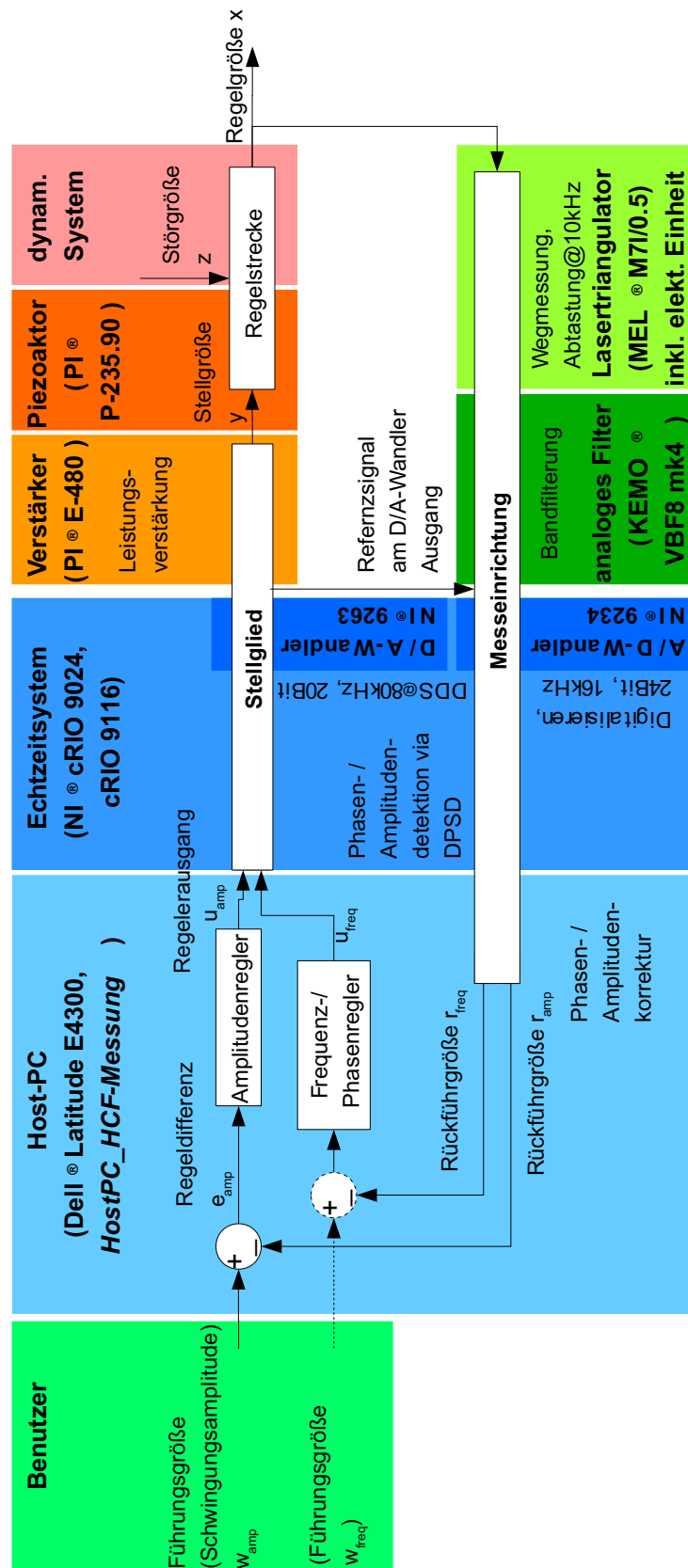


Abbildung 55: Detaillierte Struktur des digitalen Reglers und seiner Umsetzung auf dem LabView cRIO-System

## 6. Messtechnik

Für die Untersuchung des Materialverhaltens werden zwei Grundformen der Messtechnik unterschieden. Sie unterscheiden sich dadurch, ob die Messwerte während des laufenden Versuchs aufgenommen werden, oder ob der Versuch zum Zweck der Messung unterbrochen werden muss. Entsprechend erfolgt die Trennung in *Onlinemessverfahren*, die während des Versuchs arbeiten, und *Offlinemessverfahren*, die auf eine Unterbrechung des Versuchs angewiesen sind.

Beide Grundformen der Messtechnik bieten Vor- und Nachteile. Vorteil der Onlinemessverfahren ist, dass sie während des Versuchs mitlaufen und Änderungen in der Probe und dem Prüfstand sofort erkennen können. Allerdings müssen die gewählten Verfahren in einem hochfrequent bewegten System arbeiten können. So muss die Frequenz, mit der die Messwerte erfasst werden, deutlich über der Eigenfrequenz des Prüfstands liegen. Nur so kann das Materialverhalten und das daraus resultierende Schwingverhalten erfasst werden. Das Messverfahren muss auch geeignet sein die Bewegung des Prüfstandes zu ertragen. Die Sensoren müssen eine deutlich höhere Lebensdauer aufweisen als die prognostizierte Lebensdauer der Probe.

Offlinemessverfahren hingegen sind auf eine Unterbrechung des Versuchs angewiesen, teilweise ist auch das Entfernen der Probe aus dem Prüfstand notwendig. Die Erfassung der Messwerte ist bei den Offlinemessverfahren weniger zeitkritisch, da keine Informationen während des Ermüdungsprozesses erfasst werden müssen. Somit können bei Offlinemessverfahren sehr detaillierte Untersuchungen durchgeführt werden.

Vor allem bei resonant arbeitenden Prüfsystemen kann das Ein- und Ausspannen der Probe das Schwingverhalten des Prüfstands stark beeinflussen. Dadurch kann sich das Schwingverhalten durch eine Offlinemessung verändern, und eine erneute Charakterisierung des Schwingverhaltens für die Regelung ist möglicherweise notwendig.

Für die weiteren Betrachtungen in diesem Kapitel werden bezüglich der Bezeichnungen folgende Konventionen getroffen, wie sie in der DIN 1319-1 vorgeschlagen werden:

**Messprinzip** Ein Messprinzip beschreibt den physikalischen Zusammenhang zwischen der zu messenden Messgröße und dem erfassten Messwert. Im Falle der Dehnungsmessung ist dies zum Beispiel der Zusammenhang zwischen der mechanischen Dehnung und der Änderung des elektrischen Widerstands eines Dehnungsmessstreifens.

**Messmethode** Eine Messmethode ist die vom Messprinzip losgelöste Vorgehensweise bei der Messung. Messmethoden können verschiedene Messprinzipien miteinander verbinden oder vergleichen.

**Messverfahren** Das Messverfahren beschreibt den gesamten Vorgang der Messung als Kombination von konkreten Messmethoden und deren zugeordneten Messprinzipien.

### 6.1. Onlinemessverfahren

Die hier vorgestellten Onlinemessverfahren gelten allgemein für resonant arbeitende, hochfrequente Prüfverfahren, unabhängig vom konkret verwendeten Prüfstand. Allen resonanten Prüfverfahren ist gemein, dass sie bei einer bestimmten Frequenz arbeiten, die durch das Zusammenspiel zwischen dem Schwingverhalten des Prüfstandes und der angewandten Regelung bestimmt ist. Diese Grundfrequenz findet sich ebenso in allen Messwerten wieder, die durch Onlinemessverfahren erfasst werden, und ist somit eine wichtige Kenngröße bei

der Auswahl und Anwendung der Messverfahrens. Diese Messverfahren müssen, ähnlich der Vorgabe für die Regelung in Kapitel 5.4, hinreichend hochfrequent arbeiten, um die Grundfrequenz genau aufzulösen. Die Abtastrate muss somit mindestens zehnfach über der Grundfrequenz des Prüfstands liegen. Bei dem in dieser Arbeit betrachteten Bereich der Prüffrequenz von bis zu 1000 Hz muss die Abtastrate also mindestens 10 kHz betragen.

Als Bestandteil der Onlinemessverfahren kommen also nur solche Messprinzipien in Frage, die einerseits in einem bewegten System eingesetzt werden können und zugleich eine hinreichend hohe Abtastrate ermöglichen. Die Auswahl der möglichen Messprinzipien wird dadurch bereits stark eingeschränkt.

Bei Messmethoden, die zu jedem Messpunkt eine große Datenmenge erzeugen, können oftmals die Messwerte nicht schnell genug erfasst werden. Die effektive Abtastrate ist dann zu gering. Somit sind Messmethoden, die zu jedem Messpunkt nur einen Messwert erzeugen, gut geeignet, um online ausgewertet zu werden. Voraussetzung ist, dass die Messmethode und das verwendete Messprinzip selbst schnell genug sind und im besten Fall sogar analog arbeiten.

Für resonante Prüfverfahren, bei denen die Probe ein Teil des lasterzeugenden Systems ist, liefern die Messwerte des Schwingverhaltens wichtige Informationen über den Zustand der Probe und somit über das Auftreten und Wachsen von Ermüdungsschäden. Die wichtigsten Messwerte, die in dieser Arbeit betrachtet werden, sind die *Eigenfrequenz*, die *Anregungsamplitude*, die *Dehnungsamplitude* und die abgelaufene Anzahl der *Lastwechsel*. Diese Messwerte sind eng mit der Regelung, siehe Kapitel 5.4, verknüpft. Daher übernimmt der digitale Regler auch die Erfassung und Auswertung der Messwerte.

Die Zählung der Lastwechsel wird direkt im Regler durchgeführt. Dabei werden die Zyklen gezählt, die über die Anregung auf den Prüfstand gegeben werden. Es wird an dieser Stelle in Kauf genommen, dass einige Lastzyklen am Anfang und am Ende eines jeden Lastblocks die Probe nicht mit voller Dehnungsamplitude belasten. Dies ist durch das Einschwing- und Ausschwingverhalten des Prüfstands begründet. Da die resonant arbeitenden Versuchsstände aber eine kurze Einschwingzeit aufweisen, fällt diese Ungenauigkeit bei der Zählung der Lastwechsel gering aus, siehe auch Abbildung 31.

Die Eigenfrequenz des Prüfstands kann ebenso direkt aus der Regelung abgegriffen werden. Sie wird entweder durch die PLL oder das NMV detektiert und zur Erzeugung des Anregungssignals verwendet.

Als weitere Messgröße wird auch die Anregungsamplitude am Regler abgegriffen und erfasst. Sie ist die Stellgröße des Amplitudenreglers und wird zur Erzeugung des Anregungssignals genutzt.

Diese drei Messgrößen werden im Regler selbst erfasst und stehen somit in der maximalen Genauigkeit und Abtastrate des NI cRIO-9024 zur Verfügung. Die Genauigkeit beträgt theoretisch 24 bit bei einer Abtastrate von 80 kHz. Die 24 bit Genauigkeit werden auf den Spannungsbereich der Ein- und Ausgangsmodule im NI cRIO-9116-Chassis aufgeteilt. Dies sind üblicherweise  $\pm 10$  V.

Die Dehnung der Probe wird indirekt über die Verschiebungen der Einspannungen gemessen. Das Messprinzip, das hierbei zum Einsatz kommt, ist die Abstandsmessung durch einen Lasertriangulator. Je Einspannung wird die Verschiebung durch einen Lasertriangulator erfasst. Dadurch werden zwei elektrische Messsignale erzeugt, die die Verschiebung über den Faktor  $10^6 \text{ V/mm}$  in ein elektrisches Signal wandeln. Zum Einsatz kommen zwei Lasertriangulatoren von Typ MEL ML7/2 mit 2 mm Messbereich. Diese arbeiten mit einer Abtastrate von 54 kHz und stellen das Messsignal mit derselben Frequenz zur Verfügung. Die Anforderung an die Abtastrate des Messprinzips ist an dieser Stelle erfüllt.

Beide Spannungssignale der Lasertriangulatoren werden durch den Regler erfasst und verarbeitet. Die zugrunde liegende Messmethode ist eine Differenzberechnung der beiden Messsignale, die zu jedem Messzeitpunkt unabhängig von der Phasenlage und Amplitude der Signale durchgeführt wird. Dadurch wird eine echte, phasenbereinigte Verschiebungsdifferenz der beiden Einspannungen bestimmt. Diese Differenz wird zu jedem Messzeitpunkt durch die freie Probenlänge dividiert und führt somit zu einer Dehnung. Diese Dehnung kann mit einer maximalen Abtastrate von 80 kHz gemessen werden, obwohl der Informationsgehalt des Messverfahrens maximal 54 kHz erlaubt, bedingt durch die Abtastrate der Lasertriangulatoren.

Für die Dehnungsmessung gibt es weitere Messprinzipien, die jedoch nur bedingt für die Dehnungsmessung bei hochfrequenten Ermüdungsprüfungen an FVW geeignet sind. Das bekannteste Messprinzip zur Dehnungsmessung sind Dehnungsmessstreifen (DMS). Dabei wird über eine mechanische Dehnung eines Messgitters eine elektrische Widerstandsänderung verursacht. Diese Widerstandsänderung verläuft dehnungsproportional und kann gemessen werden. Der große Vorteil von DMS ist, dass sie in verschiedensten Geometrien kommerziell erhältlich sind und unkompliziert auf die Probe appliziert werden können. Allerdings haben handelsübliche DMS eine Ermüdungsfestigkeit von ungefähr  $10^6$  Lastwechseln. Für Messungen bis in den VHCF-Bereich hinein ist dies nicht ausreichend. Außerdem messen DMS lokal den Spannungszustand und bestimmen nicht den globalen Dehnungszustand der Probe. Für den Gedanken einer einachsigen Belastung und deren Messung ist das aber nicht ausreichend.

Faseroptische Sensoren messen die Dehnung indirekt über die Eigenschaften einer Lichtwelle, die durch die Faser geleitet wird. Dazu wird in eine Glasfaser ein optisches Gitter eingebracht, das wie ein optisches Filter wirkt. Licht einer bestimmten Wellenlänge wird an dem Gitter reflektiert. Somit fehlt im Transmissionsspektrum eines faseroptischen Sensors genau dieses Frequenzband, beziehungsweise wird ausschließlich dieses Frequenzband im Reflektionsspektrum der Glasfaser dargestellt. Eine mechanische Dehnung des Gitters in der Faser bewirkt eine Veränderung der Wellenlänge des Gitters und somit der Frequenz, die reflektiert oder nicht transmittiert wird. Die Auswertung der Spektren ist aufwändig und wird durch so genannte Interrogatoren bewerkstelligt.

Faseroptische Sensoren müssen bereits bei der Fertigung in den Faserverbund eingebracht werden und können nicht nachträglich auf die Probe appliziert werden. Optische Fasern haben, im Vergleich zu den verwendeten strukturellen Glasfasern, einen großen Durchmesser und können somit das Spannungsfeld im Verbund verändern. Hinzu kommt, dass sie wie DMS nur lokal die Dehnung erfassen können.

Ein Messverfahren, das die Dehnung der Probe örtlich aufgelöst erfassen kann, ist die stereoskopische Dehnungsmessung. Hierfür wird auf die Oberfläche der Probe ein zufälliges Punktemuster aufgebracht. Zwei Kameras erfassen dieses Muster aus verschiedenen Raumwinkeln. Über eine Auswertung der beiden Bilder der Kameras kann die Lage jedes einzelnen Punktes im Raum erfasst werden. Über mehrere Aufnahmen hinweg kann somit eine zeitliche und örtliche Information über den aktuellen Dehnungszustand der Probe gewonnen werden. Ein großer Nachteil dieses Verfahrens ist das Aufbringen des Punktmusters. Dadurch kann die Probe nicht mehr optisch inspiziert werden, Schäden können erst nach Entfernen des Musters identifiziert werden. Hinzu kommt, dass die Abtastrate des Verfahrens begrenzt ist und durch die aufwändige Berechnung die Dehnungswerte nicht in Echtzeit zur Verfügung stehen.

Die indirekte Messung der globalen Dehnung durch die Differenzbildung der beiden Verschiebungssignale der Lasertriangulatoren wird an dieser Stelle als einzig sinnvolle

Alternative betrachtet.

Die vier Messsignale: Eigenfrequenz, Anregungsamplitude, Dehnungsamplitude und die abgelaufene Anzahl der Lastwechsel können mit bis zu 80 kHz gemessen und gespeichert werden.

Werden während eines Ermüdungsversuchs kontinuierlich alle vier Messsignale mit voller Abtastrate gemessen und gespeichert, entstehen sehr schnell große Datenmengen. Eine Reduktion dieser gesammelten Messdaten ist notwendig, damit die Auswertung des Versuchs mit einem überschaubaren Zeitaufwand möglich ist. Ohnehin ist es für die Auswertung von Ermüdungsversuchen wichtig, Tendenzen in den Messwerten zu erkennen. Die vollständigen Messwerte mit maximaler Abtastung werden nur dann ausgewertet, wenn es für einen bestimmten Zeitpunkt des Versuchs für das Verständnis der Vorgänge notwendig ist. Das kann der Fall sein, falls ein unerwartetes Verhalten des Prüfstands auftritt. Abbildung 46 zeigt beispielsweise eine solche Messung mit einer reduzierten Anzahl von Messwerten. Dabei wurden die Eigenfrequenz, Anregungsamplitude, Dehnungsamplitude und die Anzahl der Lastwechsel mit einer Abtastrate von 10 Hz erfasst. Das entspricht bei der dargestellten Messung ungefähr jedem vierzigsten Lastwechsel.

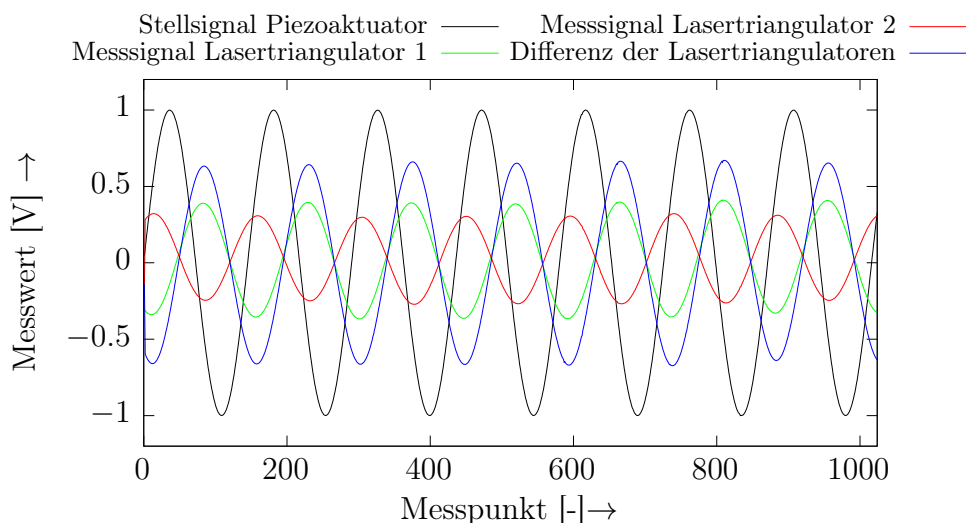


Abbildung 56: Beispiel einer Präzisionsmessung, die zeitgesteuert ausgelöst wird. Die Länge der Messung beträgt immer 1024 Messwerte. Die Abtastrate der Messung beträgt 64000 S/s.

Trotzdem ist es sinnvoll, in regelmäßigen Zeitabständen für eine begrenzte Zeit das vollständige Messsignal zu speichern. Dies ermöglicht eine detaillierte Auswertung des Schwingverhaltens des Prüfstands. Dazu wird eine Präzisionsmessung aufgenommen, die stets 1024 Messwerte umfasst. Die Präzisionsmessung wird durch einen *First-In-First-Out*-Speicher erfasst, der danach als eine einzelne Messwertdatei abgelegt wird. Die Abtastrate der Präzisionsmessung wird so festgelegt, dass bis zu 10 Schwingspiele aufgezeichnet werden. Abbildung 56 zeigt eine solche Präzisionsmessung, die ungefähr 6 Schwingspiele beinhaltet. Aufgezeichnet werden bei der Präzisionsmessung die Spannung, die als Anregungssignal an den Hochvoltverstärker ausgegeben wird, die Messsignale der beiden Lasertriangulatoren und die daraus bestimmte Differenz. Zu jeder Präzisionsmessung wird die aktuell verwendete Abtastrate hinterlegt, sodass die Zeitachse für das Messsignal errechnet werden kann. Das Zeitsignal kann aus technischen Gründen nicht direkt mit erfasst werden. Die Auslösung der Präzisionsmessungen erfolgt maximal einmal pro Sekunde. Diese Begrenzung wird

durch die Speicherzeit begründet, die notwendig ist, um den First-In-First-Out-Speicher als Messwertdatei abzulegen.

Beide Verfahren, die reduzierte Speicherung mit ungefähr 10 Hz und die zeitgesteuerte Präzisionsmessung, reduzieren die Gesamtanzahl der Messpunkte erheblich. Der gesamte Speicheraufwand für eine Messung mit  $10^7$  Lastwechsel im VHCF-Bereich beläuft sich auf ungefähr 100 MB.

### 6.1.1. Modaler Fingerabdruck

Der *modale Fingerabdruck* ist ein Spezialfall der Onlinemessverfahren. Er beschreibt die Änderungen im Schwingverhalten, die durch das Aktivwerden eines bestimmten Schädigungsmechanismus hervorgerufen wird. Jedem Schädigungsmechanismus könnte dementsprechend ein bestimmter Gradient bezüglich eines Parameters des Schwingverhaltens zugeordnet werden. Tritt eine Änderung des Schwingverhaltens während eines Ermüdungsversuchs auf, so könnte in umgekehrter Reihenfolge der gerade aktivierte Schädigungsmechanismus benannt werden. Beispielsweise könnte ein wachsender Riss zu einer verschlechterten Effizienz<sup>103</sup> des Prüfstands führen, während die Eigenfrequenz unverändert bleibt.

*Hypothese 5* dieser Arbeit schlägt dieses Verfahren vor, denn dadurch wäre es möglich Wöhlerlinien für jeden einzelnen Schädigungsmechanismus aufzunehmen. Diese Untersuchung kann online erfolgen, wodurch eine Identifikation des Schädigungsmechanismus während des laufenden Versuchs möglich ist.

Voraussetzung dafür ist natürlich, dass die Korrelation zwischen Schädigungsmechanismus und der beeinflussten Parameter des Schwingverhaltens eindeutig identifiziert ist. Eine solche Korrelation kann nur durch Versuche identifiziert werden, die bei jeder Änderung des Schwingverhaltens unterbrochen und auf klassischem Wege untersucht werden.<sup>104</sup> Das bedeutet einen erheblichen Aufwand, um die Korrelationen zu identifizieren, im Umkehrschluss vereinfacht es allerdings die Auswertung späterer Versuche.

In vielen Fällen ist die Probe nicht oder nur schlecht während des Ermüdungsversuchs zugänglich. Für den in dieser Arbeit beschriebenen Prüfstand ist die Zugänglichkeit vor allem durch die schallisolierende Kammer eingeschränkt. Auch bei anderen Materialsystemen, wie zum Beispiel CFK, ist keine Transparenz oder zumindest Transluzenz der Probe gegeben. Der modale Fingerabdruck wäre hier trotzdem anwendbar.

Abbildung 57 zeigt einen Schaden, wie er während eines Ermüdungsversuchs im ZMS entstand. Deutlich ist die milchige Struktur im sonst transparenten GFK zu erkennen. Der untere Teil der Abbildung zeigt zusätzlich eine optische Abwicklung der Oberfläche der Rohrprobe. Der Schaden nimmt fast den gesamten Umfang der Probe ein.

Der Schaden in der Probe hat zu keinem finalen Probenbruch geführt, jedoch zu einer deutlich messbaren Veränderung im Schwingverhalten des Prüfstandes. In der mikroskopischen Aufnahme in Abbildung 57 sind keine Risse in der Oberfläche zu erkennen. Auch fehlen Hinweise auf Faserbrüche oder Brüche ganzer Rovings. Abbildung 90 im Anhang zeigt eine Vergrößerung eines Bereichs des Schadens, in dem allerdings nachgewiesen werden kann, dass das Interface zwischen Faser und Harz versagt hat und sich dadurch kleine Delaminationen gebildet haben. Insgesamt ähnelt der Schaden den Schäden, die im EMS erzeugt werden.<sup>105</sup>

---

<sup>103</sup>Die *Effizienz* bezieht sich auf das Verhältnis aus Anregung und Schwingungsantwort des Prüfstandes, wie auch in Kapitel 5.4 beschrieben.

<sup>104</sup>Untersuchungsverfahren, die das ermöglichen, werden im folgenden Kapitel 6.2 vorgestellt.

<sup>105</sup>vgl. Abbildung 34

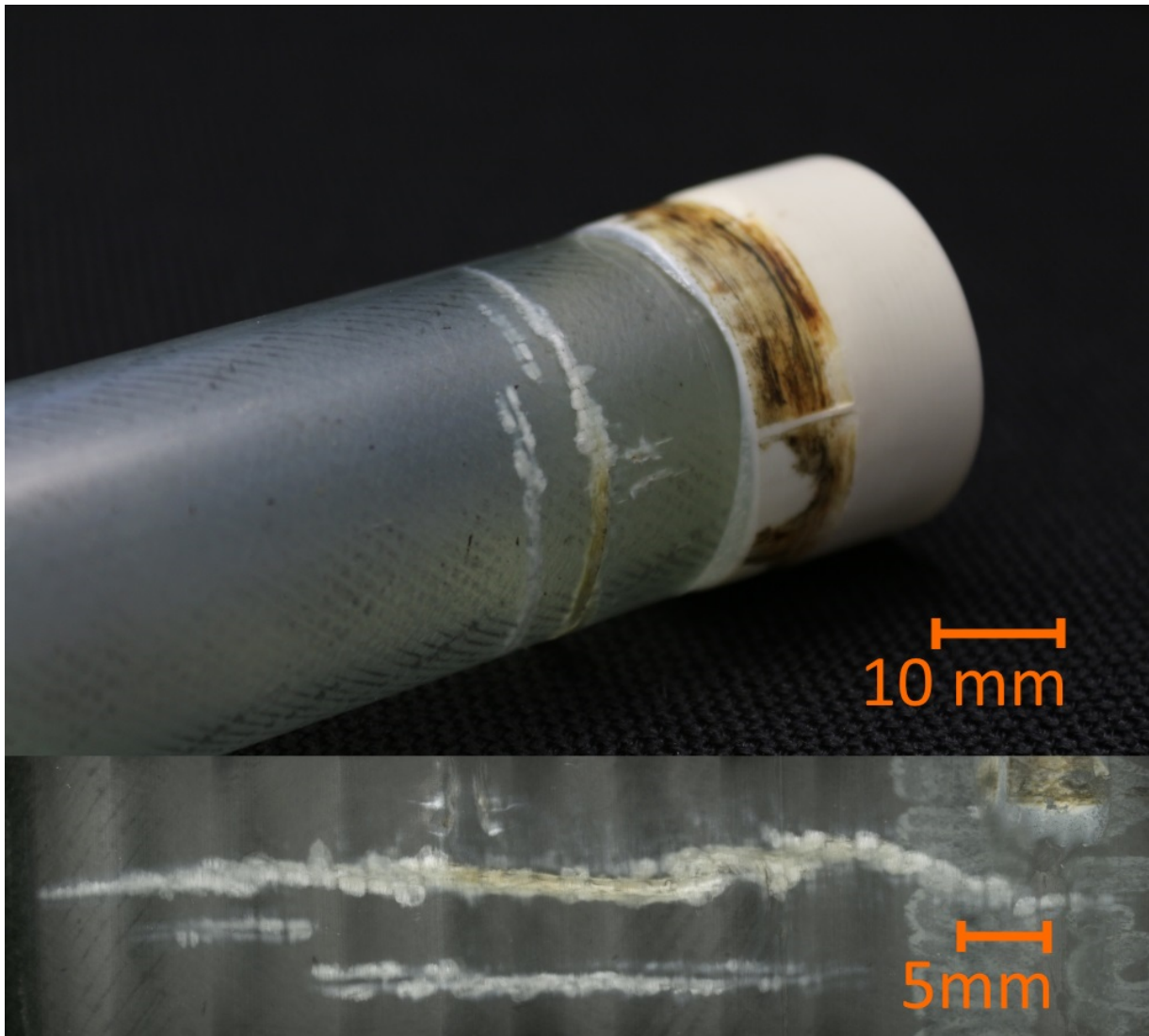


Abbildung 57: Schaden in einer Rohrprobe nach  $\approx 460000$  Lastwechseln. Oben gezeigt ist die Schrägansicht der Probe, darunter die Abwicklung der Oberfläche der Probe.

Für die Bestimmung des modalen Fingerabdrucks dieses Schadens muss die zugehörige Messung untersucht werden. Abbildung 58 zeigt den Ausschnitt der Messung bei 460000 Lastwechseln, in dem der Schaden in der Probe entstand. Das dargestellte Zeitfenster ist 100 s lang. Die drei wichtigsten Messgrößen sind dargestellt, die Anregungsfrequenz<sup>106</sup>, die Anregungsamplitude und die Differenz der Verschiebungsamplitude.

Die Anregungsfrequenz zeigt in dem dargestellten Zeitfenster nur geringe Änderungen im Bereich zwischen 558,7 Hz und 559,5 Hz. Dies entspricht aber nicht der tatsächlichen Eigenfrequenz der Probe, sondern der Frequenz, die der Regler zu diesem Zeitpunkt als vermeintliche Eigenfrequenz detektiert hat. Das modifizierte NMV, das in dieser Arbeit verwendet wird, hat eine untere Grenze der Genauigkeit, die nicht unterschritten wird. Durch zufällige Erweiterungen des Simplex der Regelung wird ein Festfahren des NMV verhindert. Diese zufälligen Sprünge sind deutlich zu erkennen, die Zeitkonstante des NMV beträgt hier 1 s. Das heißt wiederum, dass nur einmal pro Sekunde die Anregungsfrequenz festgelegt wird. Durch die heuristische Suche ist das NMV regelungstechnisch zwar sehr robust, aber nur bedingt dynamisch. Das NMV hat während des Wachstums des Schadens innerhalb der in Abbildung 58 dargestellten Messdauer von 100 s keine Veränderung detektiert. Aufgrund der Erfahrungen aus den Schäden, die mit dem EMS erzeugt werden können, muss aber davon ausgegangen werden, dass sie die Eigenfrequenz des ZMS messbar ändert. Die Anregungsfrequenz ist bei Verwendung des NMV somit *nicht* geeignet, um den modalen Fingerabdruck eines Schädigungsmechanismus oder eines Schadens im Allgemeinen zu beschreiben.

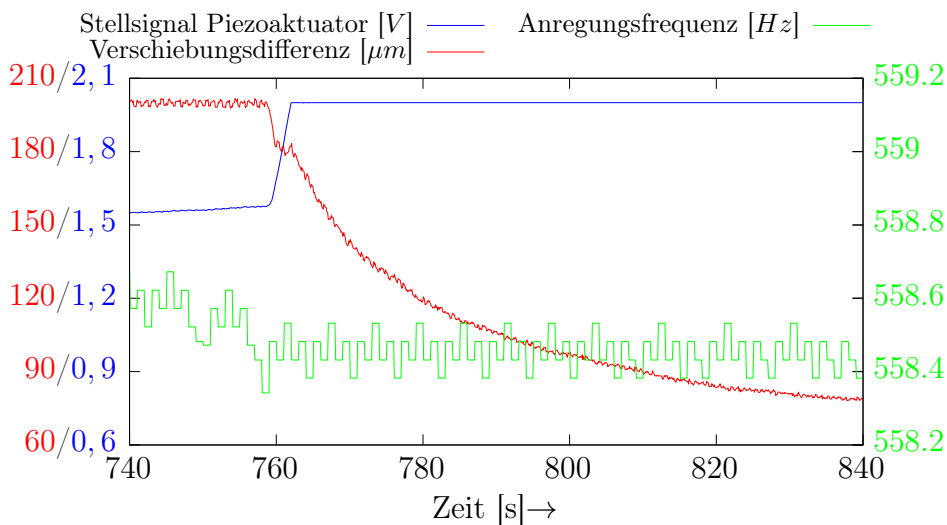


Abbildung 58: Messsignale während des Wachstums des Schadens

Eine weitere Möglichkeit, den modalen Fingerabdruck zu untersuchen, besteht darin, die Anregungsamplitude auszuwerten. Diese wird durch den Amplitudenregler vorgegeben, der aufgrund seiner kleinen Zeitkonstante sehr schnell auf Änderungen reagiert. In Abbildung 58 zeigt die blaue Messkurve die Anregungsamplitude. Ab einer Messzeit von  $\approx 760$  s steigt die Anregungsamplitude stark an, bis sie einen Grenzwert von 2 V erreicht. Zeitgleich fällt die Antwort des Systems, hier die Differenz der Verschiebungsamplituden, stark ab. Das

<sup>106</sup>An dieser Stelle wird bewusst der Begriff der Anregungsfrequenz gewählt. Diese entspricht zwar der detektierten Eigenfrequenz, muss allerdings klar von der Eigenfrequenz des Prüfstands unterschieden werden.



beutetet, dass der Prüfstand mit einer verringerten Effizienz arbeitet, die Differenz der Verschiebungsamplituden wird, trotz größer werdender Anregung, geringer.

Grundlegend kann dies zwei verschiedene Ursachen haben. Erstens ist es möglich, dass sich die Eigenfrequenz des Prüfstands verschiebt. Wird diese nicht mehr exakt angeregt, wird auch nicht die maximale Überhöhung der Resonanz genutzt.<sup>107</sup> Zweitens wird durch das Wachstum des Schadens in der Probe eine erhebliche Menge an Energie dissipiert. Diese Energie steht dann nicht mehr für die periodische Übertragung zwischen den beiden Energiereservoirs zur Verfügung und führt somit zu einer geringeren Antwort des Prüfstands.

Unabhängig davon, welche der beiden Ursachen zu der verringerten Effizienz führen, ist die Überwachung der Anregungsamplitude sehr sensitiv auf Änderungen in der Probe. Die Anregungsamplitude steigt innerhalb von 2 s so stark an, dass sie die Begrenzung von 2 V erreicht. Diese maximale Amplitude war vorab im Regler eingestellt worden, um Prüfstand und Piezoaktuator zu schützen. Innerhalb von 1200 Lastwechseln<sup>108</sup> wird also ein Schaden erzeugt, der das Schwingverhalten des Prüfstands über die in der Regelung vorgesehenen Grenzen hinaus verändert.

Am Ende des in Abbildung 58 gezeigten Messfensters wurde der Versuch abgebrochen, und die Probe hatte den in Abbildung 57 gezeigten Schaden erlitten. Da dieser Schaden jedoch durch mindestens zwei verschiedene Schädigungsmechanismen, Faser-Matrix-Interface-Versagen und Delamination, hervorgerufen wurde, kann hier keine eindeutige Korrelation zwischen Schädigungsmechanismus und modalen Parametern hergestellt werden. Eine Detektion eines wachsenden Schadens ist jedoch möglich.

Mit den hier gezeigten Ergebnissen ist eine Nutzung des modalen Fingerabdruck, in der Form, wie *Hypothese 5* sie vorsieht, nicht möglich. Durch die Sensitivität des Prüfstands auf Schäden im Allgemeinen ist eine Erkennung dieser Schäden aber möglich.

## 6.2. Offlinemessverfahren

Neben den vorab beschriebenen Verfahren, die während des Versuchs *online* laufen, gibt es Verfahren, die *offline* ablaufen. Hierfür muss die Probe aus dem Prüfstand ausgebaut und unter Umständen für das Messverfahren präpariert werden. Dies kann im äußersten Fall dazu führen, dass eine weitere Prüfung der Probe unmöglich wird.

Ein klassisches Offlinemessverfahren ist die Untersuchung mittels Ultraschall. Genutzt wird dabei das Puls-Echo-Verfahren, das einen Ultraschallpuls aussendet und das zurückgesendete Echo untersucht. Die Untersuchung dieses Echos und der Laufzeiten erlaubt es, die akustischen Grenzflächen zu identifizieren. Üblicherweise sind dies die Probenoberfläche und die Rückseite der Probe. Zusätzliche Grenzflächen entstehen durch Unstetigkeiten der Schallausbreitungsgeschwindigkeit im Material. Solche Unstetigkeiten entstehen an Poren, Delaminationen und Rissen.

Die Untersuchung des Pulses und des darauf zurückgesandten Echos für einen Ort wird auch als *A-Bild* bezeichnet. Das A-Bild gibt für diesen Ort die Laufzeiten der Echos an den Grenzflächen zurück. Dadurch kann bestimmt werden, ob entlang dieses einen Signalpfades ein Schaden im Bauteil existiert und in welcher Tiefe im Material er vorliegt.

Werden entlang einer Linie mehrere A-Bilder aufgenommen und zusammengesetzt, entsteht ein *B-Bild*. Dadurch entsteht ein virtuelles Schnittbild entlang dieser Linie. Das B-Bild ist zumeist aus der medizinischen Anwendung der Ultraschalluntersuchung bekannt.

<sup>107</sup>Siehe auch Abbildung 51.

<sup>108</sup>Die Anregungsfrequenz in Abbildung 58 beträgt 558,5 Hz, womit innerhalb von 2 s 1117 Lastwechsel erreicht werden.

Werden mehrere B-Bilder nebeneinander aufgenommen, entsteht ein *C-Bild*, das flächige Informationen enthält. Im C-Bild können die Größe und die Tiefe von akustischen Grenzflächen genau ausgewertet werden. Abbildung 59 zeigt ein solches C-Bild einer im EMS ermüdeten GFK-Flachprobe, wie sie auch in Abbildung 33 zu sehen ist. Im C-Bild der

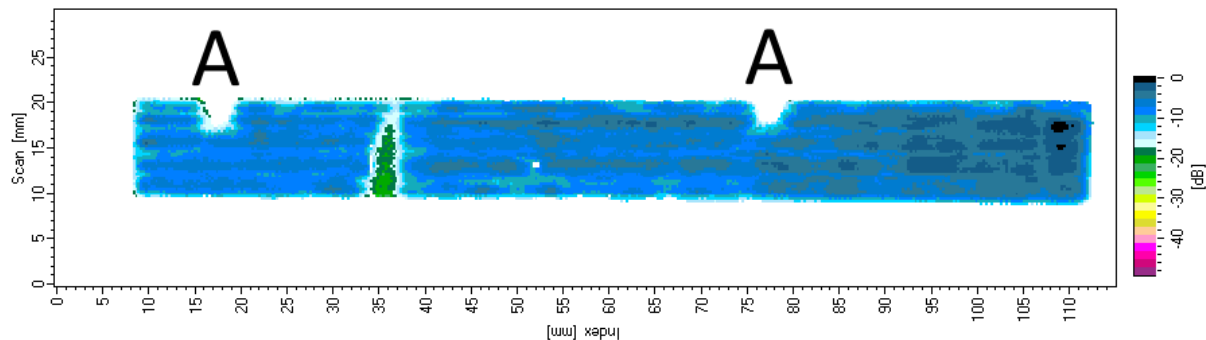


Abbildung 59: Ultraschall-C-Scan einer GFK-Flachprobe, Probenhalter mit A gekennzeichnet

Flachprobe ist der Umriss der Probe als blaue Fläche zu erkennen. Der restliche, weiße Bereich wird durch die Messsoftware automatisch herausgefiltert, da das Eintrittsecho des Ultraschallpulses an der Probenoberfläche fehlt. Ebenso werden die beiden Bereiche, die mit einem A gekennzeichnet sind, ausgeblendet, da hier die Flachprobe in einem speziellen Probenhalter eingespannt ist.

In den verschiedenen Blautönen sind deutliche Strukturen in Längsrichtung der Probe zu erkennen. Dies sind einzelne Rovings, die sich durch veränderte akustische Eigenschaften gegenüber der Matrix abheben. Grün hingegen ist deutlich eine akustisch dämpfende Struktur in der Probe zu erkennen. In diesem Bereich hat sich in der Probe eine Grenzfläche gebildet, die ein zusätzliches Echo verursacht und somit das Rückwandecho der Probe verringert. Diese Grenzfläche ist der typische VHCF-Schaden, wie er durch die Ermüdung im EMS entsteht. Im Vergleich zu den Proben aus Abbildung 33 fällt deutlich die Ähnlichkeit der Darstellungen auf.

Die örtliche Auflösung des C-Bildes ist jedoch begrenzt durch die Abstrahl- und Aufnehmercharakteristik der Ultraschallsensoren. Für den in Abbildung 59 aufgenommenen Scan beträgt die Auflösung 0,3 mm. Diese Genauigkeit erlaubt die Lokalisierung von Schäden in der Probe, einzelne Schädigungsmechanismen können jedoch nur sehr begrenzt unterschieden werden. Für eine allgemeine Bewertung des Schädigungszustands in der Probe ist das Ultraschallverfahren somit geeignet; für die Identifikation einer Korrelation von Schädigungsmechanismen, im Sinne des modalen Fingerabdrucks, ist das Verfahren jedoch ungeeignet.

Ein ähnliches Verfahren ist die *Computertomografie*. Auch hier wird die Schwächung des Signals entlang eines Pfades untersucht. In diesem Fall jedoch nicht über Schallwellen, sondern Röntgenstrahlen. Bei der Computertomografie werden einzelne Röntgenbilder aufgenommen, die bereits eine flächige Information über die Schwächung der Röntgenstrahlung durch das im Signalpfad befindliche Material enthalten. Durch eine Drehung des Signalpfades relativ zum untersuchten Objekt werden Durchstrahlungsbilder aufgenommen. Durch die Kenntnis des Drehwinkels der Bilder zueinander kann eine Volumeninformation berechnet werden, die den Röntgenschwächungskoeffizienten für das untersuchte Volumen dreidimensional auflöst. Vergleichbar zu den Pixeln eines zweidimensionalen Bildes werden

diese volumetrischen Informationen Voxeln zugeordnet. Die Kantenlänge dieser Voxel kann bis in den Mikrometer-Bereich verringert werden. Spezielle Computertomografen erreichen dabei eine Auflösung von unter  $10\text{ }\mu\text{m}$ , womit die Auflösung genauer als die Größe von einzelnen Glasfasern ist. Computertomografen, die diese Auflösung erreichen, werden  $\mu$ -CT genannt.

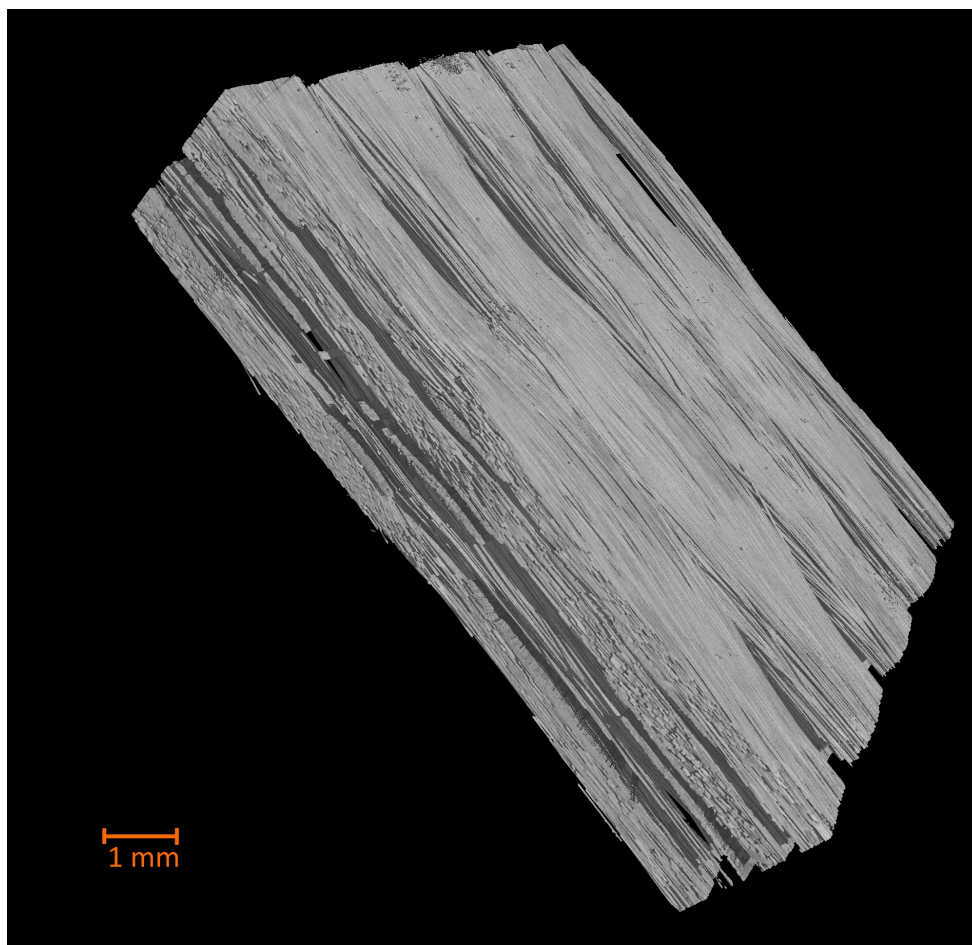


Abbildung 60:  $\mu$ -CT Aufnahme einer GFK-Flachprobe, die Matrix ist ausgeblendet.

Allen Voxeln im untersuchten Volumen wird ein gemessener Röntgenschwächungskoeffizient zugewiesen. Entsprechend können die verschiedenen Komponenten eines Faserverbundes anhand ihrer Röntgenschwächungskoeffizienten getrennt werden. Somit können die Voxel mit einem bestimmten Schwächungskoeffizienten dargestellt werden. Abbildung 60 zeigt eine dreidimensionale Ansicht, in der alle Voxel dargestellt werden, die einen Schwächungskoeffizienten von Glas aufweisen. Somit ist in dieser Abbildung die Struktur der Glasfasern innerhalb des Faserverbundes zu erkennen. Dargestellt wird hier ein Teil einer Flachprobe mit einem hohen UD-Anteil. Die Hauptrichtung der UD-Lagen ist in der Abbildung von oben links nach unten rechts. Einzelne Fasern können gut dargestellt werden, die Auflösung der Messdaten in der Abbildung beträgt  $10\text{ }\mu\text{m}$ . Die Welligkeit dieser UD-Lagen wird durch die quer verlaufenden Vernähfäden des Faserhalbzeugs verursacht.

Analog zur Darstellung der Fasern in Abbildung 60 lässt sich die Matrix einzeln darstellen. Somit kann der Faserverbund virtuell in seine Komponenten zerlegt werden. Dies bietet zwar die Möglichkeit, die Struktur innerhalb der Probe darzustellen, die Auflösung genügt aber nicht, um Schädigungsmechanismen in der Größenordnung eines Faser-Matrix-Interface-

Versagens darzustellen. Größere Schäden, wie Risse oder deutlich geöffnete Delaminationen, sind jedoch darstellbar.

Der in dieser Arbeit verwendete GFK wird nach dem Aushärten fast vollständig transparent. Die optischen Brechungsindizes von Faser und Matrix liegen dicht beieinander. Dadurch bietet sich die Möglichkeit ein optisches Messverfahren zu verwenden, um auch tiefer im Material entstehende Defekte darzustellen. Abbildung 61 zeigt eine lichtmikroskopische Aufnahme eines Schnitts durch eine Flachprobe. An der Schnittkante sind deutlich die beiden Fasertypen, die in der Probe vorhanden sind, zu erkennen. Milchig weiß sind

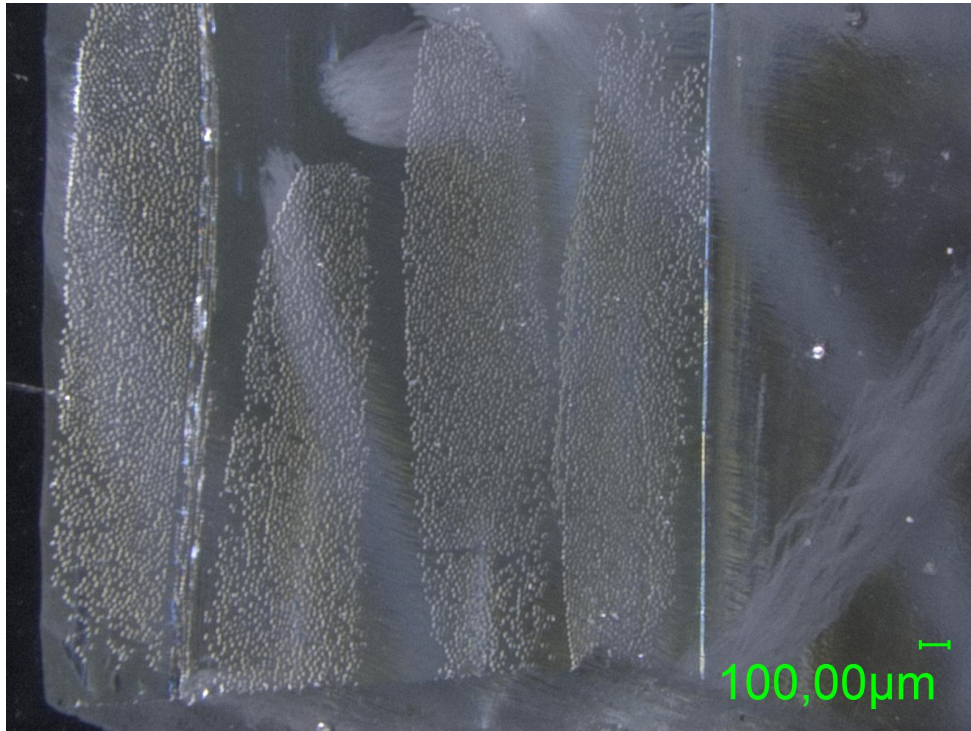


Abbildung 61: Schrägansicht eines Schiffs durch eine GFK-Flachprobe

die Aramid-Fasern zu sehen, die lediglich zur Vernähung des Faserhalbzeugs dienen. Die übrigen punktförmigen Flächen sind die Schnittflächen der einzelnen Glasfasern in der Matrix. Durch die sehr ähnlichen Brechungsindizes von Faser und Matrix ist der Verlauf der Fasern im Volumen nur schwer darstellbar. In Abbildung 61 sind die Fasern jedoch als Schlieren zu erkennen, die von der Schnittfläche aus nach rechts in der Abbildung verlaufen.

Die Auflösung der optischen Mikroskopieaufnahmen ist groß genug, um auch einzelne Schadensarten, wie Risse und Delaminationen, und Schädigungsmechanismen, wie Faser-Matrix-Interface-Versagen, darzustellen. Abbildung 62 zeigt ein Schlibbild einer GFK-Probe. Der Schlibf wurde so gelegt, dass ein geschädigter Bereich einer Flachprobe untersucht werden kann. Die verschiedenen Lagen des Laminats sind in dieser Abbildung gut zu erkennen. Die kreisförmigen Flächen sind senkrecht angeschlibbene Fasern, die in Längsrichtung der Probe verlaufen. Die stark elliptischen Flächen sind Fasern, die quer zur Längsrichtung der Probe verlaufen. In der Abbildung sind zwei Bereiche markiert, in denen jeweils eine Delamination zu erkennen ist. Diese wachsen entlang von mehreren Faser-Matrix-Interfaces und führen somit zu einer großflächigen Schädigung. In dieser Abbildung ist das Versagen des Faser-Matrix-Interfaces, das der Delamination vorausläuft, jedoch nicht zu erkennen. Wird dieser Bereich der Probe jedoch schräg abgebildet, so kann die optische Grenzfläche,



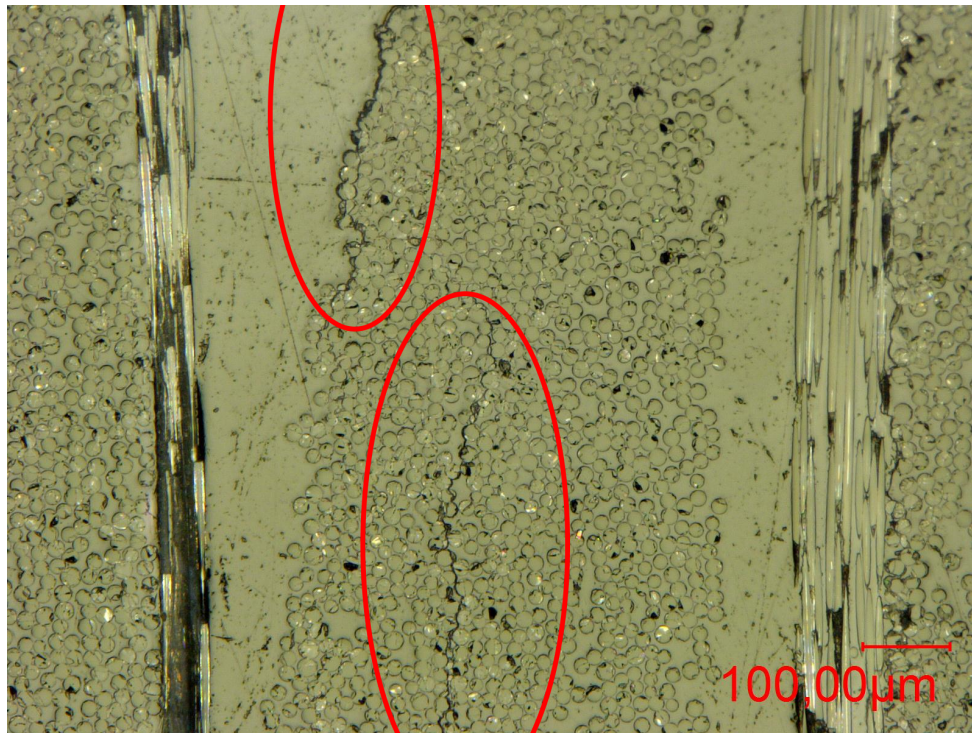


Abbildung 62: Mikroskopische Aufnahme eines Schliffs durch eine Delamination in einer GFK-Flachprobe. Die Delaminationen sind farblich markiert.

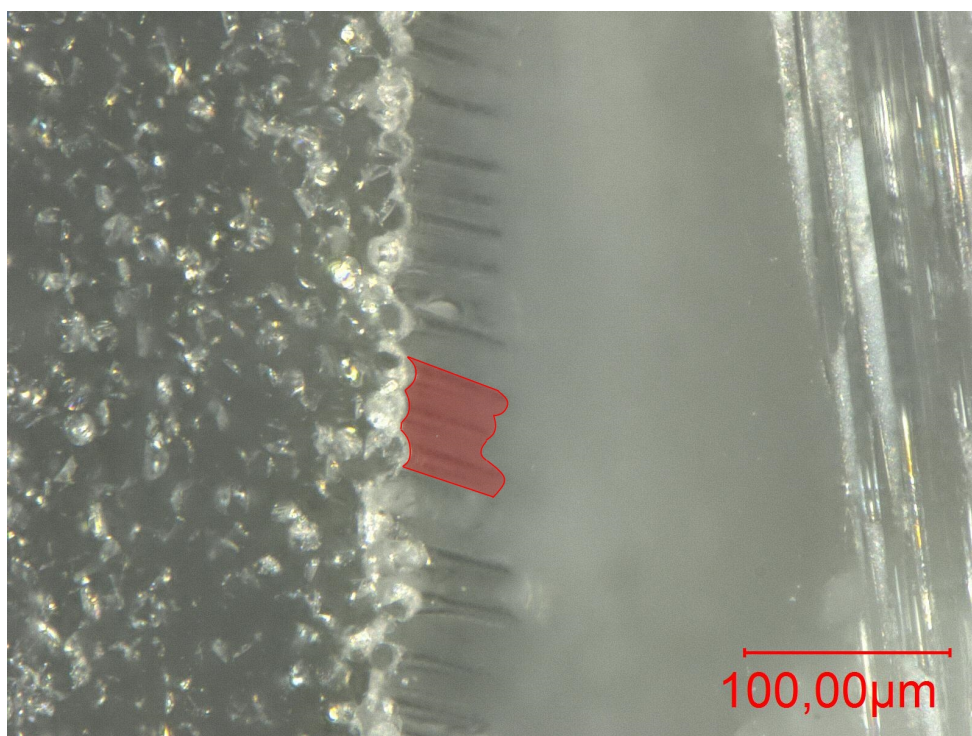


Abbildung 63: Schrägansicht eines Schliffs durch einen Bereich der Probe mit Faser-Matrix-Interface-Versagen, ein Teil des versagten Interfaces ist der Anschaulichkeit halber rot markiert.

die durch ein versagtes Faser-Matrix-Interface entsteht, gut dargestellt werden. Abbildung 63 zeigt den Bereich der oberen Delamination in Abbildung 62 im Detail. Im Bereich vor der Delamination kann nun auch der zugrunde liegende Mechanismus nachgewiesen werden. Zur besseren Darstellung ist ein Teil der versagten Interfaces rot markiert.

Abschließend bleibt das Lichtmikroskop als einzige Methode, die zugleich die makroskopischen Schäden und die mikroskopischen Schädigungsmechanismen darstellen kann. Allerdings muss die Probe für detaillierte Untersuchungen der Schädigungsmechanismen präpariert werden. Hierfür muss die Probe irreversibel geschädigt werden, was ein weiteres Ermüden der Probe ausschließt.

## 7. Untersuchung des VHCF für grundlegende Lamine

Ein sicheres Verständnis des Ermüdungsverhaltens von FVW setzt einen klar definierten Belastungszustand der Probe voraus. Dieser Belastungszustand muss dabei so einfach wie möglich sein, um überlagerte Effekte, wie sie zum Beispiel durch mehrachsige Belastungen hervorgerufen werden können, auszuschließen. Ein einachsiger Belastungszustand ist dafür ideal, denn durch die Anisotropie und Inhomogenität von FVW wird dieser Belastungszustand lokal zu einem mehrachsigen Spannungszustand. Insbesondere der Lagenaufbau und die Auswahl von Matrix und Faser bestimmen, wie sich dieser Spannungszustand ausbildet.

In dieser Arbeit werden hierfür zwei verschiedene Probengeometrien mit verschiedenen Lagenaufbauten untersucht, wie in Kapitel 5.1 beschrieben. Zum einen sind dies Flachproben mit einem  $0/90^\circ$ -Aufbau, der zu 90 % aus Fasern in Längsrichtung der Probe besteht. Zum anderen sind dies Rohrproben mit  $0/90^\circ$ - und  $\pm 45^\circ$ -Aufbau, allerdings mit gleich gewichteten Faseranteilen in beiden Richtungen.

Die Flachproben zeigen kein ausgeprägtes VHCF-Verhalten. Trotz geringer Anregungsamplituden stellt sich stets unterhalb von  $10^6$  Lastwechseln ein charakteristischer Schädigungszustand ein. Dieser Zustand ist durch einen von der freien Kante her beginnenden Schaden gekennzeichnet, wie er in Abbildung 64 gezeigt ist. Der Schaden entsteht durch eine Überlagerung von Delaminationen und Faser-Matrix-Versagen in den verschiedenen Lagen des Laminats. Während des Wachstums des Schadens kommt es zusätzlich zu einer starken

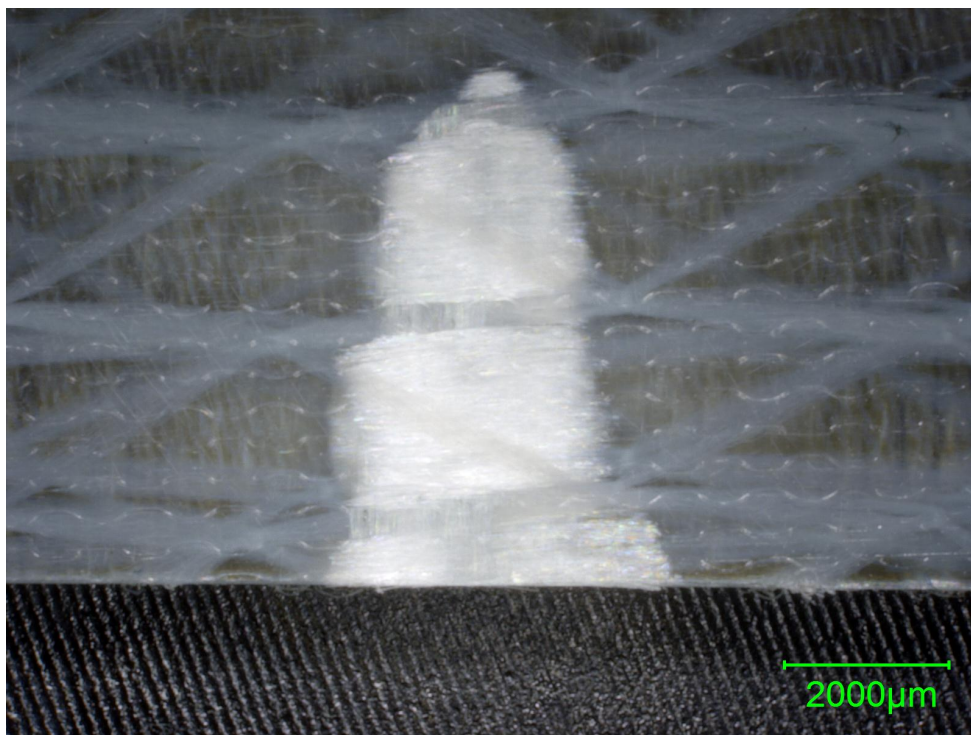


Abbildung 64: Charakteristischer HCF-Schädigungszustand der Flachproben

Erwärmung des Bereichs um den Schaden. Dabei wird lokal die Glasübergangstemperatur überschritten, der restliche Bereich der Probe erwärmt sich jedoch kaum.

Der Schaden, wie er in Abbildung 64 gezeigt wird, führt zwangsläufig zum Abbruch des Versuchs und ist somit als charakteristischer Endzustand zu betrachten. Neben die-

sem Ermüdungsverhalten können keine weiteren oder gar neue Schädigungsmechanismen identifiziert werden.

Bei keiner Probe kann ein Schaden beobachtet werden, der im Inneren der Probe initiiert wird, weshalb bei den Flachproben von einem Ermüdungsverhalten ausgegangen werden muss, das durch free-edge-Effekte dominiert wird.

Das Fehlen von freien Kanten an den Rohrproben führt zu einem anderen Ermüdungsverhalten als bei den Flachproben. Obwohl hier für den Fall der  $0/90^\circ$ -Rohrproben ein ähnlicher Belastungs- wie auch Spannungszustand herrscht, erreicht nur eine Rohrprobe einen Schädigungszustand, der dem der Flachproben ähnlich ist. Abbildung 57 auf Seite 97 zeigt diese eine Probe mit dem Schaden, der ebenso aus einer Überlagerung von Delaminationen und Faser-Matrix-Versagen besteht.

Anders als bei den Flachproben erwärmen sich die Rohrproben ohne aktive Kühlung so stark, dass die mechanischen Eigenschaften verändert werden. Dies zeigt sich in einer abfallenden detektierten Eigenfrequenz sowie einer erhöhten Aktuatorleistung bei gleichbleibendem Dehnungsniveau. Durch aktive Kühlung mit Druckluft kann das Laminat jedoch sehr gut gekühlt werden, sodass die Aktuatorleistung und die detektierte Eigenfrequenz stabil bleiben.

Zur Kühlung wird die Probe im Inneren mit Druckluft gespült. Das hat zwei Vorteile, denn der pendelnde ZMS wird nicht zu weiteren Schwingungen angeregt, und die Wirksamkeit der Kühlung der Probe kann durch das Messen der Oberflächentemperatur der Rohrprobe überprüft werden. Erreicht die Oberflächentemperatur der Rohrprobe mit aktiver Kühlung Raumtemperatur, kann von einer gleichmäßigen und effektiven Kühlung des Laminats ausgegangen werden. Diese Erkenntnis belegt zum Teil *Hypothese 4*, die intrinsische Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit vorsieht.

Eine Kühlung mit Druckluft von der Außenseite der Rohrprobe würde diese Kontrolle der Kühlung unmöglich machen. Weiterhin führt das Anblasen der Probe zu Pendelbewegungen des gesamten ungefesselten ZMS. Diese Pendelbewegungen haben große Wegamplituden, die außerhalb des Messbereichs der Lasertriangulatoren liegen. Eine sichere Messung der Anregungsfrequenz, die mit den Pendelbewegungen überlagert ist, ist dann nicht mehr möglich.

Auch die  $\pm 45^\circ$ -Rohrproben zeigen eine starke Erwärmung während der Ermüdungsversuche, eine aktive Kühlung ist auch hier unumgänglich. Im Gegensatz zu der geschädigten  $0/90^\circ$ -Rohrprobe zeigt sich bei den  $\pm 45^\circ$ -Rohrproben keine Schädigung im Bereich bis  $2 \cdot 10^7$  Lastwechsel. Es kann kein Aktivwerden von Schädigungsmechanismen nachgewiesen werden, auch die modalen Parameter zeigen keine Indizien für eine beginnende Schädigung. In dem untersuchten Dehnungsbereich bis 0,17 % wird somit eine Betriebssicherheit erreicht.

### 7.1. Gültigkeitsbereich hochfrequenter Materialprüfung

Ermüdungsversuche werden durchgeführt, um das Materialverhalten unter zyklischen Lasten vorherzusagen. Dabei möchte man das gesamte Leben eines Bauteils auf eine möglichst kurze Versuchsdauer abbilden. Ein Versuch, der im Zeitraffer durchgeführt wird, soll im Umkehrschluss das gesamte Leben eines Bauteils abbilden. Diese Übertragbarkeit ist allerdings nicht selbstverständlich. Denn jeder Unterschied zwischen dem Versuch und dem realen Ermüdungsfall muss berücksichtigt und kritisch hinterfragt werden. Führt einer der Unterschiede zu Widersprüchen, so muss die gesamte Aussagekraft des Versuchs hinterfragt werden.



Der größte Unterschied, der bei Untersuchungen speziell im VHCF-Bereich auftritt, ist die Frequenz, mit der die Lasten auf das Material aufgebracht werden. Bei realen Bauteilen treten VHCF-Lasten üblicherweise mit einer geringeren Frequenz auf. VHCF-Ermüdungsversuche müssen hingegen mit Prüffrequenzen im Bereich über 100 Hz durchgeführt werden, wie bereits in den vorangegangenen Kapiteln dieser Arbeit beschrieben ist. Mit der erhöhten Prüffrequenz geht auch eine erhöhte Dehnrate einher, die das Materialverhalten stark beeinflussen kann.<sup>109</sup> Je höher die Dehnrate wird, desto stärker werden langsam ablaufende Vorgänge unterdrückt. Dies unterbindet beispielsweise auch Setzungserscheinungen, Materialfließen und andere Relaxationseffekte. Der Zusammenhang zwischen diesen langsam ablaufenden Vorgängen und dem Ermüdungsverhalten ist noch nicht abschließend geklärt. Auch in der bereits etablierten Ermüdungsforschung von Metallen ist nicht abschließend geklärt, wie der Einfluss von langsam ablaufenden Materialeffekten allgemeingültig zu bewerten ist. Deshalb werden vergleichende Ermüdungsversuche mit hohen und geringen Prüffrequenzen durchgeführt.

Ein weiterer Unterschied zwischen realen Lastfällen und den hochfrequenten Ermüdungsprüfungen ist durch eine energetische Betrachtung zu erkennen. Durch Ermüdungseffekte wird Energie, die zuvor als potenzielle oder kinetische Energie im Material vorlag, schlussendlich in Wärme umgewandelt. Die Erklärung, wie dies genau geschieht, stellt eine enorme Herausforderung dar und wird daher in dieser Arbeit nicht betrachtet. Lediglich *dass* diese Energieumwandlung stattfindet, ist hier relevant. Um dies zu veranschaulichen, wird an dieser Stelle davon ausgegangen, dass pro Ermüdungszyklus immer dieselbe Menge an mechanischer Energie im Material in Wärme gewandelt wird. Dies geschehe unabhängig von der Prüffrequenz.

Bei einer langsamen Abfolge von Lastzyklen wird somit pro Zeiteinheit eine geringe Menge an Energie in Wärme gewandelt. Diese Wärme kann auch bei einem schlechten Wärmeleiter, wie FVW, aus dem Material an die Oberfläche transportiert und in die Umgebung abgegeben werden. Dadurch bleibt die Temperatur im Material konstant und ist im gesamten Volumen annähernd gleich.

Werden die Lastzyklen beschleunigt aufgebracht, wird je Zeiteinheit mehr Wärme erzeugt. Vor allem bei FVW wird diese Wärme nur langsam durch das Material geleitet und an der Oberfläche abgeführt. Dadurch kommt es zu einer ungleichmäßigen Temperaturverteilung im Volumen und einer insgesamt erhöhten Temperatur der Probe.

Viele der mechanischen Eigenschaften der Matrix eines FVW sind jedoch stark temperaturabhängig. Spätestens mit Erreichen der *Glasübergangstemperatur* der polymeren Matrix sind die mechanischen Kennwerte des ursprünglichen Verbundes nicht mehr gültig. Bei hohen Prüffrequenzen kann es also allein durch die erhöhte Wärmeerzeugung je Zeiteinheit zu einem veränderten Materialverhalten kommen. Ob dieses veränderte Materialverhalten die Gültigkeit der Ermüdungsversuche in Frage stellt, muss für jedes Material individuell geklärt werden.

Im Extremfall kommt es zu einer thermischen Kettenreaktion: Die lokal erhöhte Temperatur im Inneren des Volumens verändert die Eigenschaften des Polymers, unter anderem auch die Steifigkeit. Diese wird geringer, je höher die Temperatur wird, wodurch das viskose Verhalten der viskoelastischen Matrix betont wird. Durch diese verstärkten viskosen Effekte wird somit nochmals mehr Energie je Zyklus umgesetzt. Dieser Kettenreaktion kann sogar so stark werden, dass sich das Polymer thermisch zersetzt. Spätestens an dieser Stelle ist die Vergleichbarkeit von realem Bauteil und Ermüdungsversuch nicht mehr gegeben.

---

<sup>109</sup>siehe [50] und [51]

Die Vergleichbarkeit kann jedoch durch zwei Maßnahmen erhalten werden. Entweder wird die Wärme effektiver aus dem Material geleitet oder die Prüffrequenz weit genug reduziert. Die bessere Ableitung der Wärme kann durch das Anblasen der Probe mit Druckluft geschehen, im besten Fall auch von der Innenseite einer Rohrprobe her. Sollte diese Druckluftkühlung nicht mehr ausreichen, müssen entweder Kühlpausen eingebaut oder die Wärmeleitfähigkeit des Faserverbundes verbessert werden. Dies kann durch das Einmischen von sehr gut wärmeleitenden Partikeln in das Harz geschehen.

Als zweite Alternative kann, wie erwähnt, die Prüffrequenz reduziert werden. BAILEY ET AL. zeigen für diesen Fall, dass eine temperaturgeregelte Ermüdungsprüfung möglich ist, bei der die Prüffrequenz an den Temperaturverlauf angepasst wird<sup>110</sup>. Dabei gehen sie davon aus, dass nicht die Dehnrate entscheidend für das Ermüdungsverhalten ist. Vielmehr legen sie das Augenmerk auf das penible Einhalten von Temperaturgrenzen. Dabei muss jedoch beachtet werden, dass die Prüffrequenz nicht zu sehr reduziert wird, um die Ermüdungsprüfungen immer noch hinreichend schnell durchführen zu können.

In der Literatur findet sich eine Untersuchung zum Zusammenhang zwischen thermischen Effekten und dem Ermüdungsverhalten von FVW. Über einen langen Zeitraum hinweg untersuchte APINIS den Zusammenhang zwischen Proben temperatur und dem globalen Probenversagen. Dafür wurde ein spezieller Prüfstand konzipiert, der einem EMS ähnelt. Dabei wird ebenfalls eine Verschiebung einer Masse genutzt, um ein Federelement, die Probe, zu belasten<sup>111</sup>. Die Proben sind zur zusätzlichen Spannungsüberhöhung tailliert. Bereits während der ersten Untersuchungen wurde ein Zusammenhang zwischen auftretenden Schäden und der resultierenden Resonanzfrequenz gefunden. Ein Auftreten eines Schadens führt demnach zu einer Abnahme der Resonanzfrequenz.

Diese Erkenntnis vertiefte APINIS in weiteren Versuchen und fasst sie in einer Übersichts-Publikation<sup>112</sup> zusammen. Mit dem bereits bekannten Versuchsaufbau wurden verschiedene FVW in verschiedenen Frequenz- und Lastbereichen untersucht. Dabei konnte kein Zusammenhang zwischen der Prüffrequenz und dem Materialverhalten gefunden werden, solange die Proben aktiv gekühlt wurden. Aufgrund dieser Erkenntnisse wagt APINIS die Aussage, dass die Ermüdungsversuche für die meisten verwendeten FVW stark beschleunigt werden können, sogar bis in den Bereich von mehreren hundert Hertz. Auch ohne Korrekturen bezüglich der Dehnrate seien die Ergebnisse konsistent, solange durch intensive Kühlung die Matrix darin gehindert wird, zu stark zu erweichen.<sup>113</sup> Diese Aussage ermutigt die beschleunigte Prüfung von FVW im Ermüdungsbereich.

Für das in dieser Arbeit untersuchte Harzsystem *RIM135/H1366* ist eine solche Untersuchung, wie sie APINIS durchgeführt hat, nicht verfügbar. Die Eigenschaften des Harzes, beziehungsweise des Verbundes zusammen mit der *OC111A*-Faser, werden daher in einer Dynamisch-Mechanischen-Analyse (DMA) untersucht. In der DMA wird das dynamische Verhalten von Materialien untersucht. Hierzu kann die Probe bei verschiedenen Temperatur-, Kraft- und Frequenzbereichen untersucht werden. Ziel der Untersuchungen ist meist die Bestimmung des Verlustfaktors  $\tan(\delta)$ . Dieser beschreibt den Zeigerwinkel des komplexen E-Moduls  $\Upsilon^*$ . Anders formuliert, beschreibt der  $\tan(\delta)$  das Verhältnis des Verlustmoduls  $\Upsilon_V$  im Verhältnis zum Speichermodul  $\Upsilon_S$ . Der Verlustmodul beschreibt dabei das nichtelastische Verhalten des Werkstoffs, das zu einem gewissen Energieverlust innerhalb jedes Lastzyklus führt. Der Speichermodul wiederum entspricht dem E-Modul

---

<sup>110</sup>siehe [52]

<sup>111</sup>siehe [53]

<sup>112</sup>siehe [54]

<sup>113</sup>vgl. [54] S.118

eines idealen, elastischen und linearen Materials. Demnach muss der  $\tan(\delta)$  für passive Materialien stets größer als null sein.

Der  $\tan(\delta)$  ist somit ein Maß für die vom Material dissipierte Energie unter dynamischen Lasten. In der DMA kann die Abhängigkeit von Anregungsfrequenz und  $\tan(\delta)$  untersucht werden. Hierzu werden alle Eingangsgrößen konstant gehalten. Dies betrifft vor allem die Kraftamplitude, mit der die Probe angeregt wird, die Temperatur, bei der die Untersuchung durchgeführt wird, und es wird für eine Messreihe stets nur eine Probe verwendet. Die Kraftamplitude muss dabei so groß gewählt werden, dass die je Zyklus dissipierte Energie überhaupt messbar ist. Dazu muss bewusst der elastische Verformungsbereich des Materials überschritten werden. Allerdings darf die Kraftamplitude nicht so groß gewählt werden, dass die Probe während der Messreihen ermüdet. Die Probe wird während der Messreihen nicht aktiv gekühlt und bei Raumtemperatur geprüft.

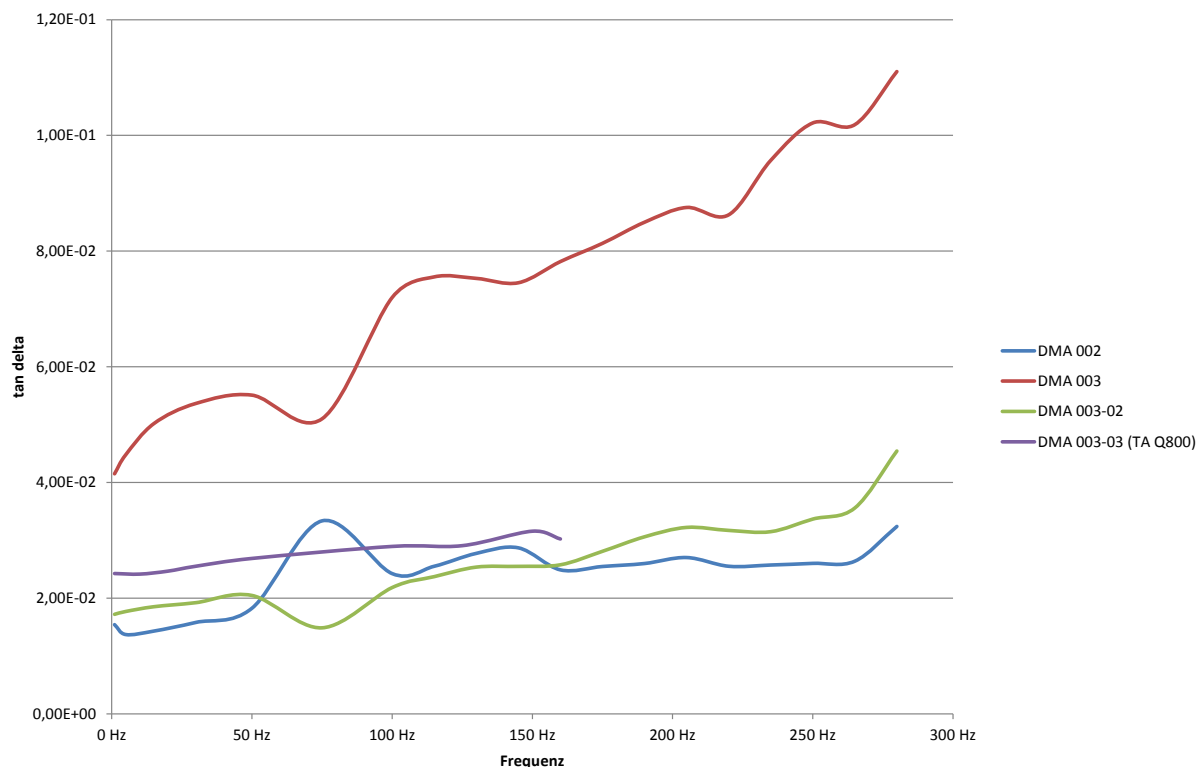


Abbildung 65: Vergleich des Verlustfaktors  $\tan(\delta)$  für verschiedene Proben und Messgeräte; die Kurve *DMA003-03* wurde auf einem anderen Gerät aufgenommen.

Abbildung 65 zeigt mehrere DMA-Messreihen, die mit einer *DMA 861e/234* von *Mettler-Toledo* aufgenommen wurden. Verglichen werden verschiedene Proben, die allgemeinen Messparameter sind stets identisch. Alle Messreihen zeigen einen sehr geringen  $\tan(\delta)$ , für drei Messungen bleibt er sogar unterhalb von 0,05. Lediglich eine Messung überschreitet diese Grenze deutlich, die zugehörige Probe besitzt einen geringeren Faservolumengehalt als die anderen Proben. Allen Proben gemein ist die mit steigender Anregungsfrequenz ansteigende Tendenz des  $\tan(\delta)$ . Das ist ein Hinweis auf eine erhöhte Dissipation je Zyklus bei höheren Anregungsfrequenzen. Allerdings ist der Anstieg, unter Vernachlässigung der Messungenauigkeiten, annähernd linear. Es zeigt sich somit kein Hinweis auf eine *thermische Resonanz* im untersuchten Frequenzbereich bis 300 Hz. Eine solche thermische Resonanz tritt auf, wenn pro Zyklus mehr Energie im Material dissipiert wird als über die Oberfläche

in Form von Wärme in der gleichen Zeit abgegeben kann. Somit würde eine thermische Resonanz zu einer starken Erwärmung des Materials und somit auch zu einem veränderten Verhalten in der DMA führen. Bedingt durch die technischen Grenzen der verwendeten DMA kann der  $\tan(\delta)$  nur bis 300 Hz untersucht werden. Da die Proben sich trotz des mit der Anregungsfrequenz steigenden  $\tan(\delta)$  nicht erwärmen, ist davon auszugehen, dass auch in höheren Frequenzen keine thermische Resonanz auftritt, vor allem nicht, wenn die Proben aktiv gekühlt werden. Dies entspricht auch den Beobachtungen aus den Versuchen mit den resonanten Prüfkonzerten aus Kapitel 5.2.

Da die dissipierte Energie je Zyklus sehr klein ist, ist von einem großen Messfehler auszugehen, wie auch KRAUSE in seiner Dissertation<sup>114</sup> feststellt. Daher wird eine weitere Messreihe mit einer anderen DMA aufgenommen, um die Ergebnisse zu validieren. Verwendet wird eine *Q800 DMA* des Herstellers *TA Instruments*. Die zugehörige Messreihe DMA003-03 in Abbildung 65 zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den restlichen Messreihen, womit die Beobachtungen zum dynamischen Verhalten als valide gelten.

Die in diesem Kapitel aufgezeigten Erkenntnisse aus Messungen und Literatur zeigen, dass die *Hypothesen* 2<sup>115</sup> und 4<sup>116</sup>, in dieser Arbeit auf verschiedene Weisen bestätigt werden kann. Der verwendete GFK zeigt eine geringe Erwärmung unter Ermüdungslasten. Wird diese Erwärmung durch Druckluftkühlung ausgeglichen, kann die Anregungsfrequenz problemlos auf 600 Hz erhöht werden. Dies wird durch die DMA-Untersuchungen bis 300 Hz untermauert. Durch die gewählten dünnen Wandstärken der Flach- und Rohrproben, wird eine gute Wärmeabfuhr erreicht, sodass intrinsische Methoden zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit nicht notwendig sind.

---

<sup>114</sup>siehe [51]

<sup>115</sup>Das Prüfen im Zeitraffer ist zulässig.

<sup>116</sup>Eine unzulässig hohe Erwärmung der Probenkörper ist durch aktive Kühlung und gegebenenfalls intrinsische Methoden zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit zu unterbinden.

## 8. Zusammenfassung und Ausblick

Zuverlässigkeit und Sicherheit liegen im Fokus, wenn neue Materialien charakterisiert und angewendet werden sollen. Dabei werden neben den klassischen statischen Kennwerten der Materialien auch dynamische Kennwerte benötigt. Diese dynamischen Kennwerte sind wichtig, um Bauteile gegen Ermüdungsschäden abzusichern und somit eine *Betriebssicherheit* herzustellen. Für Bauteile, die während ihres Einsatzes sehr viele Lastwechsel durchlaufen, wird die Betriebssicherheit oftmals durch eine Auslegung im Bereich der *Dauerfestigkeit* des Materials sichergestellt.

Die DIN 50100 definiert die Dauerfestigkeit wie folgt<sup>117</sup>:

Die [...] Dauerfestigkeit ist der um eine gegebene Mittelspannung schwingende größte Spannungsausschlag [...], den eine Probe „unendlich oft“ ohne Bruch und ohne unzulässige Verformung aushält.

Dabei wird für Metalle davon ausgegangen, dass es eine Belastungsgrenze gibt, unterhalb derer keine Schäden initiiert werden oder wachsen. Für hochfeste Metalle hat sich jedoch gezeigt, dass diese Aussage nicht haltbar ist und es selbst im Bereich der vermeintlichen Dauerfestigkeit zu Ermüdungserscheinungen kommt. Ursächlich für diese Diskrepanz zwischen Definition und Realität ist, dass die Dauerfestigkeit für den Bereich bis  $10^7$  Lastwechsel definiert wird. Effekte, die erst jenseits von  $10^7$  Lastwechseln auftreten, werden dabei nicht betrachtet.

Die Grundzüge des Ermüdungsverhaltens von Faserverbundwerkstoffen im Bereich der klassischen Dauerfestigkeit sind mittlerweile bekannt<sup>118</sup>. Das Verhalten von FVW jenseits von  $10^7$  Lastwechseln, also im VHCF-Bereich, ist weitestgehend unerforscht.

Um Erkenntnisse über das Ermüdungsverhalten von FVW im VHCF zu generieren, muss einerseits eine Methodik entwickelt werden, die eine schnelle Ermüdungsprüfung im Zeitraffer erlaubt. Andererseits muss ein Belastungszustand in der Probe eingestellt werden, der möglichst einfach ist und somit eine Korrelation von Belastungszustand und Schadensbild erlaubt. Aus diesen beiden Grundgedanken wurden in Kapitel 2 bereits Forschungshypothesen abgeleitet und das erkenntnisorientierte Vorgehen in Kapitel 3 umrissen.

Die Hypothesen dieser Arbeit werden im folgenden Kapitel mit den Erkenntnissen der Arbeit verglichen und entsprechend bewertet.

---

<sup>117</sup>siehe [31]

<sup>118</sup>siehe beispielsweise [2], [15] oder [55]

## 8.1. Zusammenfassung

Ermüdungsprüfungen sind dynamische Vorgänge. Kontinuierlich werden dabei durch Bewegungen und Verformungen, kinetische und potentielle Energien ineinander umgewandelt. Ursächlich hierfür ist das Auftreten von Massenkräften, die unvermeidbar sind. Klassische Prüfverfahren unterdrücken diese Massenkräfte und versuchen Resonanzen im Prüfsystem zu unterbinden. Eben diese Massenkräfte können jedoch genutzt werden, um Lasten im Prüfsystem zu erzeugen. Dieser Grundgedanke bildet die Grundlage für alle Prüfverfahren, die in dieser Arbeit betrachtet wurden. Hypothese 1 formuliert dies als:

*1. Eine Prüftechnik, die die Resonanzeigenschaften der Probe nutzt, ist realisierbar.*

Durch die Untersuchung und Bewertung von verschiedenen Konzepten, die Massenkräfte bewusst einsetzen, konnte gezeigt werden, dass eine resonante Prüftechnik umsetzbar ist. Zwei grundlegende Ansätze wurden dabei verfolgt, einerseits Kontinuumsschwinger und andererseits Systeme aus bewegten Massen. Alle Systeme sind in der Lage, unter Ausnutzung der Eigenschaften der Probe, Prüflasten zu erzeugen. Dies führt dazu, dass Prüfstand und Probe in ihrem dynamischen Verhalten aufeinander abgestimmt werden müssen, um die Massenkräfte optimal auszunutzen, auch in Hinsicht auf den einachsigen, gradientenfreien Belastungszustand, der gewünscht ist.

Die Systeme unterscheiden sich jedoch gerade im erzeugten Belastungszustand. Der Kontinuumsschwinger erzeugt in sich eine stehende Welle, die zu einer ungleichmäßigen Belastung in der Probe führt, da die Belastung ortsabhängig ist. Hinzu kommt, dass die Probe stets an die Wellenlänge der stehenden Welle des Erzeugersystems angepasst werden muss. Dadurch entstehen sehr strikte Vorgaben für die Geometrie und die Steifigkeit der Probe. Für einen möglichst universellen Einsatz der Prüftechnik ist dies jedoch ein Hindernis. Diese Nachteile des RKS führten dazu, dass das Konzept in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt wurde.

Die Systeme aus bewegten Massen hingegen erzeugen einen annähernd einachsigen, gradientenfreien Belastungszustand. Im Bereich der Einspannung der Probe entstehen zwar Spannungsüberhöhungen, die jedoch durch das Eingießen der Probe in eine spezielle Vergussmasse abgemildert werden konnten. Der Nachweis der Wirksamkeit dieser Maßnahme wurde durch eine FEM-Simulation geführt. Aufgrund dieses annähernd optimalen Belastungsverlaufs in der Probe wurden die Systeme aus bewegten Massen bevorzugt.

Insgesamt wurden drei Systeme aus bewegten Massen untersucht. Ein Ein-Massen-Schwinger und zwei Typen von Zwei-Massen-Schwingern, der gefesselte und der ungefesselte ZMS. Die Unterschiede zwischen den drei Systemen lagen weniger im erzeugten Belastungszustand, sondern mehr in den Nebenbedingungen. Diese waren unter anderem die Schonung des Aktuators, die genaue Messbarkeit der Verschiebungen und die Kühlung der Probe.

Schlussendlich wurde lediglich der ungefesselte ZMS präferiert, da er das Optimum bietet. Der Aktuator wird möglichst wenig belastet, nur geringe Auflagerkräfte werden übertragen, die die Messung beeinflussen können, und die Kühlung der Probe kann für die Messung störungsarm von innen geschehen.

Hypothese 1 kann somit bestätigt werden.

## *2. Das Prüfen im Zeitraffer ist zulässig.*

Die Prüfung im Zeitraffer setzt voraus, dass eine Prüffrequenz verwendet wird, die deutlich über der Belastungsfrequenz des realen Einsatzszenarios des Materials liegt. Klassische Ermüdungsprüfungen an FVW werden mit maximal 5 – 10 Hz durchgeführt, um eine Erwärmung der Probe zu vermeiden. Für die Untersuchung des VHCF im Zeitraffer muss jedoch eine deutlich höhere Prüffrequenz gewählt werden.

Dynamisch-mechanische Untersuchungen wurden in dieser Arbeit verwendet, um die Prüfung im Zeitraffer bei FVW zu bewerten. Hierfür wurde eine Probe bei verschiedenen Frequenzen mechanisch belastet und bewusst nicht gekühlt. Thermische Effekte in der Probe, die eine Abhängigkeit zur Anregungsfrequenz haben, sollten dadurch identifiziert werden. Es konnte gezeigt werden, dass trotz fehlender Kühlung im untersuchten Frequenzbereich bis 600 Hz keine unzulässige Erwärmung auftrat. Zwar steigt der Verlustfaktor  $\tan(\delta)$  mit steigender Anregungsfrequenz leicht, es gibt jedoch keine Frequenz, ab der die mechanischen Eigenschaften der Probe sich stark verändern. Für Hypothese 2 ist dies ein starkes Indiz für die Zulässigkeit des Zeitraffers.

## *3. Die gewonnenen Erkenntnisse lassen sich auf Belastungszustände mit geringerer Lastwechselfrequenz übertragen.*

Um Erkenntnisse, die bei hohen Frequenzen gewonnen wurden, auf Belastungszustände bei geringerer Frequenz zu übertragen, müssen vergleichende Untersuchungen durchgeführt werden. Im Idealfall werden identische Proben mit identischen Verfahren, aber verschiedenen Anregungsfrequenzen getestet. Ist das erkannte Ermüdungsverhalten bezüglich der Lastwechsel identisch, kann davon ausgegangen werden, dass die Prüfverfahren gleichwertig sind. Die Erkenntnisse aus Hypothese 2 liefern zwar ein Indiz dafür, ein Vergleich der Wöhlerlinien und Schadensinitiationslinien ist aber unumgänglich. Grundlage dafür sind vergleichende Reihenuntersuchungen. Diese konnten in dieser Arbeit aber nicht durchgeführt werden, da der ZMS lediglich eine maximale Dehnungsamplitude von 0,17 % erzeugen konnte. Diese ist deutlich zu gering, um im Ermüdungsbereich unterhalb des VHCF Schäden zu initiieren. Somit fehlt die Grundlage, für einen Vergleich mit einer konservativen Prüftechnik.

Außer dem erwähnten Indiz aus den Messungen in der DMA kann diese Hypothese weder bestätigt, noch widerlegt werden.

## *4. Eine unzulässig hohe Erwärmung der Probenkörper ist durch aktive Kühlung und gegebenenfalls intrinsische Methoden zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit zu unterbinden.*

Obwohl, wie bei Hypothese 2 diskutiert, GFK keine Grenzfrequenz für die Anregung bis 600 Hz zeigt, erwärmen sich die Proben durch die mechanische Belastung. Diese Erwärmung kommt auch bei geringen Prüffrequenzen vor.

Wie sich gezeigt hat, führt eine Erwärmung der Probe zu veränderten Materialeigenschaften und somit auch zu veränderten Schwingungseigenschaften des Prüfstands. Diese beeinflussen die Regelung des Prüfstands und verringern die maximal erreichbare Dehnungsamplitude. Eine aktive Kühlung der Probe war somit unumgänglich, da die aufgetretene Erwärmung im Sinne des Prüfstandkonzepts unzulässig hoch war. Durch eine aktive Kühlung mit Druckluft von der Innenseite der Probe konnte die Probe jedoch vollständig durchkühlt werden. Intrinsische Maßnahmen im Material waren nicht notwendig, da die Proben eine geringe Wandstärke aufweisen.

### 5. *Der modale Fingerabdruck des Probenkörpers kann verwendet werden, um das Aktivwerden bestimmter Schädigungsmechanismen zu detektieren.*

Der modale Fingerabdruck wurde als Kombination aus verschiedenen Parametern des Schwingverhaltens des Prüfstands eingeführt. Ändert sich einer dieser Parameter oder ändern sich alle, so ist davon auszugehen, dass zeitgleich eine deutliche Veränderung der mechanischen Kennwerte der Probe geschehen ist. Durch die Identifikation einer Korrelation zwischen den verschiedenen Schädigungsmechanismen und einer charakteristischen Veränderung der Parameter des Schwingverhaltens sollte somit für jeden Schädigungsmechanismus ein Fingerabdruck erzeugt werden. Tritt bei einem Ermüdungsversuch diese charakteristische Veränderung der Parameter wieder auf, kann im Umkehrschluss davon ausgegangen werden, dass ein bestimmter Schädigungsmechanismus aktiv geworden ist.

Damit die Korrelation sicher funktioniert, müssen genügend Parameter gefunden und sicher genug bestimmt werden können. Es konnten drei Parameter bestimmt werden, die für eine Korrelation infrage kommen. Dies sind die Anregungsamplitude, die Anregungsfrequenz und die Differenz der Verschiebungen an den beiden Massen des ZMS. Die Eigenfrequenz des ZMS kann für den modalen Fingerabdruck nicht direkt verwendet werden, da sie über das heuristisch arbeitende Suchverfahren bestimmt wird. Somit kann erst die detektierte Eigenfrequenz genutzt werden, die wiederum als Anregungsfrequenz für den ZMS genutzt wird.

Die Anregungsamplitude, die über einen schnellen PID-Regler geregelt wird, zeigte eine sehr schnelle und deutliche Reaktion auf das Wachstum eines Schadens. Innerhalb von 2s erreichte die Amplitude den Grenzwert des Leistungsverstärkers. Das Wachsen eines Schadens kann somit über die Anregungsamplitude erkannt werden.

Die Anregungsfrequenz reagierte im Vergleich dazu extrem träge. Obwohl der Schaden bereits in der Probe gewachsen war, wurde durch das Suchverfahren immer noch dieselbe Eigenfrequenz detektiert. Aus den Erfahrungen mit den EMS ist jedoch bekannt, dass ein solcher Schaden einen massiven Einfluss auf die Eigenfrequenz haben muss. Somit kann die Anregungsfrequenz nicht für den modalen Fingerabdruck genutzt werden.

Die Differenz der Verschiebungen der Massen veränderte sich schlagartig mit dem Beginn des Wachstums des Schadens. Allerdings erfolgte die Reaktion nicht so schnell wie bei der Anregungsamplitude. Erst nach  $\approx 60$  s war die Veränderung abgeschlossen, und es stellte sich erneut ein stabiler Zustand ein. Da der Schaden jedoch deutlich schneller in der Probe wuchs, muss davon ausgegangen werden, dass die Differenz der Verschiebungen relativ träge auf das Schadenswachstum reagiert. Der Grund für diese Trägheit ist nicht bekannt. Die Differenz der Verschiebungen ist somit zwar grob geeignet, um einen Schaden zu detektieren, aber bei weitem nicht dynamisch genug, um eine Korrelation zu einem Schädigungsmechanismus herzustellen.

Der modale Fingerabdruck konnte somit in dieser Arbeit nicht verwendet werden, da nur ein Parameter schnell genug reagierte, um überhaupt eine Korrelation zu einem Schädigungsmechanismus zuzulassen. Da es aber vier Schädigungsmechanismen<sup>119</sup> gibt, zu denen die Korrelation sinnvoll wäre, ist die Anzahl der Parameter zu gering.

Die Anregungsamplitude und die Differenz der Verschiebungen sind jedoch beide geeignet, einen Schaden in der Probe zu detektieren. Eine entsprechende Grenze wurde in die Regelung eingefügt, die eine starke Veränderung der Parameter detektiert und den Versuch automatisch anhält.

---

<sup>119</sup>Faserbruch, Delamination, Matrixriss und Faser-Matrix-Interface-Versagen



## 8.2. Ausblick

Resonante Ermüdungsprüfung an FVW ist möglich, auch unter der besonderen Randbedingung eines einachsigen und gradientenfreien Spannungszustands. Das hat diese Arbeit eindeutig belegt, dabei aber auch Herausforderungen aufgezeigt, die noch nicht überwunden sind.

Die wohl wichtigste Herausforderung ist die maximal in der Konstellation aus Antriebsleistung und Probenquerschnitt erreichbare Dehnung, die der in dieser Arbeit entstandene ungefesselte ZMS erreichen konnte. Die Bruchdehnung von GFK liegt deutlich über dem Grenzwert von 0,17 %. Erst wenn deutlich größere Dehnungen erreicht werden, können vergleichende Ermüdungsversuche durchgeführt werden, um die resonante Prüftechnik endgültig zu validieren.

Andererseits zeigten die Versuche mit einer Dehnungsamplitude von unter 0,17 % einen anderen Effekt, der ebenso wichtig sein kann. Wird die Dehnungsamplitude merklich unter 0,17 % reduziert, so wird kein Schädigungsmechanismus aktiviert und somit kein Schaden initiiert. Dieses Verhalten zeigt sich bis  $2 \cdot 10^7$  Lastwechsel. Somit könnte dies ein Hinweis auf eine mögliche echte Dauerfestigkeit des in dieser Arbeit verwendeten GFK sein.

Um die Frage nach einer echten Dauerfestigkeit zu klären, muss die Gültigkeit der Ermüdungsprüfung im Zeitraffer abschließend geklärt werden. Zwar lieferten die Untersuchungen in dieser Arbeit ein starkes Indiz für die Gültigkeit, endgültige Gewissheit liefern aber erst vergleichende Ermüdungsversuche zwischen nieder- und hochfrequenten Prüfverfahren. Wenn die somit aufgenommenen Wöhlerlinien und Schadensinitiationslinien im Bereich unterhalb des VHCF übereinstimmen, kann davon ausgegangen werden, dass auch die Erkenntnisse im VHCF übereinstimmen.

Diesem Vorgehen könnte jedoch die starke Nichtlinearität, die bei den Messungen am ungefesselten ZMS nachgewiesen werden konnte, im Weg stehen. Bisher konnte nicht geklärt werden, welchen Einfluss die Nichtlinearität auf das Schwingverhalten und die maximale Dehnung hat, die im ungefesselten ZMS erreicht werden konnte. Möglicherweise ist die Grenze von 0,17 % Dehnung eine Materialeigenschaft, die nicht durch eine stärkere Anregung überwunden werden kann.

Eine Möglichkeit, diese Grenze zu untersuchen, ist eine veränderte Probengeometrie. Dadurch wird das Verhältnis von belastetem Querschnitt zur Aktuatorleistung verändert. Somit stünde bei einem geringeren Querschnitt eine spezifisch größere Anregungsleistung zur Verfügung. Stellen sich dabei wiederum dieselbe maximale Dehnung und ein identisches, nichtlineares Verhalten ein, so muss vom einem materialbedingten Grenzwert ausgegangen werden.

Über eine Veränderung der Probengeometrie hinaus ist auch eine Veränderung des verwendeten Materials von großen Interesse. Andere Gruppen von FVW, wie zum Beispiel CFK oder FVW mit thermoplastischen Matrices, könnten eine weniger ausgeprägte Nichtlinearität aufweisen und somit höhere Dehnungen erlauben.

Der in dieser Arbeit angedachte modale Fingerabdruck konnte nicht umgesetzt werden. Dies begründet sich durch die mangelnde Anzahl an Parametern, um überhaupt eine Korrelation zwischen den vier Schädigungsmechanismen und den Parametern des Schwingverhaltens herzustellen. Weitere modale Größen, wie zum Beispiel die Phasenverschiebung zwischen verschiedenen Messgrößen, könnten den Parameterraum hinreichend erweitern.

Der modale Fingerabdruck ist ein Konzept, das eine Online-Detektion von Schädigungsmechanismen erlaubt. Das ist vor allem für FVW interessant, die nicht durch optische Methoden auf Schäden untersucht werden können. CFK ist zum Beispiel nicht translu-

zent, weshalb Schäden in der Tiefe des CFK nur durch Verfahren der zerstörungsfreien Prüfung nachgewiesen werden können. Diese Verfahren sind zudem nicht online-fähig, was eine Detektion eines Schadens oder Schädigungsmechanismus während des Versuchs stark erschwert.

Zusammenfassend können für künftige Versuche einige Hinweise gegeben werden, die sich aus den Erkenntnissen der fünf Hypothesen dieser Arbeit ergeben. Dadurch entsteht ein Leitfaden für eine erfolgreiche Umsetzung der resonanten Prüftechnik für andere Materialien:

**Resonantes Prüfprinzip** Das grundlegende Prüfprinzip muss einen resonanten Ansatz verfolgen. Im System auftretende Massenkräfte müssen also identifiziert und derart genutzt werden, dass ein stabiler Schwingungszustand eingestellt werden kann. Dies wird vor allem durch Beachten der nachfolgenden Punkte erreicht.

**Trennung der Energiereservoirs** Zwei Typen von Energiereservoirs sind bei der resonanten Prüftechnik besonders wichtig. Dies sind Reservoirs für kinetische und potentielle Energie. Die kinetischen Energiereservoirs werden durch die Massen, die im System vorhanden sind, bestimmt, die potentiellen Energiereservoirs wiederum durch die Steifigkeiten. Durch Konstruktionsmaßnahmen muss sichergestellt werden, dass diese Energiereservoirs hinreichend stark voneinander getrennt werden. In dieser Arbeit wurde gezeigt, dass die Reservoirs zu über 99 % voneinander getrennt wurden. Dadurch wird sichergestellt, dass das potentielle Energiereservoir in der Probe liegt und dort über die Formänderungsarbeit Prüflasten erzeugt werden. Dieser Wert der Trennung von 99 % sollte bei anderen Systemen nicht unterschritten werden, ansonsten muss der Nachweis der Trennung der Energiereservoirs neu erbracht und bewertet werden.

**Einachsiger, gradientenfreier Belastungszustand** Eine eindeutige Zuordnung von Schaden im Material und der verursachenden Belastung muss immer möglich sein. Daher muss der Belastungszustand, und besser der lokale Spannungszustand, genau bekannt sein. Das gelingt besonders gut, wenn der Belastungszustand selbst möglichst einfach gestaltet wird. Der einachsige, gradientenfreie Belastungszustand bietet sich hier besonders an. Das Prüfprinzip muss demnach so gestaltet werden, dass in der Probe ein solcher Belastungszustand erzeugt wird. Neben der Trennung der Energiereservoirs muss zusätzlich die Probe so gestaltet werden, dass sie einen, zumindest im Prüfbereich der Probe, einachsigen und gradientenfreien Belastungszustand zulässt. Dieser Belastungszustand muss für neue Materialien stets validiert werden.

**Verhältnis Probenquerschnitt zu Antriebsleistung** Vor allem die Formänderungsarbeit in der Probe führt zu einem Verlust von Energie aus dem potentiellen Energiereservoir. Diese Verluste müssen durch die Aktuatorik ausgeglichen werden. Der Quotient aus Antriebsleistung zu Probenquerschnitt im Prüfbereich ist ein hilfreicher Richtwert, der je nach der Eigendämpfung des zu prüfenden Materials und angestrebter Prüffrequenz schwankt. In dieser Arbeit wurde ein Quotient von 2 kW je 100 mm<sup>2</sup> erreicht. Für hinsichtlich Prüffrequenz und Material ähnliche Prüfsysteme sollte dieser Quotient übertroffen werden.

**Temperaturüberwachung und Kühlung** Die Temperatur der Probe muss überwacht werden, damit thermische Einflüsse auf das Ermüdungsverhalten ausgeschlossen

werden können. Bei Bedarf muss eine Kühlung per Druckluft erfolgen oder es müssen Kühlpausen vorgesehen werden. Durch thermoanalytische Verfahren sollte zusätzlich sichergestellt werden, dass im Bereich der avisierten Prüffrequenz keine thermischen Effekte im Material auftreten. Dies kann durch ein Screening im Frequenzbereich mittels einer DMS geschehen.

**Prüffrequenz** Der Amplitudengang des hier verwendeten Aktuators<sup>120</sup> zeigt deutlich das Problem vieler anderer Aktuatoren im hohen Frequenzbereich. Mit steigender Betriebsfrequenz des Aktuators sinkt die maximal erreichbare Stellwegamplitude und somit die Leistungsfähigkeit. Somit muss ein Optimum gefunden werden, dass einerseits eine möglichst hohe Prüffrequenz bietet, zugleich aber keine zu großen Einbußen bei der Leistungsfähigkeit des Aktuators verursacht. Eine möglichst große Prüffrequenz kann somit nicht die alleinige Maxime einer resonanten Prüftechnik sein.

**Regelung und messtechnische Überwachung** Die Regelung eines resonant betriebenen Prüfsystems muss den Schwingungszustand in der Resonanz stabil halten. Hierzu muss die Eigenfrequenz des Prüfsystems detektiert und die Überhöhung in der Resonanz geregelt werden. Zusätzlich muss die Regelung einen geeigneten Schwingungsparameter überwachen, der sensibel auf Schäden in der Probe reagiert. Dies kann beispielsweise die tatsächliche Antriebsleistung des Aktuators sein. Zusätzlich sollten diese Regelgrößen und weitere Messwerte des Systems in einem Ringspeicher erfasst werden, damit im Falle eines Probenversagens das so genannte *end of life* dokumentiert ist.

Abschließend bleibt die Möglichkeit, das resonante Prüfverfahren für andere Arten von Proben zu verwenden. Neben einfachen Materialproben bietet sich die Möglichkeit einfache, bauteilnahe Probekörper zu untersuchen. Das können zum Beispiel Ausschnitte aus typischen Bauteilen, wie Versteifungsstrukturen oder Schalen sein. Dadurch würde eine hochfrequente Bauteilprüfung ermöglicht, die nicht nur die Materialeigenschaften untersucht, sondern zugleich auch Einflüsse durch geometrische Randbedingungen berücksichtigt. Allerdings muss dazu von vornherein geklärt werden, wie der relevante Belastungszustand im Bauteil aussieht, und wie dies durch eine resonant erzeugte Belastung nachgebildet werden kann. Das ist vor allem deshalb wichtig, da Ermüdungslasten in realen Bauteilen oft durch äußere Lasten verursacht werden und weniger durch resonante Effekte des Bauteils selbst. Bereits am Beispiel eines einfachen Kragbalkens wird deutlich, dass es Unterschiede zwischen der Biegelinie gibt, die durch eine erzwungene Schwingung hervorgerufen wird, und der Eigenform, die in Resonanz vorherrscht. Somit muss für die Anwendung der resonanten Prüftechnik auf Bauteile nicht nur der Belastungszustand genau definiert werden, sondern dazu auch noch die geometrischen Abmessungen, in denen der Belastungszustand nachgebildet werden soll. Gelingt dies, so wäre eine schnelle Ermüdungsprüfung nicht nur auf der Ebene von Materialproben möglich, sondern auch eine Skalenebene höher, auf Bauteilebene.

---

<sup>120</sup>siehe Abbildung 27 auf Seite 50

## Literatur

- [1] M. A. Schwartz. „The importance of stupidity in scientific research“. In: *Journal of Cell Science* 121 (2008), S. 1771.
- [2] B. Harris, Hrsg. *Fatigue in composites*. Woodhead Publishing Limited, 2003. ISBN: 1-85573-608-X.
- [3] C. W. Kensche. „Fatigue of composites for wind turbines“. In: *International Journal of Fatigue* 28.10 (2006). The Third International Conference on Fatigue of Composites, S. 1363–1374. ISSN: 0142-1123. DOI: [10.1016/j.ijfatigue.2006.02.040](https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2006.02.040). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V35-4JRVF12-5/2/ecdaa901ed26445683ecb611d4428bd3>.
- [4] J. König u. a. „Innovativer Leichtbau-Wagenkasten des Next Generation Train - Innovative lightweight car body of the Next Generation Train“. In: *ZEVrail* 3 (2014), S. 75–82.
- [5] J.S. Wilson. „Glass reinforced plastics for helicopter primary structures“. In: *Journal of Sound and Vibration* 3.3 (1966), S. 510–520. ISSN: 0022-460X. DOI: [10.1016/0022-460X\(66\)90112-X](https://doi.org/10.1016/0022-460X(66)90112-X). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022460X6690112X>.
- [6] J. W. Dally und D. H. Carrillo. „Fatigue Behavior of Glass-Fiber Fortified Thermoplastics“. In: *POLYMER ENGINEERING AND SCIENCE* 9.6 (1969), S. 434–444.
- [7] C. K. H. Dharan. „Fatigue failure in graphite fibre and glass fibre-polymer composites“. In: *Journal of Materials Science* 10 (10 1975). 10.1007/BF00554927, S. 1665–1670. ISSN: 0022-2461. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/BF00554927>.
- [8] T.W. Chou und A. Kelly. „Fibre composites“. In: *Materials Science and Engineering* 25 (1976), S. 35–40. ISSN: 0025-5416. DOI: [10.1016/0025-5416\(76\)90049-5](https://doi.org/10.1016/0025-5416(76)90049-5). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0025541676900495>.
- [9] B.D. Agarwal und S.K. Joneja. „Flexural fatigue of a unidirectional composite in the longitudinal direction“. In: *Materials Science and Engineering* 46.1 (1980), S. 63–68. ISSN: 0025-5416. DOI: [10.1016/0025-5416\(80\)90190-1](https://doi.org/10.1016/0025-5416(80)90190-1). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0025541680901901>.
- [10] Kenneth L. Reifsnider, Hrsg. *Fatigue of composite materials*. Bd. 4. Composite Materials. Elsevier Science Publishing, 1991. ISBN: 0-444-70507-4.
- [11] R. Talreja. „Damage and fatigue in composites - A personal account“. In: *Composites Science and Technology* 68 (2008), S. 2585–2591.
- [12] Fuqiang Wu und WeiXing Yao. „A fatigue damage model of composite materials“. In: *International Journal of Fatigue* 32.1 (2010). Fourth International Conference on Fatigue of Composites (ICFC4), S. 134–138. ISSN: 0142-1123. DOI: [10.1016/j.ijfatigue.2009.02.027](https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2009.02.027). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V35-4VNH40R-F/2/0f8e209779812f12153d4dc0c96d32f8>.
- [13] J. F. Mandell u. a. *Analysis of SNL/MSU/DOE Fatigue Database Trends for Wind Turbine Blade Materials*. Techn. Ber. 5. -. Department of Chemical und Biological Engineering, Montana State University, 2010.

- 
- [14] M. N. Bureau und J. Denault. „Fatigue Behavior of Continuous Glass Fiber Composites : Effect of the Matrix Nature“. In: *POLYMER COMPOSITES* 21.4 (2000), S. 636–644.
- [15] R. Talreja und C. V. Singh. *Damage and Failure of Composite Materials*. Cambridge University Press, 2012. ISBN: 978-0-521-81942-8.
- [16] M. Kawai u. a. „Off-Axis Fatigue Behavior of Unidirectional Carbon Fiber-Reinforced Composites at Room and High Temperatures“. In: *Journal of Composite Materials* 35.7 (2001), S. 545–576.
- [17] M. -H. R. Jen und C. -H. Lee. „Strength and life in thermoplastic composite laminates under static and fatigue loads. Part I: Experimental“. In: *International Journal of Fatigue* 20.9 (1998), S. 605–615. ISSN: 0142-1123. DOI: [10.1016/S0142-1123\(98\)00029-2](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(98)00029-2). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112398000292>.
- [18] J. Morton, S. Kellas und S. M. Bishop. „Damage Characteristics in Notched Carbon Fiber Composites Subjected to Fatigue Loading - Environmental Effects“. In: *Journal of Composite Materials* 22 (1988), S. 657–673. DOI: [10.1177/002199838802200705](https://doi.org/10.1177/002199838802200705). URL: <http://jcm.sagepub.com/content/22/7/657>.
- [19] P. T. Curtis. „The fatigue behaviour of fibrous composite materials“. In: *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design* 24 (1989), S. 235–244. DOI: [10.1243/03093247V244235](https://doi.org/10.1243/03093247V244235).
- [20] E.K. Gamstedt und B.A. Sjögren. „Micromechanisms in tension-compression fatigue of composite laminates containing transverse plies“. In: *Composites Science and Technology* 59 (1999), S. 167–178.
- [21] E. K. Gamstedt und R. Talreja. „Fatigue damage mechanisms in unidirectional carbon-fibre-reinforced plastics“. In: *Journal of Materials Science* 34 (1999), S. 2535–2546.
- [22] D.-Y. Song und N. Otani. „Approximate estimation of fatigue strength of polymer matrix composites by material properties“. In: *Materials Science and Engineering: A* 254.1-2 (1998), S. 200–206. ISSN: 0921-5093. DOI: [10.1016/S0921-5093\(98\)00703-5](https://doi.org/10.1016/S0921-5093(98)00703-5). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0921509398007035>.
- [23] A. Hosoi, Y. Arao und H. Kawada. „Transverse crack growth behavior considering free-edge effect in quasi-isotropic CFRP laminates under high-cycle fatigue loading“. In: *Composites Science and Technology* 69.9 (2009). Special Issue on the 12th European Conference on Composite Materials (ECCM12), organized by the European Society for Composite Materials (ESCM), S. 1388–1393. ISSN: 0266-3538. DOI: [10.1016/j.compscitech.2008.09.003](https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2008.09.003). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6TWT-4TF7CFB-3/2/390060e64cf8e1d84e654eb16df2a573>.
- [24] A. Hosoi u. a. „High-cycle fatigue characteristics of quasi-isotropic CFRP laminates over  $10^8$  cycles (Initiation and propagation of delamination considering interaction with transverse cracks)“. In: *International Journal of Fatigue* 32.1 (2010). Fourth International Conference on Fatigue of Composites (ICFC4), S. 29–36. ISSN: 0142-1123. DOI: [10.1016/j.ijfatigue.2009.02.028](https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2009.02.028). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V35-4VNH40R-9/2/e2734adb7d33e14fd755c81535da3676>.
-

- [25] A. Hosoi u. a. „Quantitative evaluation of fatigue damage growth in CFRP laminates that changes due to applied stress level“. In: *International Journal of Fatigue* 33.6 (2011), S. 781–787. ISSN: 0142-1123. DOI: [10.1016/j.ijfatigue.2010.12.017](https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2010.12.017). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V35-51VB7X3-3/2/b30ddb2ad8b6c2566458ba1cfff1ab91>.
- [26] JF Mandell u. a. „New fatigue data for wind turbine blade materials“. In: *JOURNAL OF SOLAR ENERGY ENGINEERING-TRANSACTIONS OF THE ASME* 125.4 (Nov. 2003), S. 506–514.
- [27] S. A. Michel, R. Kieselbach und H. J. Martens. „Fatigue strength of carbon fibre composites up to the gigacycle regime (gigacycle-composites)“. In: *International Journal of Fatigue* 28.3 (2006), S. 261–270. ISSN: 0142-1123. DOI: [DOI:10.1016/j.ijfatigue.2005.05.005](https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2005.05.005). URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V35-4GP1VHJ-1/2/7c62789d0ef6c444820a0444e675e636>.
- [28] M. Gude u. a. „Fatigue Testing of Carbon Fibre Reinforced Polymers under {VH-CF} Loading“. In: *Procedia Materials Science* 2 (2013). <ce:title>Materials Science Engineering, Symposium {B6} - Hybrid Structures</ce:title>, S. 18–24. ISSN: 2211-8128. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.mspro.2013.02.003>. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2211812813000047>.
- [29] T.J. Adam und P. Horst. „Experimental investigation of the very high cycle fatigue of {GFRP} [90/0]s cross-ply specimens subjected to high-frequency four-point bending“. In: *Composites Science and Technology* 101 (2014), S. 62–70. ISSN: 0266-3538. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.compscitech.2014.06.023>. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0266353814002243>.
- [30] M. Sander, T. Müller und J. Lebahn. „Influence of mean stress and variable amplitude loading on the fatigue behaviour of a high-strength steel in VHCF regime“. In: *International Journal of Fatigue* 62 (2014), S. 10–20.
- [31] *DIN 50100 "Dauerschwingversuch"*. Deutsches Institut für Normung e.V.
- [32] G. Holzmann, H. Meyer und G. Schumpich. *Technische Mechanik Festigkeitslehre*. Springer Vieweg, 2012.
- [33] V. Trappe. „Beschreibung des intralaminaren Ermüdungsverhaltens von CFK mit Hilfe innerer Zustandsvariablen“. Diss. TU Braunschweig, 2001.
- [34] S. Stanzl-Tschegg. „Very high cycle fatigue measuring techniques“. In: *International Journal of Fatigue* 60 (2014). New Advances in {VHCF}, S. 2–17. ISSN: 0142-1123. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2012.11.016>. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112312003581>.
- [35] D. Backe, F. Balle und D. Eifler. „Three Point Bending Fatigue of Carbon Fiber Fabric Reinforced Polyphenylensulfide in the Very High Cycle Fatigue Regime“. In: *Key Engineering Materials* 664 (2015), S. 47–54. DOI: [10.4028/www.scientific.net/KEM.664.47](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.664.47).
- [36] M. Gude u. a. „Fatigue Testing of Carbon Fibre-reinforced Polymers under VHCF Loading“. In: *Materials Testing* 54.11-12 (2012), S. 756–761. DOI: [10.3139/120.110396](https://doi.org/10.3139/120.110396).

- 
- [37] S. Heinz u. a. „Analysis of fatigue properties and failure mechanisms of Ti6Al4V in the very high cycle fatigue regime using ultrasonic technology and 3D laser scanning vibrometry“. In: *Ultrasonics* 53 (2013), S. 1433–1440.
- [38] L. Cremer, M. Heckl und B.A.T.Petersson. *Structure-borne sound*. Springer, 2005.
- [39] H. Irrerier. *Grundlagen der Schwingungstechnik 2*. Vieweg, 2001.
- [40] D. Backe u. a. „Ultrasonic Fatigue Testing System Combined with Online Non-destructive Testing for Carbon Fiber Reinforced Composites“. In: *Supplemental Proceedings*. Hrsg. von TMS. John Wiley & Sons, Inc., 2012. Kap. 106, S. 855–862. ISBN: 9781118357002. DOI: [10.1002/9781118357002.ch106](https://doi.org/10.1002/9781118357002.ch106). URL: <http://dx.doi.org/10.1002/9781118357002.ch106>.
- [41] P. Baumbach. *Konzepte für aktive Eisenbahnräder und ihre simulative Erprobung*. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Diplomarbeit. 2010.
- [42] K.-H. Grote und J. Feldhusen, Hrsg. *Dubbel : Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Aufl. Springer, 2007.
- [43] G. W. Ehrenstein. *Faserverbundwerkstoffe (Werkstoffe - Verarbeitung - Eigenschaften)*. Carl Hanser Verlag, 2006.
- [44] S. Adden u. a. „Characterization of stiffness degradation caused by fatigue damage in textile composites using circumferential plate acoustic waves“. In: *Composites Science and Technology* 68 (2008), S. 1616–1623.
- [45] R. Gasch, K. Knothe und R. Liebich. *Strukturdynamik - Diskrete Systeme und Kontinua*. Springer Vieweg, 2012.
- [46] D. Backe. „Ultraschallermüdung und Schädigungsverhalten von C-Faser-Gewebe verstärktem Polyphenylensulfid im Bereich sehr hoher Lastspielzahlen“. Diss. Technische Universität Kaiserslautern, 2016.
- [47] W. Weißbach. *Werkstoffkunde : Strukturen, Eigenschaften, Prüfung*. 16. Aufl. Vieweg, 2007. ISBN: 978-3-8348-0295-8.
- [48] J. Melcher. „Adaptive Impedanzregelung an strukturmechanischen Systemen“. Diss. Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 2001. ISBN: 3-8265-8887-8.
- [49] J. A. Nelder und R. Mead. „A simplex method for function minimization“. In: *The Computer Journal* 7 (1965), S. 308–313.
- [50] S. Lee, T. Nguyen und T. Chuang. „Model of fatigue damage in strain-rate-sensitive composite materials“. In: *Journal of Materials Research* 18 (2003), S. 77–80.
- [51] D. Krause. „Mikromechanik des Ermüdungsverhaltens polymerer Verbundwerkstoffe“. Diss. Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 2016.
- [52] P.B.S Bailey u. a. „Enhanced Fatigue Testing of Composites“. In: *ICCM19*. 2013.
- [53] R. P. Apinis und S. L. Skalozub. „Experimental equipment and method for examining damage cumulation in softening polymer composite materials“. In: *Strength of Materials* 14 (1982), S. 1151–1154. DOI: [10.1007/BF00764583](https://doi.org/10.1007/BF00764583).
- [54] R. Apinis. „Acceleration of fatigue tests of polymer composite materials by using high-frequency loadings“. In: *Mechanics of Composite Materials* 40.2 (2004), S. 107–112.

- [55] K.L. Reifsnider. *Fatigue of Composite Materials*. Composite Materials Series. Elsevier Science, 1991. ISBN: 9780444597182. URL: <http://books.google.de/books?id=41x1T4rdzI4C>.



## A. Anhang



Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik

06.07.2011

**Prüfverfahren: Zugprüfung**

Projektname	: VCF	Kraftaufnehmer	: 100 kN
Auftraggeber	: P. Lorsch	Wegaufnehmer	: Traverse
Auftragsnummer	: 3004389	Probenhalter	: Typ 8354
Laufplan-Nr.	: 2011-006	Einspannlänge	: 68 mm
Prüfnorm	: DIN EN ISO 2747	Prüfgeschwindigkeit	: 1 mm/min
Prüfer/in	: C. Albrecht	Vorkraft	: 10 N
Kennzeichnung	: VCF-01-TEN-RT	Prüftemperatur	: 23°C
Prüfmaschine	: Zwick 1476	Konditionierung	: RT

**Ergebnisse:**

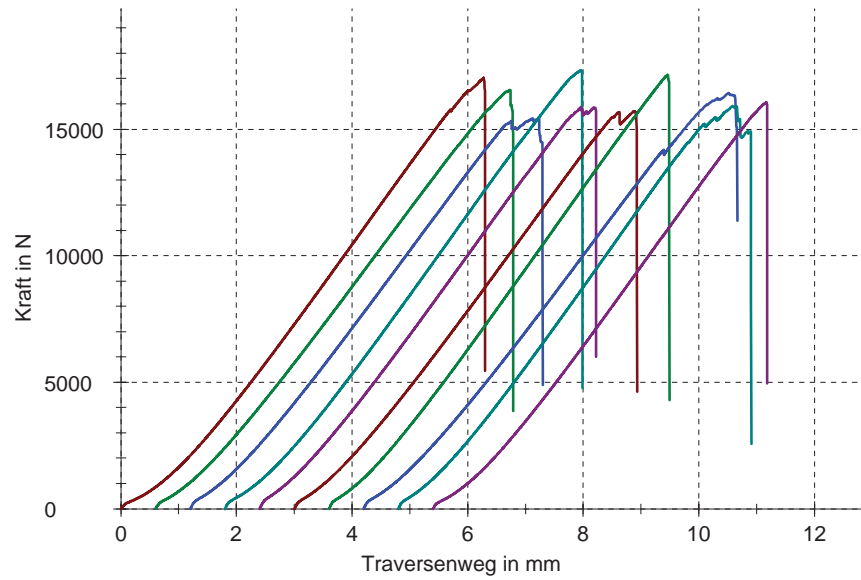
Legende	Lfd.-Nr.	d <sub>0</sub> mm	b <sub>0</sub> mm	A mm <sup>2</sup>	F <sub>max</sub> N	σ <sub>z</sub> MPa	ΔL mm	ε <sub>Fmax</sub> %
	1	2,3000	10,0	23,000	17022,6	740	6,27	9,2
	2	2,3900	10,0	23,900	16554,4	693	6,14	9,0
	3	2,3200	10,0	23,200	15432,5	665	5,93	8,7
	4	2,4500	10,0	24,500	17316,7	707	6,15	9,0
	5	2,5100	10,0	25,100	15875,4	632	5,56	8,2
	6	2,2400	10,0	22,400	15711,4	701	5,88	8,6
	7	2,5800	10,0	25,800	17148,4	665	5,86	8,6
	8	2,1800	10,0	21,800	16427,0	754	6,31	9,3
	9	2,4200	10,0	24,200	15926,3	658	5,79	8,5
	10	2,4200	10,0	24,200	16065,9	664	5,77	8,5

**Statistik:**

Serie	F <sub>max</sub> N	σ <sub>z</sub> MPa	ΔL mm
n = 10			
$\bar{x}$	16348,0	688	5,97
s	650,4	38	0,24
v	3,98	5,56	4,06

Serie	ε <sub>Fmax</sub> %
n = 10	
$\bar{x}$	8,8
s	0,4
v	4,06

Abbildung 66: Statische Charakterisierung I



Bemerkungen:

Abbildung 67: Statische Charakterisierung II

Technical  
Datasheet

## GM 725-7 / PUR 13



Basis	Dimensionally very accurate, slow curing casting resin
Resin	GM 725-7 Comp. A
Hardener	PUR 13 Comp. B
Colour	beige
Further colours	green
Further hardeners	PUR 4

Applications	Properties
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Foundry patterns</li> <li>• Negatives</li> <li>• Pattern plates</li> <li>• Control castings</li> <li>• Jigs</li> <li>• Sheet metal forming</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• thick castable</li> <li>• dimensionally accurate</li> <li>• excellent flow properties</li> <li>• well workable</li> <li>• long potlife</li> <li>• high strength</li> </ul>

Processing data				
Product		Mixture GM 725-7 / PUR 13	Resin GM 725-7 Comp. A	Hardener PUR 13 Comp. B
Colour		beige	beige	brown transparent
Mixing ratio	p. b. w.		100	15
Viscosity at 25°C	mPas	6000 ± 500	pasty	15 ± 5
Density at 20°C	g / cm <sup>3</sup>	1,75 ± 0,05	1,85 ± 0,05	1,22 ± 0,02
Pot life 200 g / 20°C	min.	40 - 50	-	-
Curing time at RT	hrs.	12 - 16	-	-

Physical data			
Properties	Inspect. requirem.	Unit	Value
Flexural strength	EN ISO 178	MPa	56 ± 5
Flexural modulus	EN ISO 178	MPa	8025 ± 800
Flexural strength at breakage	EN ISO 178	%	0,9 ± 0,1
Tensile strength	EN ISO 527	MPa	-
Elongation	EN ISO 527	%	-
Compressive strength	EN ISO 604	MPa	76 ± 8
Impact resistance (Charpy)	EN ISO 179	kJ/m <sup>2</sup>	3,6 ± 0,5
Heat resistance (HDT)	DIN EN ISO 75 B	°C	51 ± 2
TG in TMA T <sub>g</sub>	Methode TMA	°C	-
Shore hardness	DIN 53505	Shore D	87 ± 3
Coefficient of linear expansion	DIN 53752	10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>	ca. 52
Linear shrinkage	internal	%	ca. 0,1

Sales units (packages)			
Units	Resin	GM 725-7 Comp. A	5,000 kg / 15,000 kg / 30,000 kg
	Hardener	PUR 13 Comp. B	0,750 kg / 2,250 kg / 4,500 kg

tooling resins	.	blocks	.	ancillaries	.	silicones
as of: 01.08.2008						
Revision: 3-UK						

Abbildung 68: Datenblatt der Vergussmasse GM725/PUR13



Abbildung 69: VHCF-Prüfstand in schallisolierender Kammer



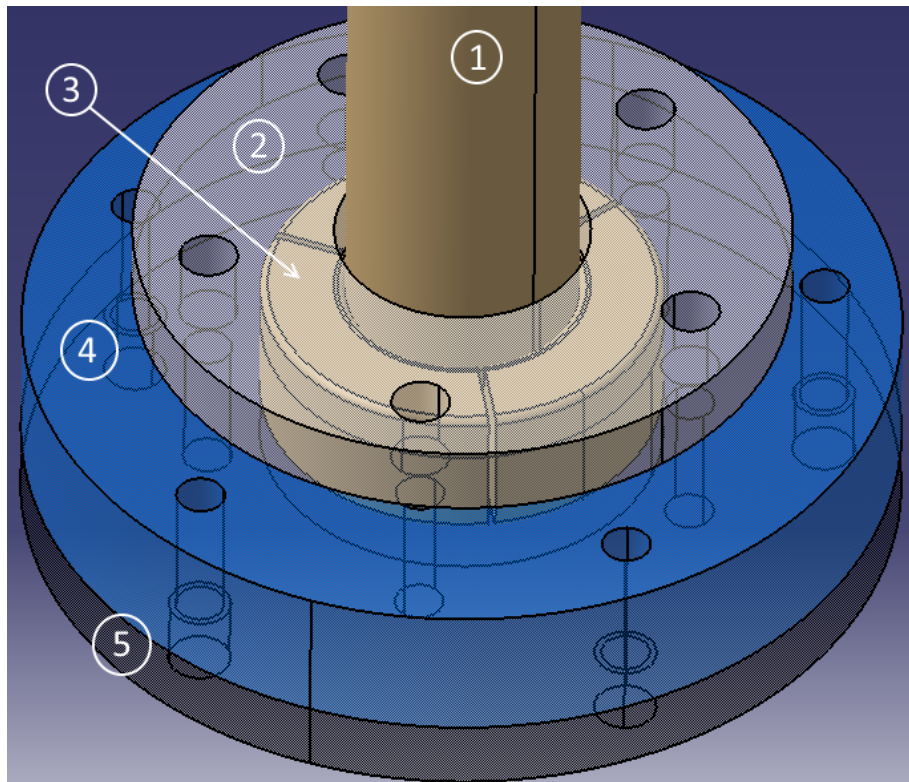


Abbildung 70: Isometrische Ansicht der Einspannung des Zwei-Massen-Schwingers mit: (1) Rohrprobe, (2) Spanndeckel, (3) konische Spannbacken, (4) Mittelplatte und Spannhülse, (5) Grundplatte mit optionaler Zusatzmasse

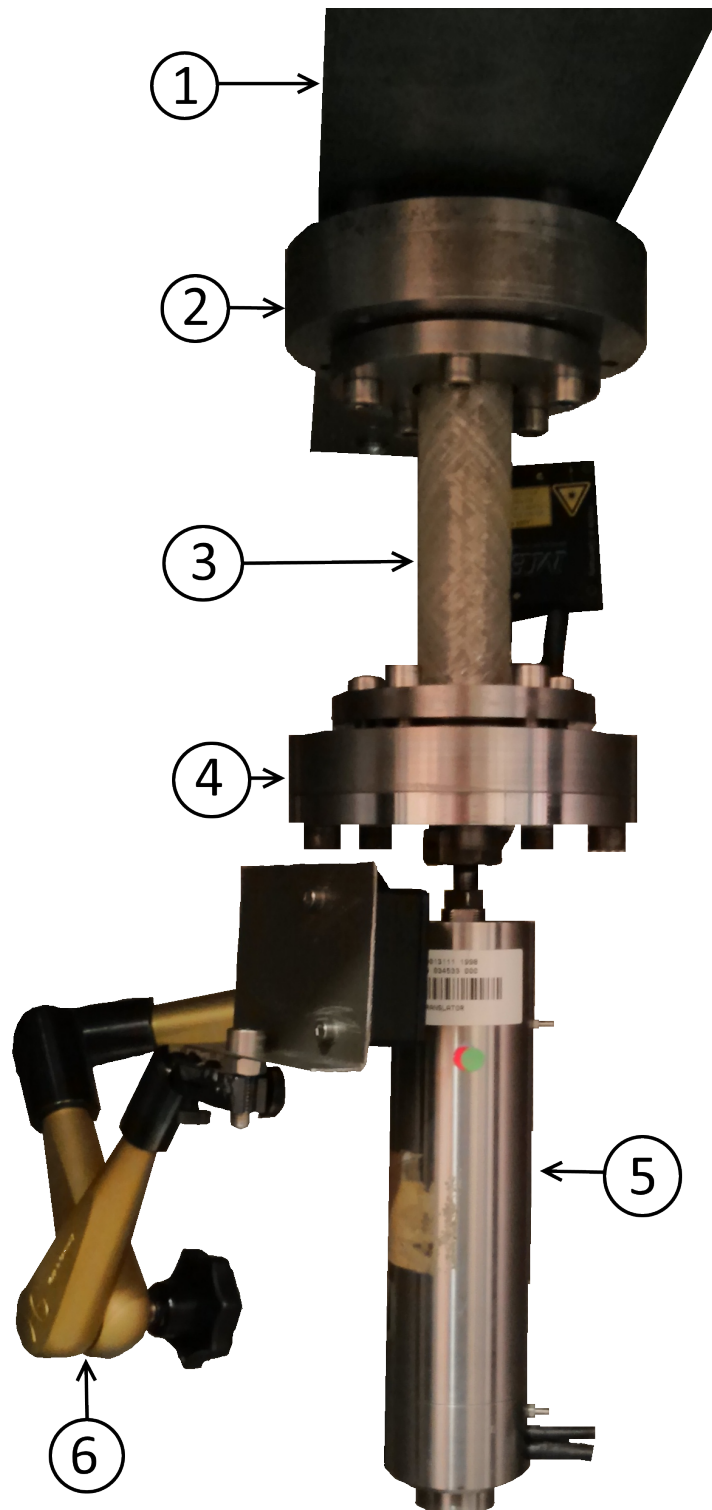


Abbildung 71: Weich gelagerter Zwei-Massen-Schwinger mit: (1) Blattfeder, (2)+(4) Einspannung mit Zusatzmasse, (3) Rohrprobe, (5) Piezoaktuator, (6) Lasertriangulatoren mit Gelenkarmen zur Verschiebungsmessung der beiden Einspannungen; der ZMS wird freigestellt abgebildet.

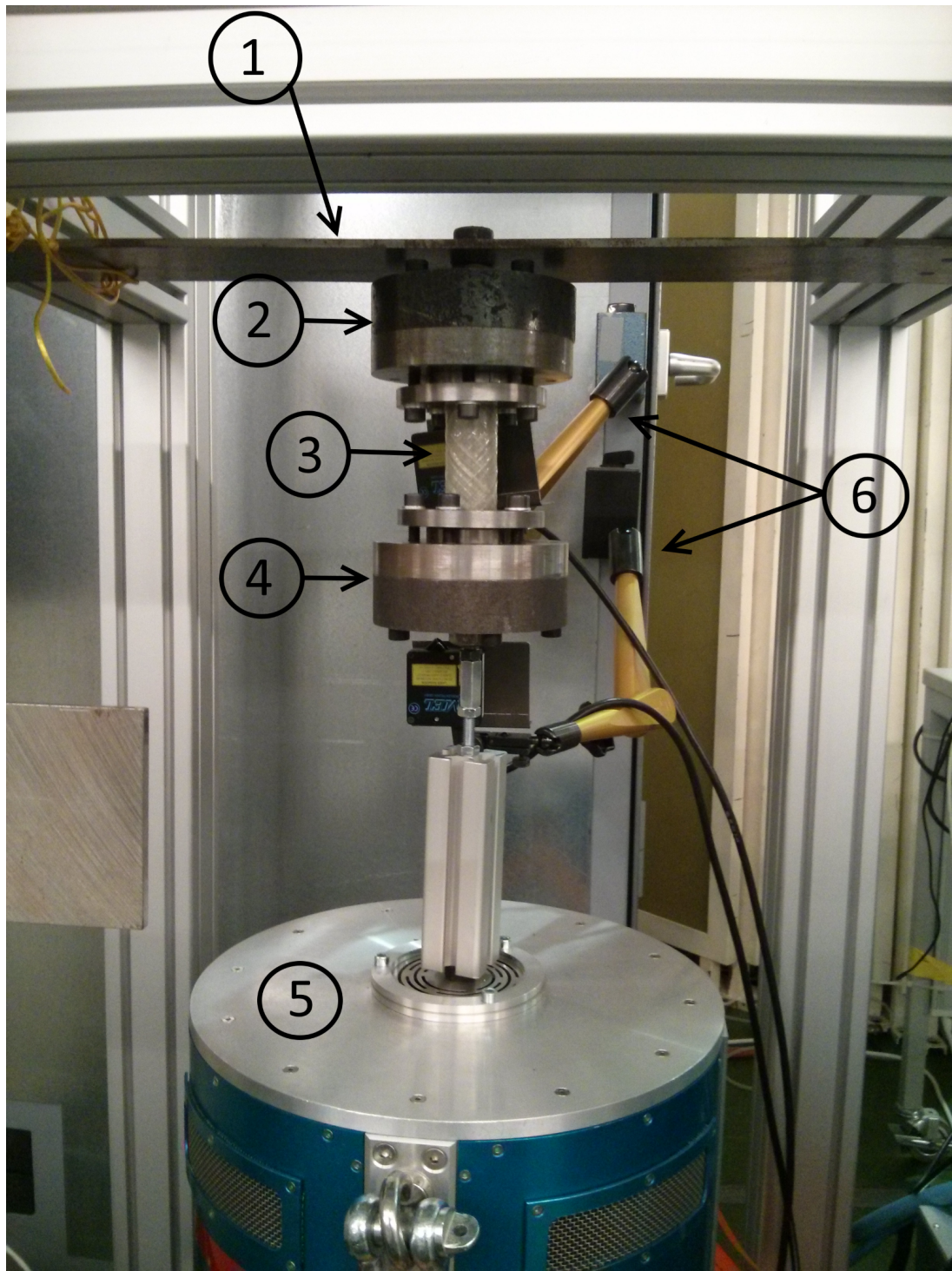


Abbildung 72: Zwei-Massen-Schwinger mit alternativer Anregung durch Schwingungserreger mit: (1) Blattfeder des ZMS, (2)+(4) Einspannungen mit Zusatzmassen, (3) Rohrprobe, (5) Schwingungserreger, (6) Gelenkarme der Lasttriangulatoren.

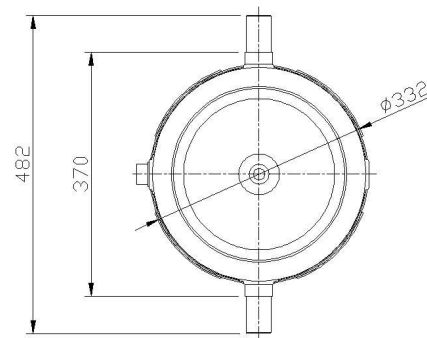
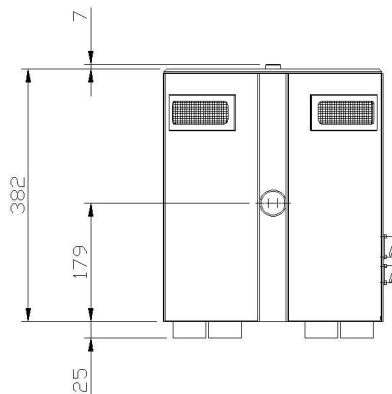


## TECHNICAL FEATURES

Nominal force	550 N (126.72 lbf) $\pm$ 2%
Force factor	27.5 N/A
Maximum peak current	20 A
Maximum displacement	$\pm$ 25.4 mm ( $\pm$ 1 inch)
Coil resistance at 20°C	1.82 Ohm
Armature weight with an aluminium coil	680 grams (1.49 lbs)
Magnetic circuit	Magnets
Cooling	By incorporated ventilation
Electrical connection	With socket
Total weight	66 kg (146.7 lbs)
Dimensions	See sketch
Electrical optical limits	$\pm$ 25 mm
Mechanical limit stops	$\pm$ 26 mm

### OPTIONAL ACCESSORIES:

- Power cables references CL 520-5 (5 meters), CL 520-10 (10 meters), CL 520-20 (20 meters), CL 520-30 (30 meters), CL 520-40 (40 meters)
- Position cables references CL 520-10-S (10 meters), CL 520-20-S (20 meters), CL 520-30-S (30 meters), CL 520-40-S
- Mechanical adjustable link reference LMA 300;
- Linear elastic cord suspension system reference S 520L; linear elastic cord suspension system for shaker with trunnion reference S 520BL;
- Trunnion reference BF 220; Seismic support reference SS 520



Dimensions in mm

Enclos d'Esquerre - 31380 VILLARIES - FRANCE

Phone: (+ 33) 5 61 84 36 98 - Fax: (+ 33) 5 61 84 17 91

E-mail: prodera@prodera.com - <http://www.prodera.com>



PRODERA

EX 520 C50

Data sheet N° 99/1012-05

*The manufacturer reserves the right to change technical or mechanical specifications of its products at any time.*

Abbildung 73: Datenblatt Prodera EX520 Schwingungserreger, abgerufen von [http://www.prodera.com/download/Catalogue\\_amplifiers.pdf](http://www.prodera.com/download/Catalogue_amplifiers.pdf) am 09.05.2016



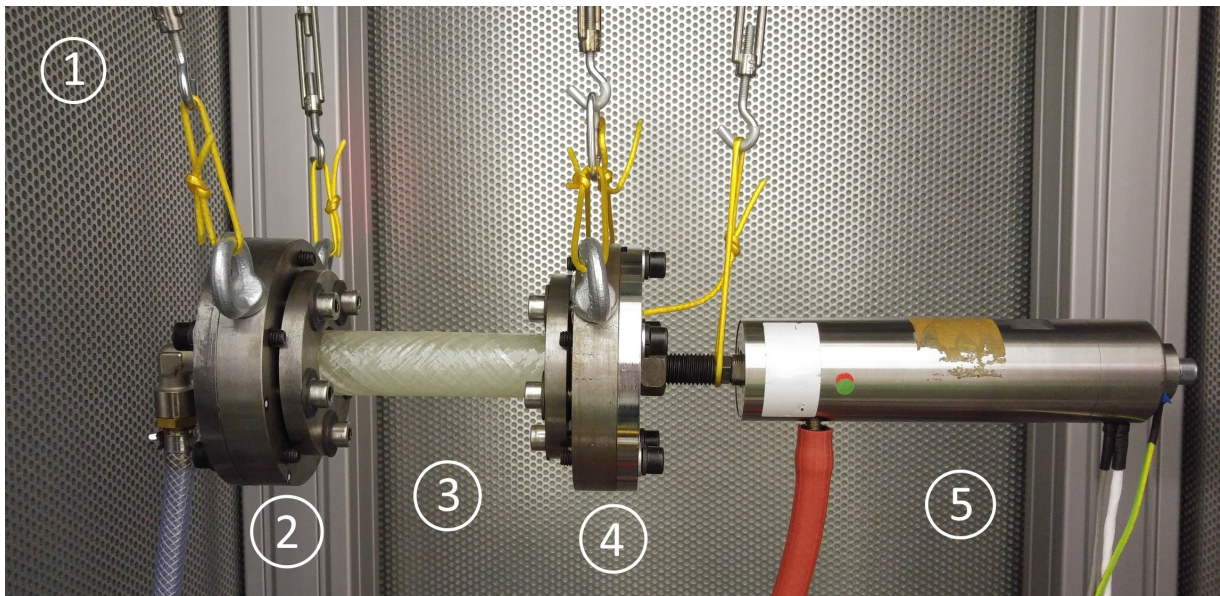


Abbildung 74: Ungefesselter Zwei-Massen-Schwinger mit: (1) biegeschlaffe Aufhängung, (2) + (4) Einspannung, (3) Rohrprobe, (5) Piezoaktuator



Abbildung 75: Pultrusionsanlage im Labor mit: (1) Faserlager, (2) Injektion und Formwerkzeug, (3) Raupenabzug, (4) Kappsäge, (5) Steuer-PC und Leistungsverstärker





Abbildung 76: Abzug eines pultrudierten Rohres aus dem Formwerkzeug

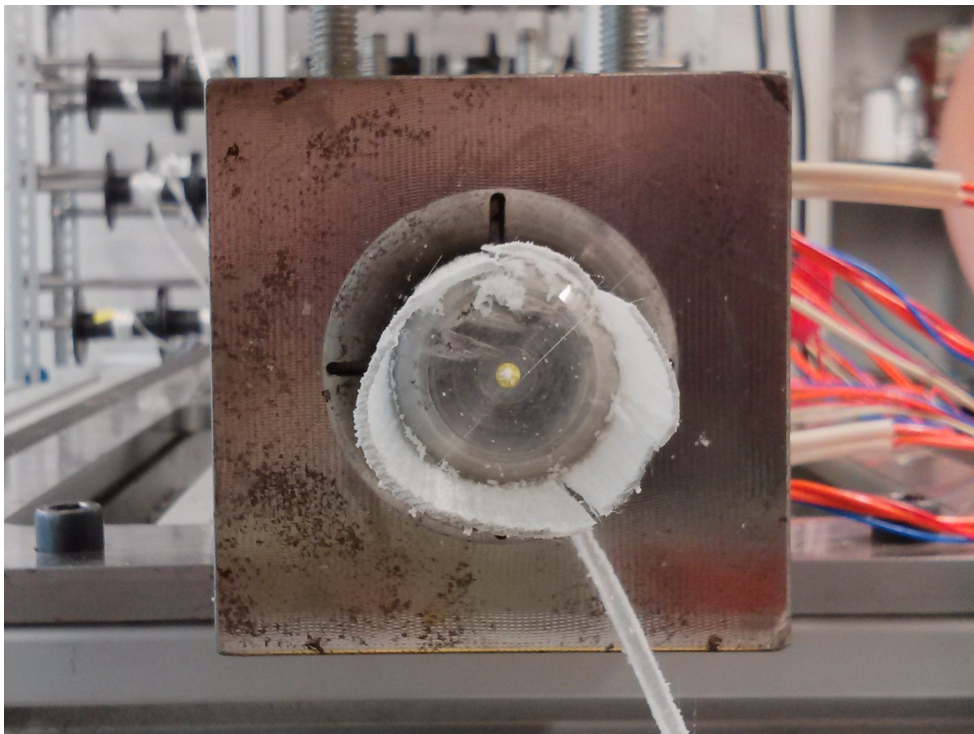


Abbildung 77: Abzugsseitige Ansicht des Formwerkzeugs, mittig ist der Dorn zu erkennen



Abbildung 78: Trocken gewickelte feine Rovings mit einer Stärke von 300tex.

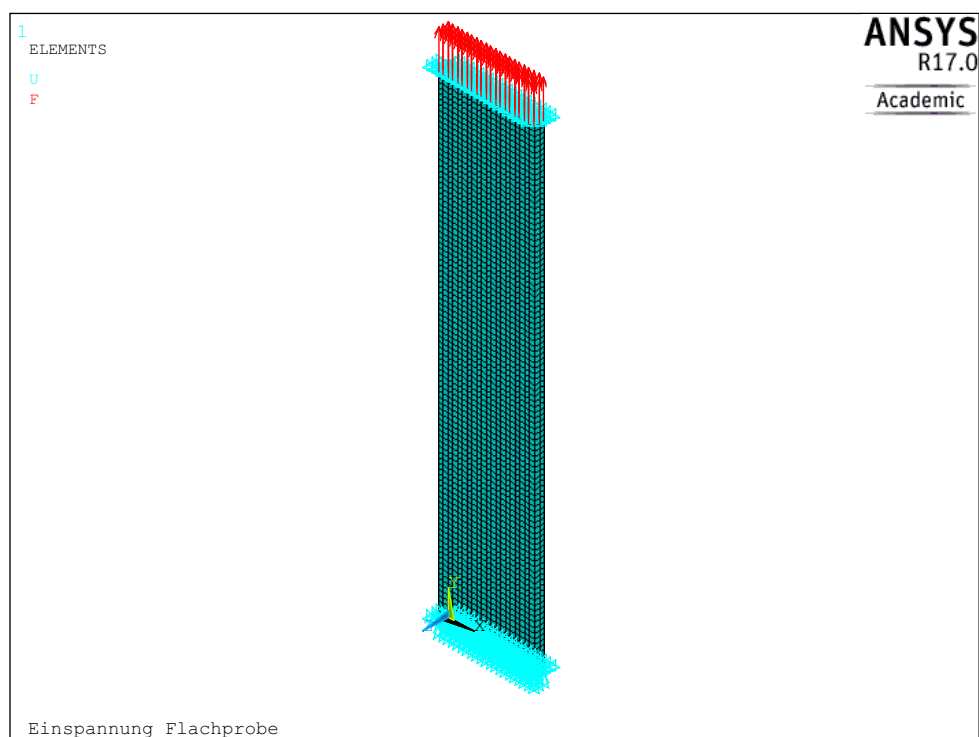


Abbildung 79: Vernetztes Modell zur Simulation einer festen Einspannung einer Flachprobe; die Knoten (Nodes) am unteren Ende sind in allen Raumrichtungen gesperrt (türkise Markierungen), die Knoten am oberen freien Ende sind quer zur Längsrichtung der Probe gesperrt (türkise Markierungen) und mit einer Kraft (rote Pfeile) in Längsrichtung belastet.

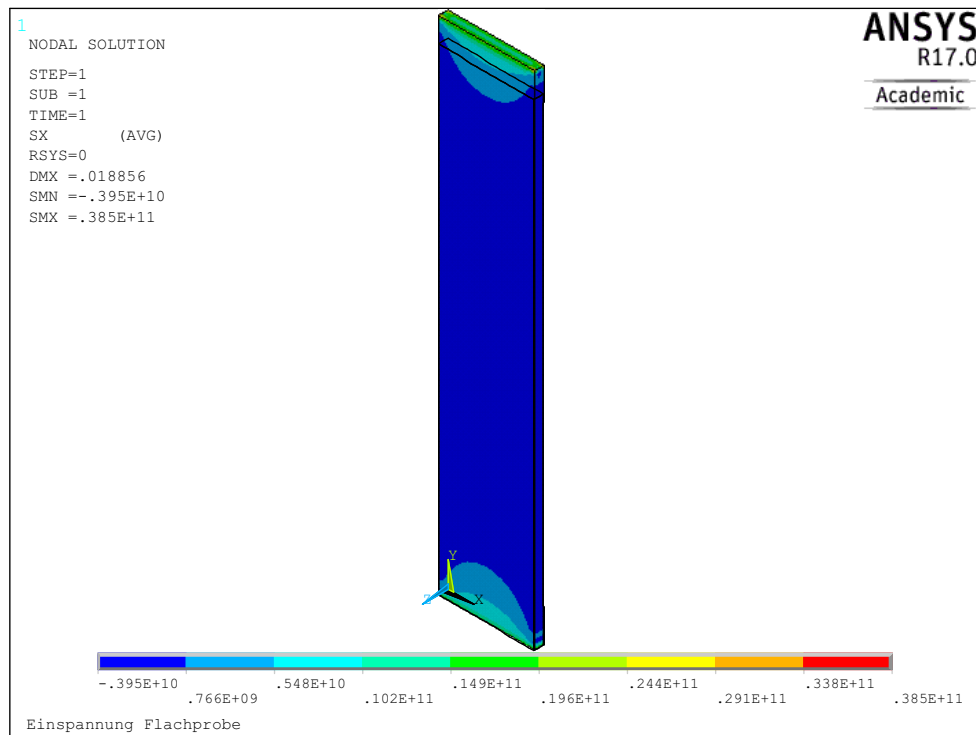


Abbildung 80: Simulierte Normalspannung in Querrichtung in einer Flachprobe bei fester Einspannung unter Zuglast in Längsrichtung

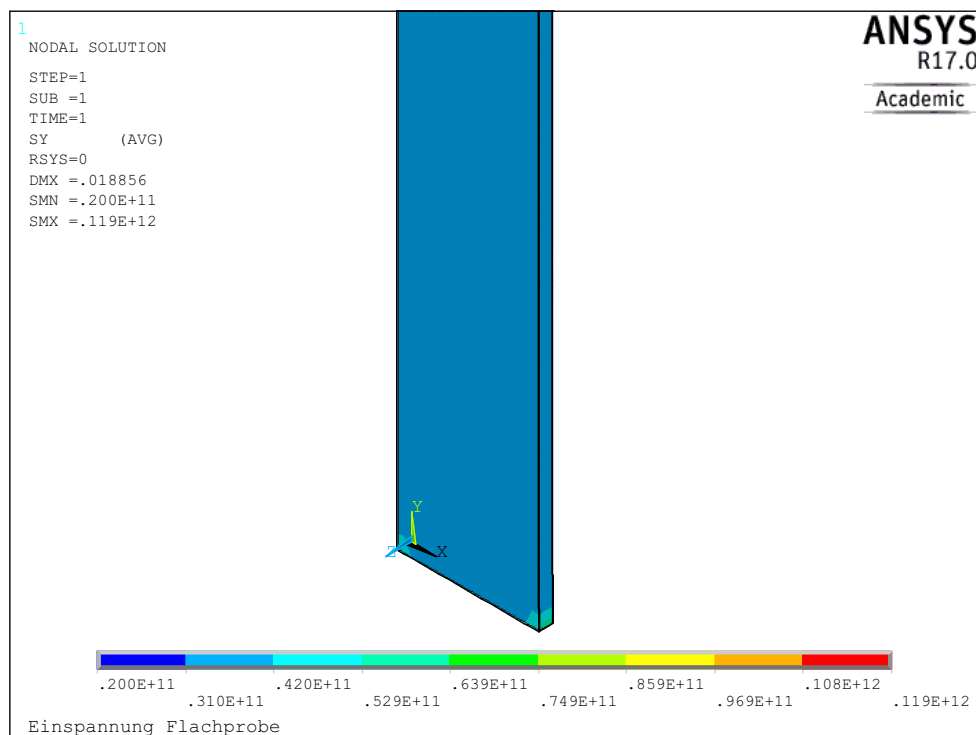


Abbildung 81: Simulierte Normalspannung entlang der Längsrichtung in einer Flachprobe bei fester Einspannung unter Zuglast in Längsrichtung

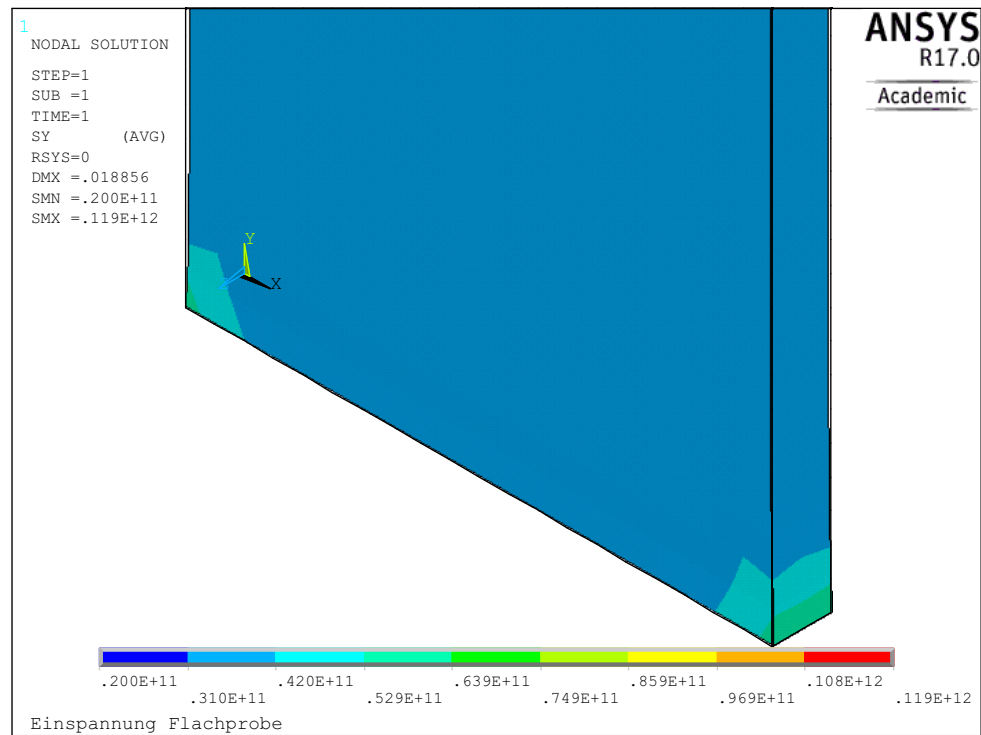


Abbildung 82: Simulierte Spannung entlang der Längsrichtung in einer Flachprobe bei fester Einspannung unter Zuglast in Längsrichtung, Detail

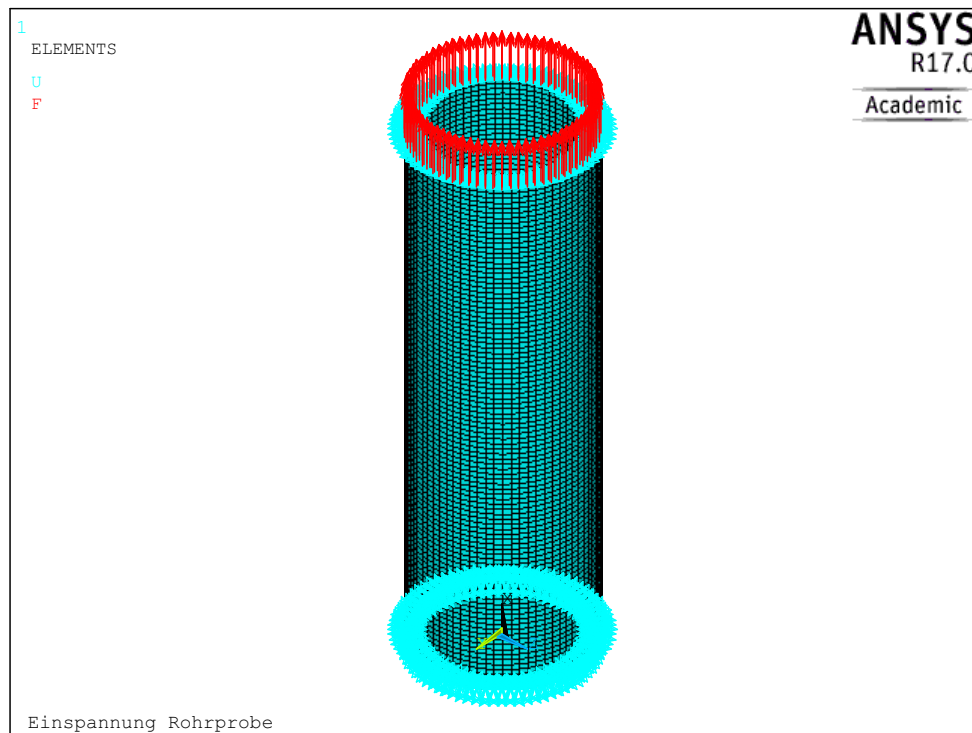


Abbildung 83: Vernetztes Modell zur Simulation einer festen Einspannung einer Rohrprobe; die Knoten (Nodes) am unteren Ende sind in allen Raumrichtungen gesperrt (türkise Markierungen), die Knoten am oberen freien Ende sind quer zur Längsrichtung der Probe gesperrt (türkise Markierungen) und mit einer Kraft (rote Pfeile) in Längsrichtung belastet.



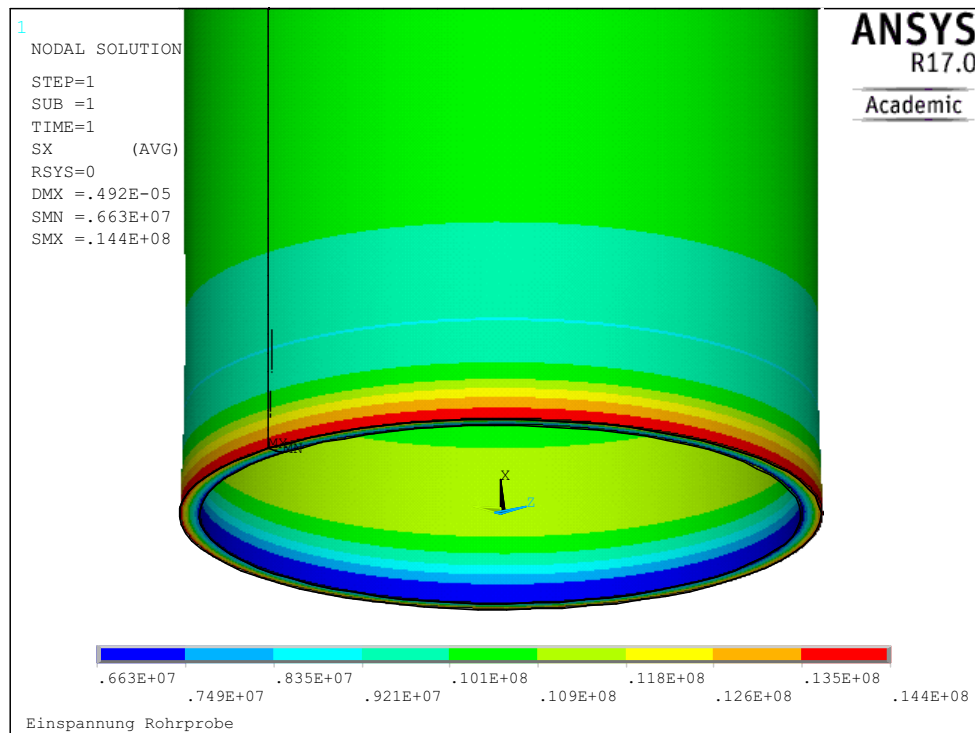


Abbildung 84: Simulierte Spannung in Längsrichtung bei einer fest eingespannten Rundprobe unter Zuglast in Längsrichtung

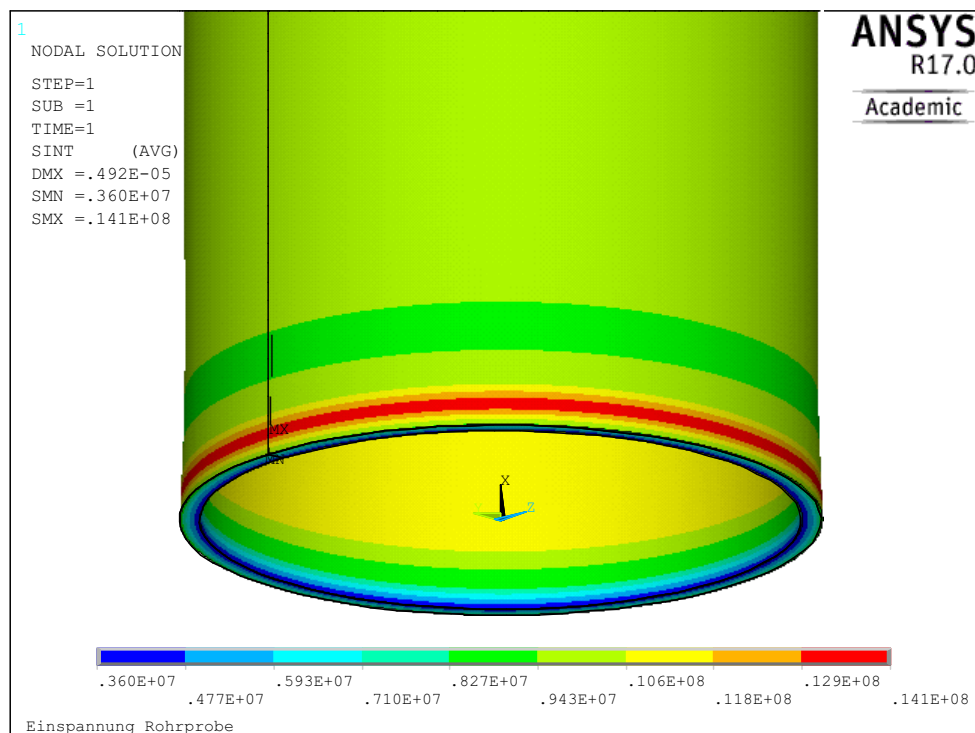


Abbildung 85: Simulierte Spannungsintensität bei einer fest eingespannten Rundprobe unter Zuglast in Längsrichtung

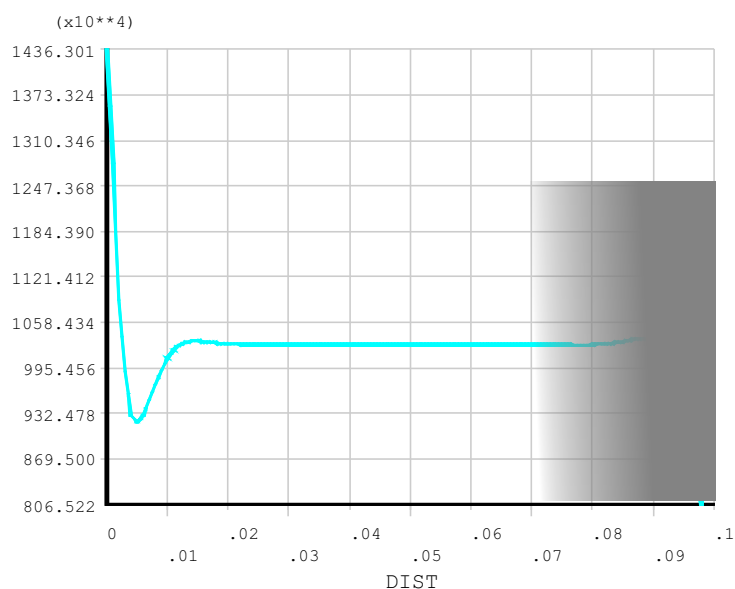


Abbildung 86: Simulierter Spannungsverlauf auf der Außenseite der Rohrprobe; die Abszissenachse zeigt die normierte Länge der Probe, die Ordinatenachse die qualitativ berechnete Spannung in Längsrichtung der Probe, siehe Abbildung 84. Numerische Effekte an der Krafteinleitung sind für diese Betrachtung ausgeblendet.

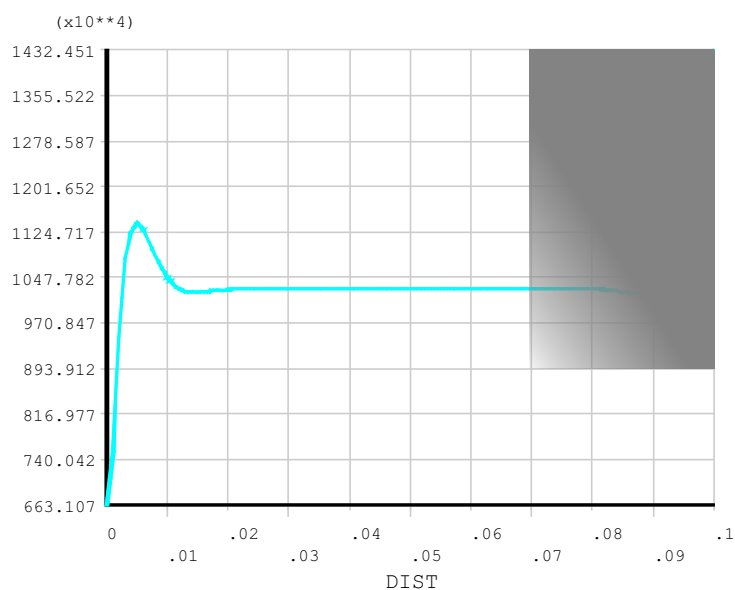


Abbildung 87: Simulierter Spannungsverlauf auf der Innenseite der Rohrprobe; die Abszissenachse zeigt die normierte Länge der Probe, die Ordinatenachse die qualitativ berechnete Spannung in Längsrichtung der Probe, siehe Abbildung 84. Numerische Effekte an der Krafteinleitung sind für diese Betrachtung ausgeblendet.



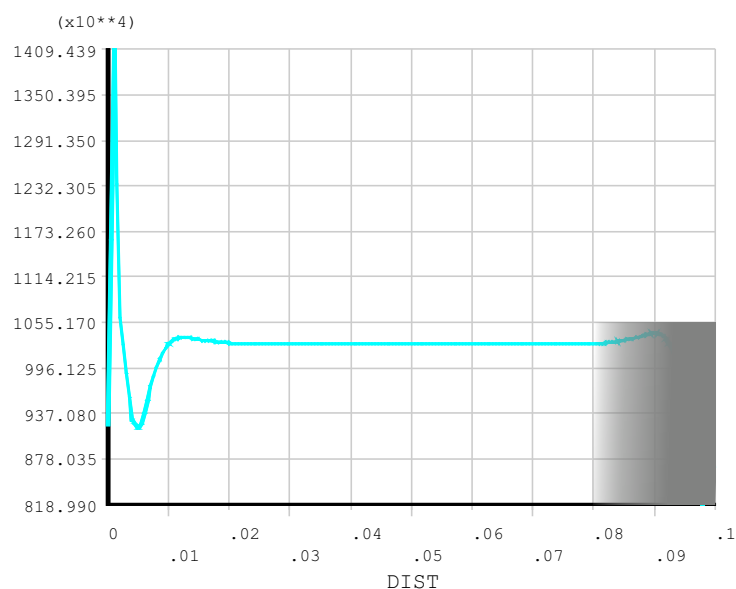


Abbildung 88: Simulierter Spannungsintensität auf der Außenseite der Rohrprobe; die Abszissenachse zeigt die normierte Länge der Probe, die Ordinatenachse die qualitativ berechnete Spannungsintensität, siehe Abbildung 85. Numerische Effekte an der Krafteinleitung sind für diese Betrachtung ausgeblendet.

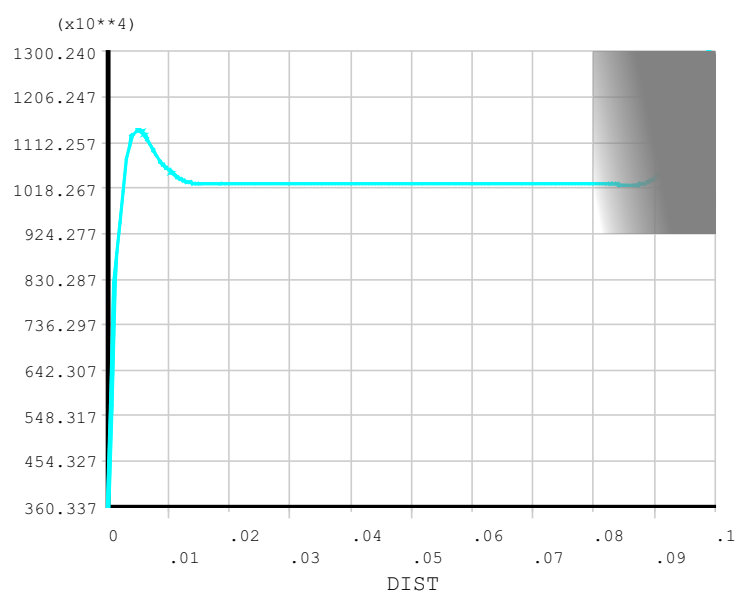


Abbildung 89: Simulierter Spannungsintensität auf der Innenseite der Rohrprobe; die Abszissenachse zeigt die normierte Länge der Probe, die Ordinatenachse die qualitativ berechnete Spannungsintensität, siehe Abbildung 85. Numerische Effekte an der Krafteinleitung sind für diese Betrachtung ausgeblendet.

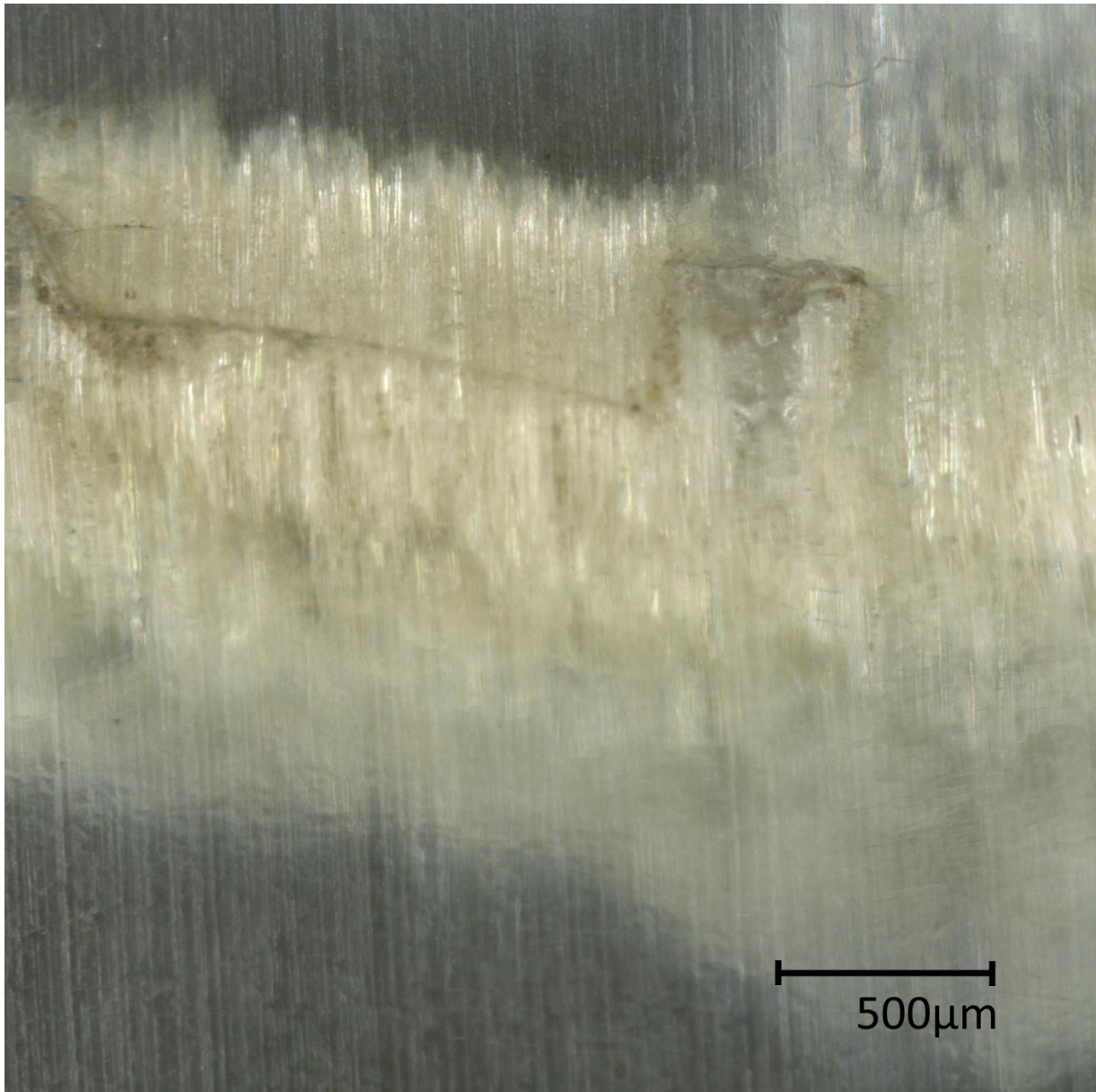


Abbildung 90: Lichtmikroskopische Detailaufnahme des Schadens einer Rohrprobe, die im ZMS ermüdet wurde; die zugehörige Gesamtansicht ist in Abbildung 57 zu erkennen.

Komponente	Gewicht
Spanndeckel	396 g
3 Spannbacken	230 g
Mittelplatte	1426 g
dünne Grundplatte	1030 g
dicke Grundplatte	2563 g
Gewichtsscheiben	20000 g

Tabelle 11: Gemessene Gewichte der einzelnen Komponenten des ZMS