

Alternative Methoden zur Anregung von Wellen in Stäben zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern

**Der
Fakultät Architektur, Bauingenieurwesen und Umweltwissenschaften
der Technischen Universität Carolo Wilhelmina
zu Braunschweig**

**zur Erlangung des Grades eines
Doktoringenieurs (Dr.-Ing)
eingereichte**

Dissertation

**von
Martin Brucke
geboren am 17.6.1979
aus Cottbus**

2009

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Arbeit als Entwicklungsingenieur, später Entwicklungsleiter, bei der SPEKTRA Schwingungstechnik und Akustik GmbH Dresden.

Besonders danken möchte ich dem Geschäftsführer von SPEKTRA, Dr. Holger Nicklich. Ohne seine Zustimmung und Unterstützung wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Dank und Anerkennung gebühren ganz besonders Matthias Woog. Zum einen für die tatkräftige Unterstützung bei der Programmierarbeit und die vielen interessanten technischen Gespräche, zum anderen für die intensive Unterstützung bei der Untersuchung der unzähligen Details, die so eine praxisnahe Arbeit mit sich bringt.

Des Weiteren bedanke ich mich bei meinem Kollegen Martin Iwanczik für den oft philosophischen Gedankenaustausch über die Natur der Kontinuumsmechanik und die ideenreiche und tatkräftige Unterstützung in praktischen Belangen.

Schlussendlich bedanke ich mich auch bei Frau Prof. Dr.-Ing. Langer für die Übernahme der Rolle des Doktorvaters und Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. h. c. Hardtke für die Erstellung des Zweitgutachtens.

Dresden, Mai 2009

Martin Brucke

Inhalt

Einleitung.....	3
1 Modellierung des Hopkinson-Stabes.....	5
1.1 Geschichtlicher Abriss.....	5
1.2 Mögliche Formen und Ausprägungen.....	6
1.2.1 Endevco Modell 2973A.....	6
1.2.2 PTB Stoßbeschleunigung Normalmesseinrichtung 100.000 m/s ²	7
1.3 Modell des Hopkinson-Stabes.....	8
1.3.1 Modell des Stabes.....	9
1.3.1.1 Phänomenologische Beschreibung der Vorgänge im Stab.....	9
1.3.1.2 Analytische Beschreibung der Vorgänge im Stab.....	11
1.3.1.3 Validierung des Stabmodells.....	17
1.3.1.4 Bewertung der Messergebnisse.....	22
1.3.1.5 Grenzen des Modells.....	22
1.3.1.6 Zusammenfassung.....	25
1.3.2 Teilmodell Stoß.....	26
1.3.2.1 Modellierung des Stoßvorganges.....	26
1.3.2.2 Validierung des Modells.....	27
1.3.2.3 Zusammenfassung.....	30
1.3.3 Gesamtmodell des Hopkinson-Stabes.....	30
1.3.3.1 Aufbau des Gesamtmodells.....	30
1.3.3.2 Validierung des Gesamtmodells.....	31
1.3.3.3 Grenzen des Modells.....	35
1.4 Zusammenfassung.....	35
2 Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben.....	37
2.1 Festlegung der geforderten Beschleunigungsparameter.....	38
2.1.1 Festlegung der Beschleunigungsdauer.....	38
2.1.2 Festlegung der Beschleunigungsamplitude.....	40
2.1.3 Festlegung der Beschleunigungssignalform.....	41
2.1.4 Zusammenfassung.....	42
2.2 Anforderungen an die Aktorik.....	42
2.2.1 Aktorkraft.....	42
2.2.2 Stellweg des Aktors.....	44
2.2.3 Dynamik des Aktors.....	46
2.2.4 Zusammenfassung.....	47
2.3 Stand der Technik der Aktorik.....	47
2.3.1 Piezoelektrische Aktoren.....	47
2.3.2 Magnetostriktive Aktoren.....	50
2.3.3 Aktoren, basierend auf dem Formgedächtniseffekt.....	51
2.3.4 Hydraulische Aktoren.....	52
2.3.5 Vorauswahl der Aktorik.....	54
2.4 Versuchsaufbauten zur Auswahl der Aktorik.....	55
2.4.1 Versuchsaufbau mit magnetostriktivem Aktor.....	57
2.4.2 Versuchsaufbau mit piezoelektrischem Aktor.....	62
2.5 Zusammenfassung.....	68
3 Aufgebauter Prototyp.....	69
3.1 Beschreibung des Aufbaus.....	69

Inhalt	II
3.2 Modellierung des Aufbaus.....	71
3.2.1 Modell des Aufbaus.....	71
3.2.2 Validierung des Modells.....	73
3.2.2.1 Validierung der Modellierung der Kraftquelle.....	73
3.2.2.2 Validierung der Übertragungsfunktion des Modells.....	75
3.2.3 Zusammenfassung.....	79
3.3 Leistungsparameter des Prototypen.....	80
3.3.1 Beschleunigungsdauer.....	80
3.3.2 Amplitudenbereich.....	81
3.3.3 Regelung auf Signalformen.....	84
3.3.4 Reproduzierbarkeit der Parameter.....	85
3.3.5 Ursache der Grenzen der Leistungsparameter.....	86
3.4 Leistungssteigerung durch Überlagerung von Wellen.....	88
3.4.1 Erhöhung der Beschleunigungsamplitude.....	88
3.4.2 Auslöschung der Reflektionen.....	90
3.5 Zusammenfassung der Leistungsparameter.....	91
4 Zusammenfassung und Ausblick.....	93

Formelzeichen	Einheit	Erläuterung
δ	-	Dämpfungsdekrement
ϵ	m/m	Dehnung
η	-	Wirkungsgrad
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	N/mm ²	Mechanische Spannung
μ_0	H/m	Magnetische Feldkonstante
μ_r	-	Relative Permeabilität
a	m/s ²	Beschleunigung
A	m ²	Fläche
a	m/s ²	Beschleunigung
b	Ns/m	Dämpfung
B	T	Magnetische Flussdichte
c	N/m	Steifigkeit
$c_{0,LW}$	m/s	Wellenausbreitungsgeschwindigkeit einer Longitudinalwelle
$c_{0,TW}$	m/s	Wellenausbreitungsgeschwindigkeit einer Torsions- oder Transversalwelle
c_0	m/s	Wellenausbreitungsgeschwindigkeit allgemein
D	m	Stabdurchmesser
d_{33}	m/V	Piezoelektrischer Koeffizient
d_{ij}	-	Piezoelektrischer Koeffizient, allgemein
E	N/mm ²	E-Modul
E_{el}	J	Elektrische Energie
E_{mech}	J	Mechanische Energie
F	N	Kraft
F		Funktion
f		Funktion
f_g	Hz	Grenzfrequenz
F_{th}	N	Theoretische Kraft
G	N/mm ²	Schubmodul
G	N/V	Übertragungsfunktion
I	A	Elektrischer Strom

K	m/Ns	Proportionalitätsfaktor eines Stabes
K_{Piezo}	m/V	Piezokonstante
k_s	N/m	Steifigkeit
k_T	N/m	Steifigkeit
L	m	Länge
l	m	Stablänge
L_0	m	Ausgangslänge
L_s	m	Spulenlänge
m	kg	Masse
n		Anzahl Spulenwindungen
p	N/mm ²	Druck
R_m	N/mm ²	Zugfestigkeit
S	pC/m/s ²	Übertragungsfaktor eines Beschleunigungsaufnehmers
T	s	Zeitdauer
t	s	Zeit
T_s	s	Stellzeit
U	V	Elektrische Spannung
u	m	Verschiebung von Massepunkten im Stab
V	m ³	Volumen
v	m/s	Geschwindigkeit
x	m	Wegkoordinate allgemein

Einleitung

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Untersuchung und Entwicklung von alternativen Methoden zur Anregung von Wellen in Stäben für die Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern. Ein Beschleunigungsaufnehmer ist ein elektromechanischer Wandler, der die mechanische Größe Beschleunigung in ein elektrisch messbares Signal, z. B. Ladung oder Spannung, wandelt. Beschleunigungsaufnehmer werden sehr häufig zur Messung von mechanischen Schwingungen genutzt. Beispielhafte Anwendungen sind u. a. Maschinenüberwachung, Modalanalyse sowie die Analyse des Crashverhaltens von Fahrzeugen.

Um das Übertragungsverhalten des Beschleunigungsaufnehmers - elektrisches Signal zu anregender Beschleunigung - zu ermitteln, muss eine Kalibrierung durchgeführt werden. Diese Kalibrierung muss sowohl nach der Herstellung des Beschleunigungsaufnehmers als auch im Rahmen von Qualitätssicherungsmaßnahmen zyklisch durchgeführt werden. Der schematische Aufbau eines Kalibriersystems ist in Abbildung 1 dargestellt.

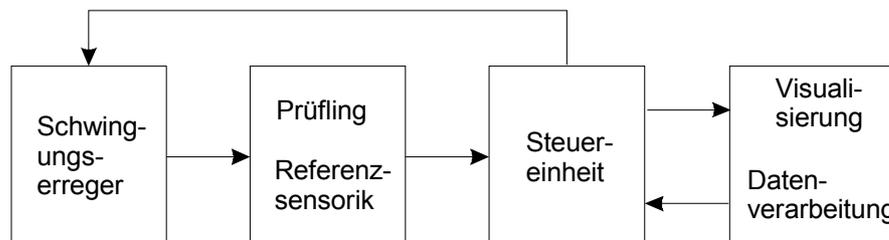


Abbildung 1.: Schematischer Aufbau eines Kalibriersystems

Ein Schwingungserreger erzeugt eine mechanische Schwingung, die unmittelbar in den zu kalibrierenden Sensor (Prüfling) und einen exakt bekannten Bezugssensor (Referenzsensorik) eingeleitet wird. Die Signale von Prüfling und Referenzsensorik werden einer Steuereinheit zugeführt, in der aus dem Vergleich der beiden Signale die zu kalibrierenden Größen des Prüflings ermittelt werden. Die Steuereinheit kontrolliert ebenfalls die Funktion des Schwingungserregers. In einer weiteren Funktionseinheit erfolgt die Kommunikation mit dem Bediener des Systems und die Datenverarbeitung. Diese Arbeit beschreibt die Entwicklung eines speziellen Schwingungserregers für die Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern.

Bei der Kalibrierung mit Beschleunigungsamplituden $> 1000 \text{ m/s}^2$ müssen stoßförmige, das heißt zeitlich begrenzte Signale verwendet werden. Das allgemein bekannte Hammer-Amboss-Prinzip, das auf dem Zusammenstoß zweier Festkörper beruht, arbeitet zufriedenstellend bis zu Beschleunigungsamplituden von 5000 m/s^2 . Um höhere Beschleunigungen, für hochwertige Kalibrierungen zu erzeugen, muss das Hopkinson-Stab-Prinzip genutzt werden.

Das Hopkinson-Stab-Prinzip basiert darauf, dass sich eine mechanische Welle in einem langen schlanken Stab ausbreitet. Durch die Reflektion der Welle an einem freien Stabende entsteht eine Bewegung, welche die für die Kalibrierung der Beschleunigungsaufnehmer benötigte Beschleunigung erzeugt. Durch die Eigenschaften eines langen schlanken Stabes können diese Beschleunigungen sehr hohe Amplituden ($> 1.000.000 \text{ m/s}^2$) erreichen.

Beim klassischen Hopkinson-Stab wird ein Festkörper auf ein Ende des Stabes geschossen, woraus ein mechanischer Kraftstoß resultiert. Durch diesen Kraftstoß wird eine Welle im Stab ausgelöst und kann sich entlang des Stabes fortpflanzen. Die Hauptkritikpunkte am klassischen Hopkinson-Stab sind:

Die Beschleunigungssignalform ist nicht beeinflussbar.

Die Impulsdauer der Beschleunigung ist durch die Stoßpartner vorgegeben und somit nur aufwändig beeinflussbar.

Die Reproduzierbarkeit der Beschleunigungssignale und des Kalibrierergebnisses ist durch den Verschleiß der Stoßpartner eingeschränkt.

Alle der aufgezählten Kritikpunkte beruhen darauf, dass die Welle im Stab durch einen mechanischen Kraftstoß ausgelöst wird. Der Ansatz der vorliegenden Arbeit besteht folglich darin, den mechanischen Kraftstoß durch eine alternative Methode zur Anregung der Wellen im Stab zu ersetzen. Diese Methode soll ein elektrisches Ansteuersignal in einen definierten Kraftstoß wandeln. So geartete Wandler können allgemein als Aktoren bezeichnet werden.

Die Arbeit ist in vier Kapitel untergliedert. Nach dieser Einleitung werden im Kapitel 1 die theoretischen Grundlagen des klassischen Hopkinson-Stabes beschrieben. Es werden ein Modell des gesamten Erregers vorgestellt sowie die Gültigkeit und die Grenzen des Modells experimentell belegt.

Im zweiten Kapitel wird eine Auswahl in Frage kommender alternativer Methoden zur Anregung der Wellen im Stab getroffen. Dazu werden anhand des Modells Anforderungen aufgestellt, anhand derer aus dem Stand der Technik der Aktorik geeignete Verfahren vorausgewählt werden können. Mit Hilfe von Experimentalaufbauten wird das geeignetste Verfahren bestimmt.

Das dritte Kapitel beschreibt den Aufbau eines funktionsfähigen Prototyps. Anhand definierter Anwendungsbeispiele wird die Leistungsfähigkeit des gewählten Ansatzes untersucht. Ein weiterer Schwerpunkt dieses Kapitels ist die Erstellung eines Modells zur Beschreibung des Prototyps. Das letzte Kapitel fasst die vorliegende Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf weitere mögliche Forschungsgegenstände.

1 Modellierung des Hopkinson-Stabes

Eine wichtige Grundlage dieser Arbeit ist die Modellierung des Hopkinson-Stabes zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern, um die Vorgänge im Erreger beschreibbar zu machen. Das erste Hauptkapitel dieser Arbeit widmet sich der Analyse und dem Verständnis des Hopkinson-Stabes sowie der Erstellung und kritischen Untersuchung eines Modells zur Beschreibung eines Kalibriererregers auf Basis des Hopkinson-Stab-Prinzips.

Ausgangspunkt des Kapitels ist ein geschichtlicher Abriss, in dem die ersten verbrieften Anwendungen des Hopkinson-Stab-Prinzips sowie deren Weiterentwicklung bis hin zum Einsatz als Kalibriererregere beschrieben werden. Die Grundlage für die Modellierung des Hopkinson-Stabes als Kalibriererregere ist das Verständnis des prinzipiellen Aufbaus einer solchen Kalibriereinrichtung. Dafür werden die bekannten Kalibriererregere beschrieben und grob analysiert.

Die Analyse der vorhandenen Kalibriererregere führt zu dem Ergebnis, dass das Gesamtsystem in zwei Komponenten aufteilbar ist. Diese lassen sich einfacher modellieren und die gewählten Modellansätze sehr gut experimentell validieren. Die validierten Teilmodelle werden anschließend zu einem Gesamtmodell zusammengeführt. Als Ergebnis der Arbeiten zur Modellierung des Hopkinson-Stab-Prinzips zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern liegt ein Modell vor, das die Vorgänge im Gesamtsystem hinreichend genau beschreibt. Zur Validierung des Modells ist ein Hopkinson-Stab-Kalibriererregere realisiert worden, mit dem die Richtigkeit des gewählten Modellansatzes nachgewiesen wird.

1.1 Geschichtlicher Abriss

Die erste überlieferte technische Nutzung des *Hopkinson-Bar*-Prinzips war 1914. Bertram Hopkinson nutzte die Stabeigenschaften zur Messung von Drücken, die bei einer Sprengung freigesetzt wurden. Die Druckwelle wurde auf der einen Seite in den Stab eingeleitet, durchwanderte den Stab und löste eine an der anderen Stabseite angeklebte Testmasse impulsartig ab. Der Weg, den die Testmasse zurücklegte, wurde als Maß für die Höhe der Druckwelle angesehen. Die Präzision dieser Messungen war den damaligen technischen Möglichkeiten gemäß gering. In einer abgewandelten Art wird dieses Verfahren heute mit der so genannten *Fly-Away*-Methode [ISO1] zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern eingesetzt.

1948 untersuchte Davies [DAVI] die von Hopkinson vorgestellte Methode und entwickelte sie weiter. Der bedeutendste Fortschritt war die Verwendung des Kondensatorprinzips zur Messung der Bewegung des Stabendes. Dadurch ließen sich die in den Stab eingebrachten Druckwellen präziser bestimmen.

Kolsky [KOLS] entwickelte 1949 den *Hopkinson-Bar*-Aufbau weiter. Sein Ziel war die Messung der Eigenschaften von Materialien unter hohen Deformationsraten. Dazu fügte er dem Aufbau einen zweiten Stab hinzu. Zwischen den Stäben wurde das zu untersuchende Objekt

befestigt. Dieser Aufbau wird als *Split-Hopkinson-Bar* oder *Kolsky-Bar* bezeichnet. Solche Einrichtungen werden noch heute zur Materialcharakterisierung verwendet.

Über die erste Verwendung des *Hopkinson-Bar*-Prinzips zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern gibt es keine verbrieften Informationen. Sicher ist nur, dass der Bedarf an gesicherten Hochbeschleunigungsmessungen und damit der Entwicklung von entsprechender Kalibrierungsausrüstung aus militärischen Anwendungen kam. Die ersten kommerziellen Hopkinson-Bar-Systeme zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern waren in den 70er Jahren verfügbar.

1.2 Mögliche Formen und Ausprägungen

Im Folgenden werden zwei auf dem *Hopkinson-Bar* basierende Kalibriereinrichtungen vorgestellt und beschrieben. Außer prototypischen Laboraufbauten sind keine weiteren professionellen Einrichtungen bekannt.

1.2.1 Endevco Modell 2973A

Der Stoßkalibrator 2973A von der Firma Endevco erzeugt Beschleunigungssignale zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern im Bereich von 100.000 m/s^2 bis $1.000.000 \text{ m/s}^2$. Die Einrichtung basiert auf dem *Hopkinson-Bar*-Prinzip. In Abbildung 1.1 ist eine Prinzipskizze der Einrichtung dargestellt.

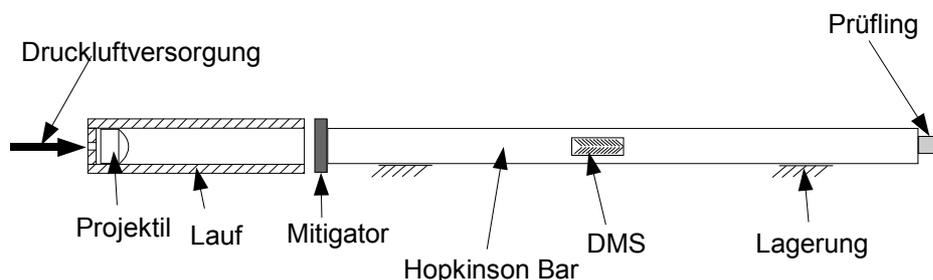


Abbildung 1.1.: Prinzipskizze Endevco 2973A

Ein Projektil mit einer parabolischen Spitze wird durch Pressluft angetrieben. Das Projektil prallt auf einen so genannten *Mitigator*, eine Dämpfungsscheibe aus Aluminium, die direkt auf dem Stab befestigt ist. Der verwendete Stab hat einen Durchmesser von 16 mm und eine Länge von 1,5 m [ENDE].

Durch den Aufprall des Projektils auf die Verbindung *Mitigator* – Stab wird in dem Stab eine Druckwelle erzeugt, die das Ende des Stabes bewegt und somit zur Kalibrierung der Beschleunigungsaufnehmer dient. Die Welle im Stab wird durch Dehnungsmessstreifen gemessen. Durch die Beziehung zwischen Dehnung und Beschleunigung am Stabende steht somit eine Referenzbeschleunigung bereit. Als Grundgleichung für diese Beziehung gilt Gleichung 1.1 [ENDE]:

$$a=2 \cdot c_0 \frac{d\epsilon}{dt} \quad (1.1)$$

Zur Variation der Impulsdauer werden beim Endeveco Modell 2973A verschiedene Projektile verwendet. Die Projektile unterscheiden sich durch das verwendete Material, die Masse und Geometrie. Die Amplitude der Beschleunigung kann indirekt durch die kinetische Energie des Projektils eingestellt werden. Dazu wird der Luftdruck zum Antrieb des Projektils variiert. Durch die Variation der Beschleunigungsamplitude ergibt sich bei Verwendung des gleichen Projektils eine Veränderung der Impulsdauer. Je höher die Amplituden der Beschleunigung sind, desto kürzer ist die Impulsdauer.

Ein Hauptproblem dieses Systems resultiert aus der mangelhaften Dauerhaltbarkeit. Der *Mitigator* verformt sich bei einem Stoß so stark, dass mit einem *Mitigator* jeweils nur ein Stoß ausführbar ist. Für eine neue Kalibrierung muss ein neuer *Mitigator* verwendet werden. Dadurch werden die in der Einleitung zitierten Probleme wie mangelnde Reproduzierbarkeit der Beschleunigungssignale und erschwerte Automatisierbarkeit hervorgerufen, die das System eigentlich nur bedingt benutzbar machen.

1.2.2 PTB Stoßbeschleunigung Normalmesseinrichtung 100.000 m/s²

Bei der Physikalisch-Technischen-Bundesanstalt (PTB) in Braunschweig ist ein Stoßerreger zur Erzeugung hoher Beschleunigungen auf Basis des *Hopkinson-Bar*-Prinzips entwickelt worden. Die erzielbaren Beschleunigungsamplituden decken einen Bereich von 1.000 m/s² bis 100.000 m/s² ab. Die Darstellungen 1.2 und 1.3 zeigen den prinzipiellen Aufbau sowie ein Bild der Einrichtung.

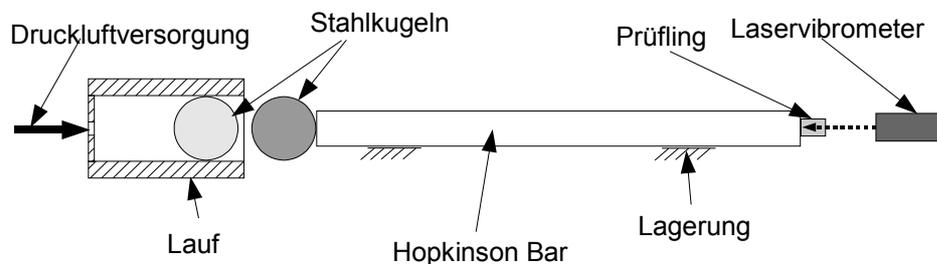


Abbildung 1.2: Prinzipskizze PTB Stoßbeschleunigung Normalmesseinrichtung 100.000 m/s²



Abbildung 1.3: PTB Stoßbeschleunigung Normalmesseinrichtung 100.000 m/s²[PTB2]

Die Einrichtung besteht aus drei Stäben, die jeweils vier Meter lang sind. Die Stäbe unterscheiden sich durch das Material (Titan und Stahl) und den Durchmesser (18 mm bis 25 mm). An den Stäben wird mit Hilfe von Unterdruck eine Wälzlagerkugel befestigt, die einen größeren Durchmesser als der Stab hat.

Mit Hilfe von Pressluft wird auf diese Kugel eine identische Kugel geschossen. Durch den Zusammenprall des Kugelpaares wird in dem jeweiligen Stab eine Druckwelle erzeugt, die zu einer Bewegung des Stabendes führt. Die Bewegung des Stabendes wird mit Hilfe eines Laservibrometers gemessen. Dessen Ausgangssignal kann in ein Beschleunigungssignal gewandelt werden.

Die Variation der Impulsdauer erfolgt durch die Verwendung von Kugelpaaren unterschiedlicher Durchmesser. Die Amplitude der Beschleunigung wird durch eine Variation des Antriebsluftdruckes eingestellt. Die Abhängigkeit der Impulsdauer von der Beschleunigungsamplitude ist wie beim oben vorgestellten Endevco Model 2973A auch bei diesem System vorhanden.

Da im Gegensatz zum Endevco Stoßerreger zur *Impulsformung* [PTB1] an Stelle des Aluminium-*Mitigators* hochfeste Wälzlagerkugeln verwendet werden, ist die Dauerhaltbarkeit und die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse des PTB-Erregers deutlich besser. Trotzdem zeigt sich in Folge der hohen mechanischen Belastung Verschleiß der Kugeln. Dieser wird durch Abplattungen an den Aufprallstellen sichtbar. Durch ein elektrisch ansteuerbares pneumatisches Versorgungssystem ist der Erreger teilweise auch automatisiert.

Anhand dieses Erregers zeigt sich deutlich, dass sich auch mit einer angestrebten mechanischen Perfektion die in der Einleitung geschilderten Probleme, die aus dem mechanischen Kraftstoß resultieren, nicht vollständig beheben lassen.

1.3 Modell des Hopkinson-Stabes

Dieser Abschnitt beschreibt die Entwicklung eines Modells des Hopkinson-Stabes zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern. Dieses Modell ist die Grundlage für das Verständnis der Vorgänge im Stab und damit ebenfalls Grundlage für die spätere Auswahl geeigneter Aktorik.

Wie im vorangegangenen Abschnitt dargestellt ist, sind alle bekannten Hopkinson-Stab-Kalibriereinrichtungen gleich aufgebaut. Die Einrichtungen bestehen aus einem langen dünnen, zylinderförmigen Stab und einer Vorrichtung, die einen Festkörper gegen den Stab prallen lässt. Zwischen dem aufprallenden Festkörper und dem Stab ist ein geeigneter *Impulsformer* angebracht. Die Einrichtungen lassen sich folglich mit einem langen Stab, auf den ein geformter mechanischer Kraftstoß eingeprägt wird, beschreiben.

Auf Grund dieses wiederkehrenden Aufbaus ist es naheliegend, das Modell des Hopkinson-Stabes in zwei Untermodelle zu gliedern: Ein Teilmodell, welches das Übertragungsverhalten des Stabes und ein Teilmodell, das den mechanischen Kraftstoß beschreibt. In Abbildung 1.4 ist das entsprechende Blockschaltbild des Gesamtmodells dargestellt.



Abbildung 1.4: Blockschaltbild des Modells

Das Gesamtmodell soll unter Anderem folgende Zusammenhänge beschreiben:

Welche Beschleunigungssignalform resultiert aus einem beliebigen Kraftstoß am Stabanfang?

Woraus resultiert die Form des Kraftstoßes?

Welchen Einfluss haben die Parameter Stabmaterial und Geometrie auf die Beschleunigungssignalform?

In den folgenden Abschnitten werden die Teilmodelle aufgebaut. Abschließend werden die Teilmodelle zu dem beschriebenen Gesamtmodell zusammengefügt.

1.3.1 Modell des Stabes

Das Teilmodell des Stabes soll hauptsächlich beschreiben, auf welche Art ein wirkender Kraftstoß am Stabanfang in einen Beschleunigungsimpuls am Stabende gewandelt wird. Die Modellierung des Stabes wurde basierend auf [GRAF], [PETR] durchgeführt. Vor der analytischen Beschreibung werden die Phänomene zum besseren Verständnis verbal beschrieben.

1.3.1.1 Phänomenologische Beschreibung der Vorgänge im Stab

Für das Verständnis der Vorgänge im Stab wird ein Gedankenmodell geschaffen. Dieses Modell geht davon aus, dass sich die Teilchen im Stab durch N Massepunkte darstellen lassen. Die Masse der einzelnen Punkte ist ein Äquivalent zur Dichte des Materials des Stabes. Die Massepunkte sind durch Elastizitäten (E-Modul vom Material des Stabes) aneinander gekoppelt. Das Modell ist in Abbildung 1.5 dargestellt.

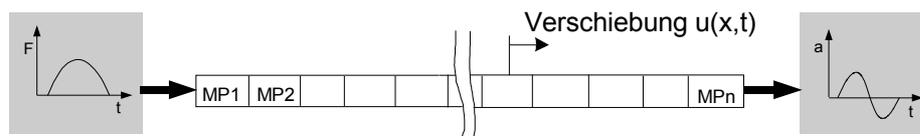


Abbildung 1.5: Stabmodell

Ein Kraftstoß ruft am Stabanfang einen mechanischen Druckspannungsimpuls hervor, der sich durch Stoßvorgänge unter den Massepunkten durch den Stab fortpflanzt. Dieses Phänomen wird allgemein als Wellenausbreitung bezeichnet. Am Stabende wird der Spannungsimpuls reflektiert und ändert sein Vorzeichen. Das bedeutet, dass eine Zugspannungswelle durch den Stab zurückläuft.

Durch den Spannungsimpuls werden die Massepunkte im Stab relativ zu ihrer ursprünglichen Lage verschoben. Da das Stabende frei ist, das bedeutet es existiert keine Einspannung, kommt es ebenfalls zu einer Verschiebung des Massepunktes am Stabende. Dieser letzte Massepunkt entspricht gedanklich der Koppelfläche zur Montage der Beschleunigungsaufnehmer. Die Bewegung des Massepunktes am Stabende erzeugt die Beschleunigung, die der Kalibrierung der Beschleunigungsaufnehmer dient.

Eine wichtige Erkenntnis aus der obigen Erläuterung ist, dass der Spannungsimpuls am Stabende sein Vorzeichen umkehrt. Die aus der negativen Spannung resultierende Verschiebung der Teilchen kehrt folglich auch das Vorzeichen um. Da sich aber die Bewegungsrichtung des Spannungsimpulses durch die Reflektion ebenfalls umgekehrt hat, bleibt die Bewegungsrichtung der Massepunkte für die hin- und rücklaufende Welle gleich. Das bedeutet, dass sich der gesamte Stab nach einem Kraftstoß mikroskopisch vorwärts bewegt. Dieses Phänomen lässt sich anhand der folgenden Darstellung veranschaulichen. Die Verschiebung von zwei Massepunkten, am Ende und in der Mitte des Stabes, ist in Abbildung 1.6 [SHPB] dargestellt.

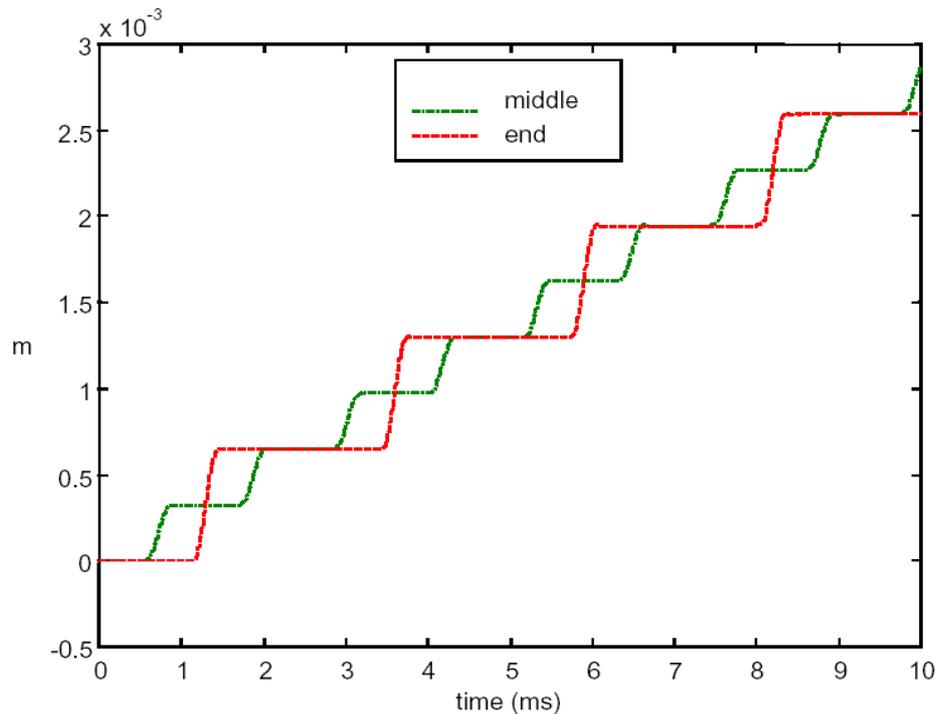


Abbildung 1.6: Verschiebung von Massepunkten im Stab

Der Spannungsimpuls durchläuft den Stab theoretisch unendlich lange. Praktisch wird der Impuls durch Materialreibung gedämpft.

1.3.1.2 Analytische Beschreibung der Vorgänge im Stab

Vor der analytischen Beschreibung der Vorgänge im Stab muss die Art der Welle, die sich im Stab fortpflanzt, bestimmt werden. In langen schlanken Stäben können sich drei Arten von Wellen ausbreiten [PETR]:

- Longitudinalwellen (Ausbreitungsrichtung der Welle liegt in der Stablängsachse)
- Transversalwellen (Ausbreitungsrichtung der Welle ist orthogonal der Stablängsachse)
- Torsionswellen (Welle breitet sich als Drehung um die Stablängsachse aus).

In der Literatur [ISO1] wird als Wellentyp eine Longitudinalwelle genannt. Da die Messachse des Beschleunigungsaufnehmers in bestehenden Kalibriereinrichtungen axial zur Stablängsachse ausgerichtet ist, kommen auch nur Longitudinalwellen in Betracht.

Neben der komplett unterschiedlichen Kinematik unterscheiden sich die Wellenarten auch durch die unterschiedliche Wellenausbreitungsgeschwindigkeit. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Longitudinalwelle berechnet sich nach Gl. 1.2.

$$c_{0,LW} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (1.2)$$

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Torsions- und Transversalwellen berechnet sich nach Gl. 1.3.

$$c_{0,TW} = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (1.3)$$

Für einen Stab aus Titan ($E = 105 \text{ kN/mm}^2$, $G = 39,5 \text{ kN/mm}^2$, $\rho = 4,5 \text{ kg/dm}^3$) ergeben sich so Ausbreitungsgeschwindigkeiten von $c_{0,LW} = 4,83 \text{ km/s}$ bzw. $c_{0,TW} = 2,95 \text{ km/s}$. Das bedeutet, dass sich die Longitudinalwelle im Vergleich zu den anderen beiden Wellenarten bedeutend schneller ausbreitet.

Für eine gegebene Stablänge führt dieser Unterschied zu deutlichen Differenzen in der Laufzeit der Welle zwischen den Stabenden. Durch diesen Sachverhalt lässt sich die Art der Welle mit einem einfachen Experiment, indem der Stab mit einem Impulshammer angeregt wird und die Beschleunigung des Stabendes mit einem Beschleunigungsaufnehmer vermessen wird, bestimmen. Die Laufzeit zwischen dem Kraftsignal und dem Beschleunigungssignal gibt so eine Aussage über die Art der Welle.

Bei der Verwendung eines 2 m Titanstabes und der Annahme der oben genannten Materialparameter ergeben sich für die Laufzeit einer Longitudinalwelle 0,41 ms und für eine Transversal- bzw. Torsionswelle 0,68 ms. Der Experimentalaufbau ist in Abbildung 1.9 dargestellt. Ein beispielhaftes Ergebnis dieses Experimentes ist in Abbildung 1.7 dargestellt.

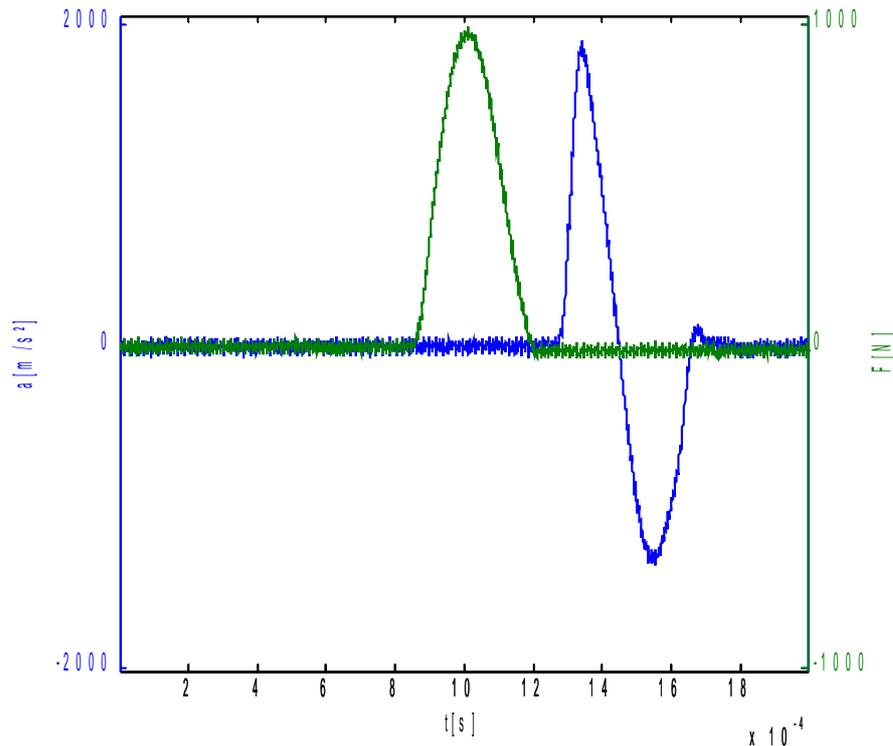


Abbildung 1.7.: Kraft (grün)- und Beschleunigungs (blau)-Zeit-Verlauf am Hopkinson-Stab

Der grüne Graph zeigt den Kraft-Zeit-Verlauf am Stabanfang, der blaue die Beschleunigung am Stabende. Die Laufzeit zwischen den beiden Signalen beträgt ca. 0,4 ms. Die gemessenen Phänomene beruhen folglich auf der Ausbreitung von Longitudinalwellen. Die Aussagen der Literaturquellen konnten somit messtechnisch erhärtet werden.

Der Zusammenhang von Kraft und Beschleunigung

In den folgenden Absätzen wird der Zusammenhang zwischen dem Kraftstoß am Stabanfang und der Beschleunigung des Massepunktes am Stabende hergeleitet. Ausgangspunkt der Betrachtung ist die allgemeine eindimensionale Wellengleichung, die sich aus dem beschriebenen Stabmodell herleiten lässt. Die folgenden Ausführungen gelten für die impulsförmige Anregung eines langen Stabes. Dabei wird wie oben erläutert von eindimensionaler longitudinaler Wellenausbreitung ausgegangen. Die mechanischen Spannungen im Stab müssen innerhalb des linear-elastischen Bereiches des Stabmaterials sein.

Longitudinalwellen in Festkörpern breiten sich nach der Wellengleichung Gl. 1.4 aus. u ist die Verschiebung der Massepunkte und c_0 die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Welle im Stab.

$$\frac{\delta^2 u}{\delta t^2} = c_0^2 \frac{\delta^2 u}{\delta x^2} \quad (1.4)$$

Eine Lösung der Differentialgleichung hinsichtlich der oben genannten Fragestellung gelingt am geeignetsten mit dem d'Alembert-Ansatz [WITT].

$$u = f(c_0 t - x) + F(c_0 t + x) \quad (1.5)$$

Die Funktionen f und F sind willkürliche Funktionen, welche die Form der Welle zum Zeitpunkt $t = 0$ beschreiben. Die Funktion f beschreibt die Ausbreitung der Welle in positiver x -Richtung und die Funktion F die Ausbreitung in negativer x -Richtung. Da der Stab an der Stirnseite angeregt wird, muss die Ausbreitung in nur einer Richtung betrachtet werden (beispielsweise positiv). So erhält man statt Gl. 1.5 die folgende Gleichung:

$$u = F(c_0 \cdot t + x) \quad (1.6)$$

Die Ableitungen von Gl. 1.6 nach t und x sind:

$$\frac{\delta u}{\delta t} = c_0 \cdot F'(c_0 \cdot t + x) \quad (1.7)$$

$$\frac{\delta u}{\delta x} = F'(c_0 \cdot t + x) \quad (1.8)$$

Wenn man diese Gleichungen nach der abgeleiteten Funktion F umstellt und gleichsetzt, erhält man:

$$\frac{\delta u}{\delta t} = c_0 \frac{\delta u}{\delta x} \quad (1.9)$$

Die Verschiebung u partiell nach dem Weg abgeleitet, entspricht der mechanischen Dehnung ϵ . Da im elastischen Materialbereich das Hook'sche Gesetz gilt, kann der Zusammenhang zwischen Dehnung und Spannung (Gl. 1.10) in Gl. 1.9 eingesetzt werden.

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (1.10)$$

Die Verschiebung partiell nach der Zeit abgeleitet, stellt die Teilchengeschwindigkeit v dar. Wenn man diesen Term in Gl. 1.9 einsetzt, erhält man eine Gleichung, welche die Geschwindigkeit der Teilchen in einen linearen Zusammenhang mit der Spannung einer Stoßwelle bringt.

$$v = \frac{c_0}{E} \cdot \sigma \quad (1.11)$$

Diesen Zusammenhang hat der britische Physiker Thomas Young bereits 1807 hergeleitet. Im nächsten Schritt wird die Spannung σ in Gl. 1.11 durch

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1.12)$$

ersetzt. Wenn die Größen v und F als zeitlich variant betrachtet werden, ergibt sich:

$$v(t) = \frac{c_0}{E \cdot A} \cdot F(t) \quad (1.13)$$

Damit berechnet sich die Beschleunigung der Massepunkte im Stab nach:

$$a(t) = \frac{c_0}{E \cdot A} \frac{dF(t)}{dt} \quad (1.14)$$

Durch die Überlagerung der ein- und der auslaufenden Welle verdoppelt sich die Verschiebung des Massepunktes am Stabende. Da sich folglich auch deren Ableitungen am Stabende verdoppeln, gilt dort für die Beschleunigung:

$$a(t) = \frac{2 \cdot c_0}{E \cdot A} \frac{dF(t)}{dt} \quad (1.15)$$

Eine wichtige Aussage aus Gl. 1.15 ist, dass das Übertragungsverhalten des Hopkinson-Stabes ein Zeitglied erster Ordnung (Differentiator) ist. Das bedeutet, je kürzer die Kraftimpulse bei gleicher Amplitude sind, desto höher ist die erzielte Beschleunigung am Stabende. Diesen Zusammenhang verdeutlicht Abbildung 1.8 an einem beispielhaften Hopkinson-Stab.

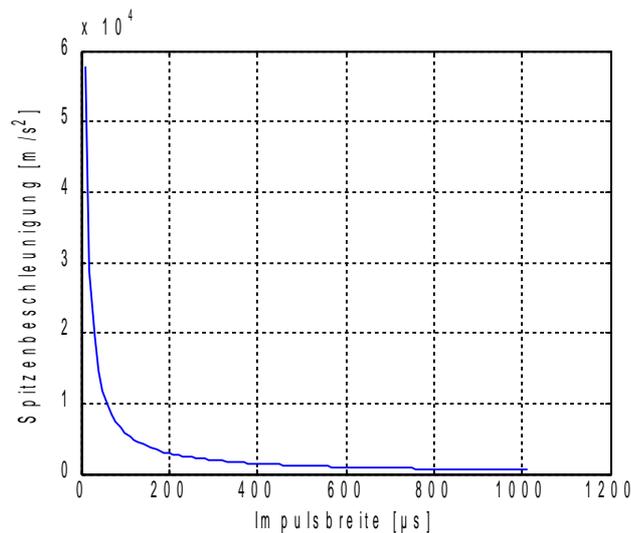


Abbildung 1.8.: Spitzenbeschleunigung bei konstanter Kraft unterschiedlicher Impulsbreite

Das Übertragungsverhalten Maximalkraft zu Spitzenbeschleunigung bei konstanter Impulsdauer ist linear und hängt von den Stabkennwerten Geometrie und Material ab.

Der Einfluss von Material und Geometrie des Stabes

Wie aus Gleichung 1.15 zu entnehmen ist, stellen Material (E-Modul und Dichte) und Geometrie (Querschnittsfläche des Stabes) einen Proportionalitätsfaktor in der Übertragungsfunktion des Stabes dar. Für eine Maximierung der Beschleunigungsamplitude bei gegebener einwirkender Kraft auf den Stab muss dieser Faktor K maximal werden.

$$K = \frac{c_0}{E \cdot A} \quad (1.16)$$

Der Zusammenhang zwischen der Querschnittsfläche bzw. dem Stabdurchmesser D und dem Faktor K ist:

$$K \sim \frac{1}{D^2} \quad (1.17)$$

So erzeugt eine Halbierung des Stabdurchmessers eine vierfach höhere Übertragungsfunktion des Stabes. Die Materialkennwerte E-Modul und Dichte des Stabes lassen sich durch folgende Umformung darstellen:

$$K \sim \frac{c_0}{E} \quad (1.18)$$

Mit dem Ausdruck der Schallgeschwindigkeit c_0 durch

$$c_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (1.19)$$

ergibt sich für den Faktor K

$$K \sim \frac{\sqrt{\frac{E}{\rho}}}{E} \quad (1.20)$$

Durch Quadrieren des rechten Ausdrucks von Gl. 1.20 vereinfacht sich der Ausdruck zu:

$$K \sim \frac{1}{E \cdot \rho} \quad (1.21)$$

Um die Übertragungsfunktion des Stabes zu maximieren, muss das Produkt aus E-Modul und Dichte des Stabmaterials klein sein.

Als weitere Materialeigenschaft müssen mechanische Festigkeitsgrenzen des Stabmaterials betrachtet werden. Die relevante Kenngröße dafür ist die Dehngrenze des Stabmaterials. Wenn die Dehngrenze erreicht ist, gilt zum einen die eingangs gestellte Forderung nach linear-elastischem Materialverhalten nicht mehr, andererseits wird das Material dauerhaft geschädigt.

Die auftretenden Spannungen im Stab berechnen sich nach Gl. 1.22:

$$\sigma(t) = \frac{E}{c_0} \cdot \int a(t) dt \quad (1.22)$$

Die größten Spannungen treten auf, wenn das Integral der Beschleunigung über der Zeit maximal wird. Der Betrag des Integrals ist jedoch werkstoffunabhängig. Wenn man den konstanten Faktor vor dem Integral

$$\sigma_v = \frac{E}{c_0} \quad (1.23)$$

als virtuelle Spannung einführt, kann diese direkt mit der Zugfestigkeit des Materials verglichen werden. Dadurch kann ein so genannter Arbeitsbereich festgelegt werden.

$$\text{Arbeitsbereich} = \frac{R_m \cdot c_0}{E} \quad (1.24)$$

Je größer der Arbeitsbereich ist, desto größere Beschleunigungsamplituden können mit dem Stabmaterial theoretisch erzeugt werden. Durch diesen Faktor sind Werkstoffe direkt miteinander vergleichbar.

1.3.1.3 Validierung des Stabmodells

Die Validierung des Stabmodells hat das Hauptanliegen, die Gültigkeit von Gl. 1.15, den Zusammenhang des Kraft-Zeit-Verlaufs am Stabanfang und des Beschleunigungs-Zeit-Verlaufs am Stabende nachzuweisen. Der prinzipielle Versuchsaufbau ist in folgender Abbildung dargestellt:

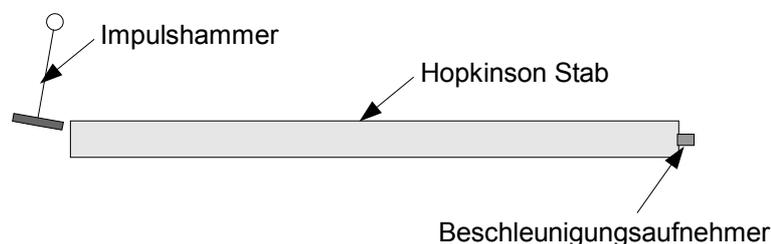


Abbildung 1.9.: Versuchsaufbau zur Validierung des Stabmodells

Modellierung des Hopkinson-Stabes

Ein Stab wurde mit einem Impulshammer mit einem axialen Kraftimpuls beaufschlagt. Durch den im Impulshammer integrierten Kraftsensor kann der Kraft-Zeit-Verlauf an der Krafteinleitungsstelle unmittelbar gemessen werden. Die Bewegung des Stabendes wurde mit unterschiedlichen Methoden gemessen (Beschleunigungsaufnehmer und Laservibrometer). Der Kraft-Zeit-Verlauf und der Beschleunigungs-Zeit-Verlauf wurden mit der gleichen Zeitbasis aufgenommen.

Die folgende Abbildung zeigt das Ergebnis eines Versuches. Die grüne Linie stellt das Signal des Impulshammers, den Kraftstoß am Stabanfang, dar. Nach der durch das Stabmaterial gegebenen Signallaufzeit wird am Stabende das durch die blaue Linie dargestellte Beschleunigungssignal gemessen.

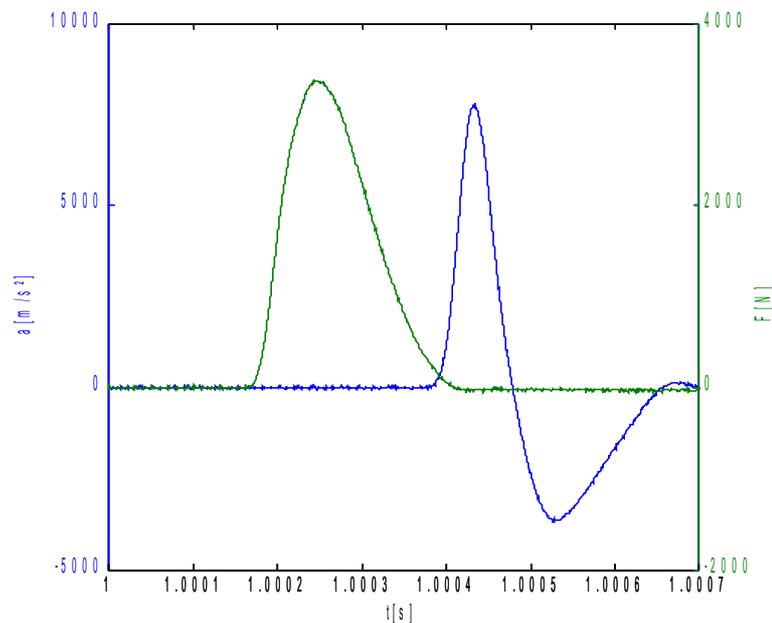


Abbildung 1.10.: Originalwerte des Versuchs am 10 mm Stab, Kraft: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve

Um das Stabmodell bewerten zu können, müssen beide Signale geeignet miteinander verglichen werden. Dafür muss gemäß des Modells entweder das Kraftsignal differenziert oder das Beschleunigungssignal integriert werden.

Da das Integrieren aus Gründen der Signalverarbeitung geeigneter erscheint, wird aus dem Beschleunigungssignal eine theoretisch wirkende Kraft gemäß Gl. 1.25 berechnet.

$$F_{th}(t) = \frac{E \cdot A}{2 \cdot c_0} \int a(t) dt \quad (1.25)$$

Die folgende Abbildung zeigt den gemessenen und den berechneten theoretischen Kraftimpuls am Stabanfang.

Modellierung des Hopkinson-Stabes

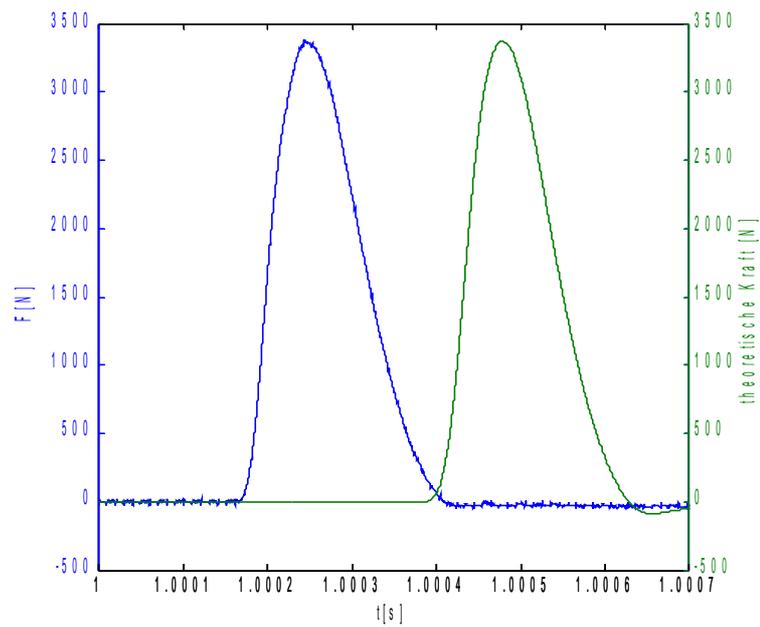


Abbildung 1.11.: Kraft (blau) und theoretische Kraft (grün) am 10 mm Stab

Um eine bessere Vergleichbarkeit zu erreichen, wird im nächsten Schritt der Zeitversatz zwischen dem Kraftsignal und dem berechneten Kraftsignal beseitigt.

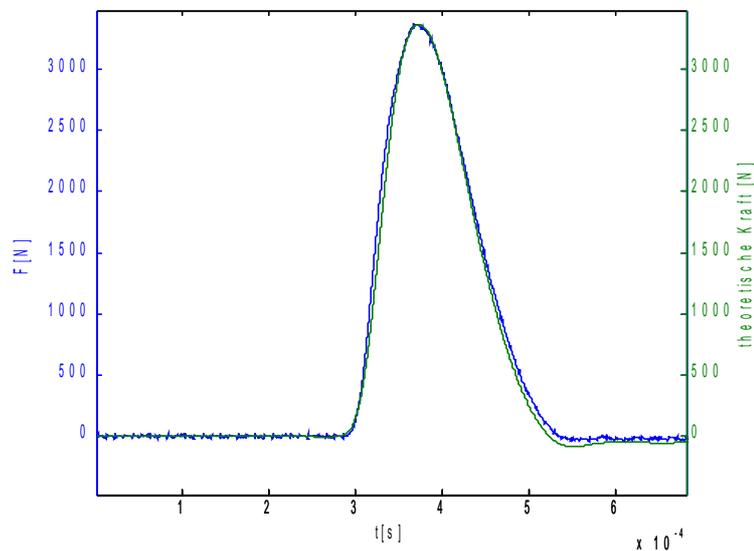


Abbildung 1.12.: Kraft (blau) und verschobene theoretische Kraft (grün) am 10 mm Stab

Modellierung des Hopkinson-Stabes

Die oben dargestellten Ergebnisse wurden an einem Stahlstab mit 10 mm Durchmesser ermittelt. In den folgenden Abbildungen sind die Ergebnisse weiterer ähnlich durchgeführter Versuche an Titanstäben mit 20 bzw. 25 mm Durchmesser dargestellt.

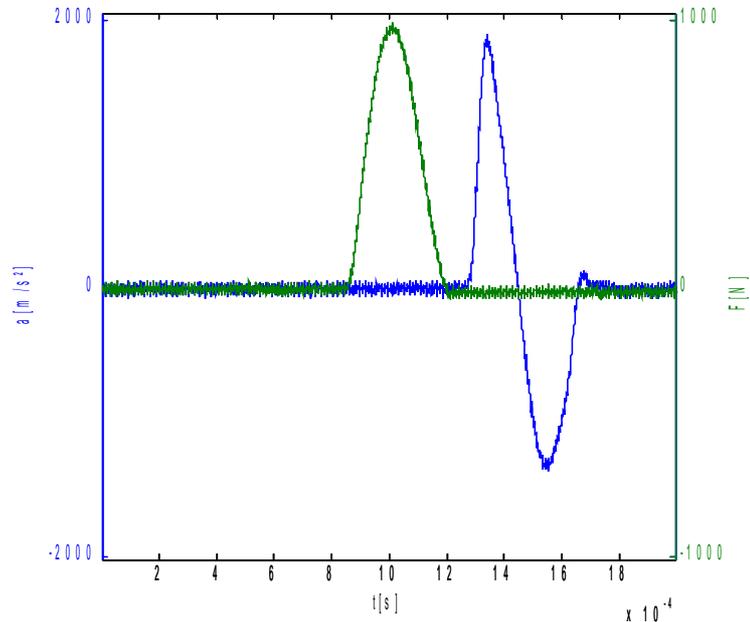


Abbildung 1.13.: Originalwerte des Versuchs am 25 mm Titan Stab, Kraft: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve

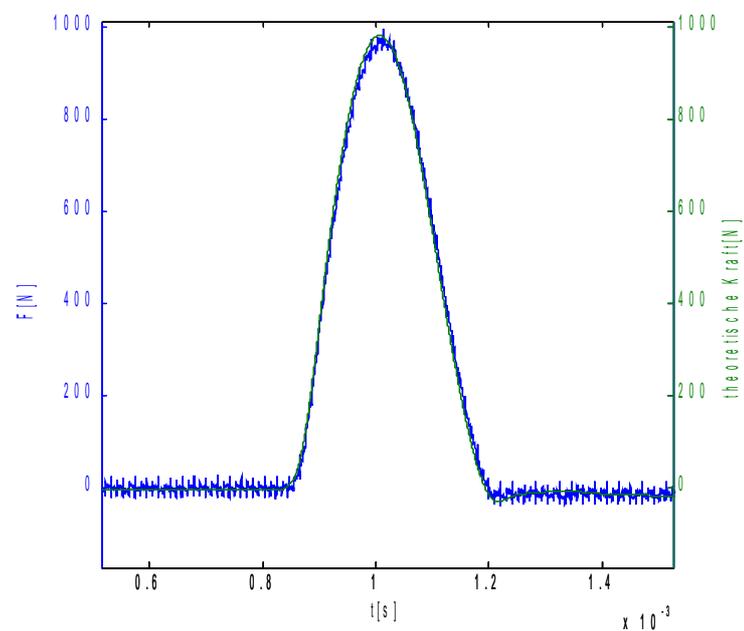


Abbildung 1.14.: Kraft (blau) und verschobene theoretische Kraft (grün) am 25 mm Titan Stab

Modellierung des Hopkinson-Stabes

Für die folgenden Messungen wurde ein Laservibrometer eingesetzt, um ein weiteres Messverfahren einbeziehen zu können. Das Vibrometer liefert naturgemäß ein Geschwindigkeitssignal. Um mit den obigen Verfahren konsistent zu sein, wurde die Geschwindigkeit durch Differenzieren in ein Beschleunigungssignal gewandelt.

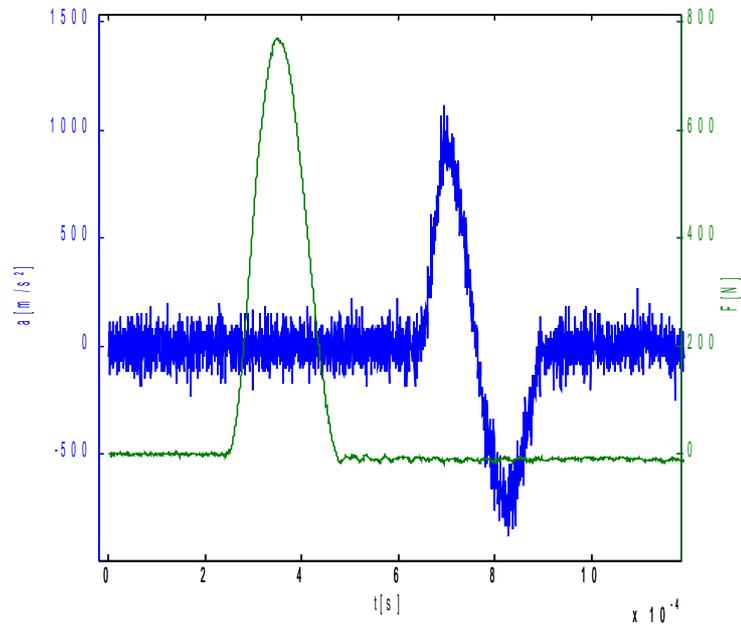


Abbildung 1.15.: Originalwerte des Versuchs am 20 mm Titan Stab, Kraft: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve

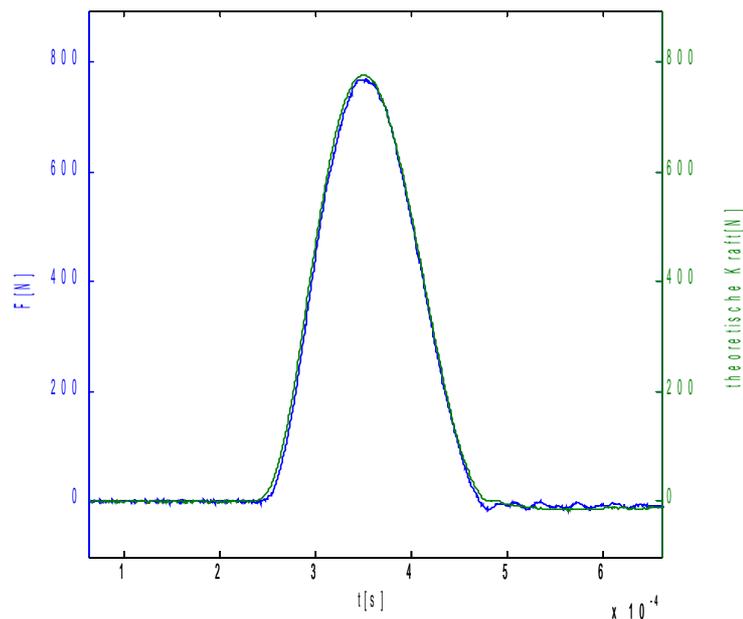


Abbildung 1.16.: Kraft (blau) und verschobene theoretische Kraft (grün) am 20 mm Titan Stab

1.3.1.4 Bewertung der Messergebnisse

Die oben dargestellten Messergebnisse zeigen, dass das erarbeitete Modell die realen Verhältnisse relativ präzise wiedergeben kann. Die Abweichung zwischen gemessener Kraft und theoretisch berechneter Kraft liegt je nach Versuchsaufbau zwischen 2 % und 5 % (Vergleich der Spitzenwerte). Da die Messunsicherheit allein bei der Bestimmung des E-Moduls eines Materials ca. 5 % beträgt [FREN], ist eine Verringerung dieser Abweichung nicht realisierbar. Durch die Ausweitung der Experimente auf unterschiedliche Stabmaterialien und Geometrien sowie unterschiedliche Messverfahren, kann mit sehr hoher Wahrscheinlichkeit von der Gültigkeit des Modells ausgegangen werden.

1.3.1.5 Grenzen des Modells

Wie bereits in der Einleitung von Kapitel 1.3.1.2 erwähnt ist, gilt das Modell ausschließlich für die Annahme von linear-elastischem Materialverhalten. Wenn der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung im Stabmaterial nichtlinear ist, treten große Abweichungen zwischen realen Messungen und den theoretischen Betrachtungen auf. Auf Grund dieser Einschränkungen können mit dem Modell fast ausschließlich Stäbe aus metallischen Werkstoffen exakt beschrieben werden. Für andere Werkstoffe, z. B. Polymere wie PTFE, die u. U. ein günstigeres Übertragungsverhalten haben, kann das Modell nur Näherungslösungen bieten.

Eine weitere Einschränkung ist durch den Zusammenhang zwischen Stablänge und der material eigenen Wellenausbreitungsgeschwindigkeit gegeben. Durch die Laufzeit der Welle in dem Stab und die Reflektionen der Welle an den Stabenden ergibt sich eine maximale Im-

pulsdauer des Kraftstoßes bzw. des Beschleunigungsimpulses. Wenn diese Impulsdauer überschritten wird, überlagert sich die eigentliche ursprüngliche Welle mit der ersten Reflektion. Die Auswirkungen dieses Phänomens sind in der folgenden Abbildung dargestellt.

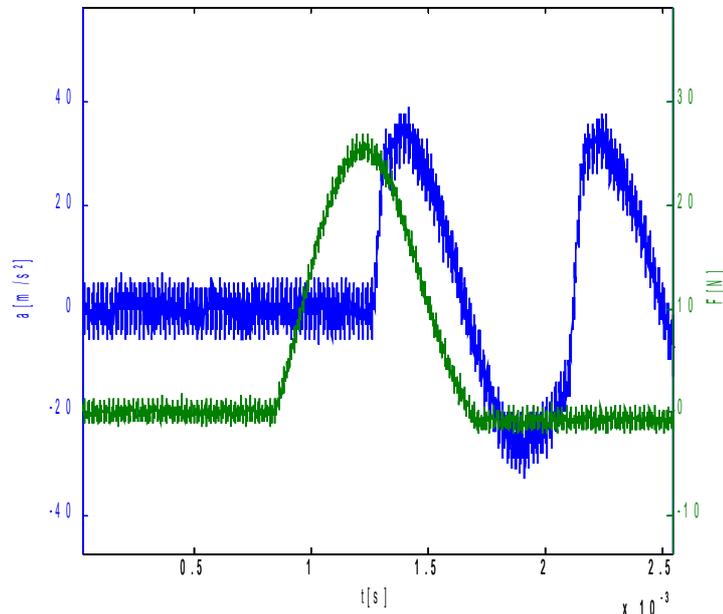


Abbildung 1.17.: langer Kraftimpuls, Kraft: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve

Der ursprüngliche Beschleunigungsimpuls hat sich noch nicht vollständig am Stabende ausgebildet, bevor die erste Reflektion den Impuls überlagert. Das aufgestellte Modell berücksichtigt diese Überlagerungen nicht. Die maximale Kraftimpulsdauer, die durch das Modell beschreibbar ist, ergibt sich nach Gl 1.26.

$$T = \frac{2 \cdot l}{c_0} \quad (1.26)$$

Für einen Titanstab der Länge $l = 2$ m ergibt sich so z. B. eine maximale Kraftimpulsdauer von $T = 0,82$ ms. Vereinfacht kann auch gesagt werden, dass die Wellenlänge des Impulses kleiner als die doppelte Stablänge sein muss.

Ein zusätzlicher Effekt, der vom aufgestellten Modell nicht berücksichtigt wird, ist die Dispersion der Welle entlang des Stabes. Über Dispersionsphänomene und deren Korrektur bei der Ausbreitung von Wellen in Stäben wurde bereits ausgiebig in der Literatur berichtet. Beispielhafte Quellen sind [GRAF] und [LOVE].

Die Auswirkung der Dispersion besteht darin, dass sich die spektralen Anteile eines Impulses mit unterschiedlicher Wellenausbreitungsgeschwindigkeit entlang des Stabes fortpflanzen. Dabei bewegen sich höherfrequente Anteile langsamer als tieffrequente. In der Folge dessen

entspricht die Form des Impulses am Stabende nicht mehr dem eingeleiteten Impuls am Stab-
anfang. Andere Untersuchung an zylindrischen Stäben zeigen, dass ein Longitudinalwellen-
puls im Wesentlichen unverändert wandert, wenn seine Wellenlänge groß gegenüber dem
Stabdurchmesser ist [ISO1].

Die folgenden Abbildungen verdeutlichen dieses Phänomen. Für dieses Experiment wurde ein
Titanstab mit 25 mm Durchmesser mit Kraftimpulsen unterschiedlicher Impulsdauer ange-
regt. Die in den Stab eingeleitete Welle wurde am Stabanfang mit DMS und am Stabende mit
einem Laservibrometer gemessen. Die gemessene Dehnung muss laut Gl. 1.10 und 1.11 pro-
portional zur Schwinggeschwindigkeit des Stabendes sein.

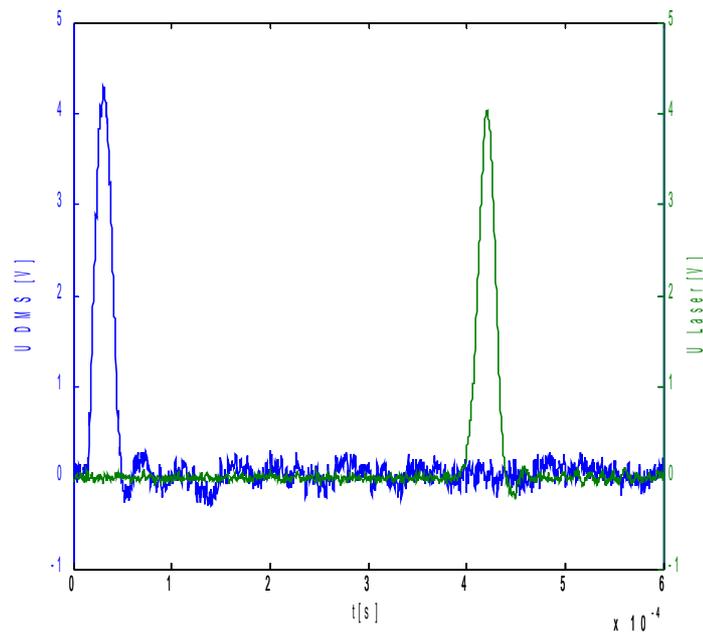


Abbildung 1.18.: Vergleich DMS (blau) und Lasermessung
(grün) 60 μ s langer Impuls

Abbildung 1.18 zeigt einen Versuch mit einem Kraftimpuls mit einer Impulsdauer von 60 μ s,
bei dem Gl. 1.10 angewendet werden kann. Bei dem Versuch, dessen Ergebnis Abbildung
1.19 zeigt, wurde ein Kraftimpuls mit einer Impulsdauer von 30 μ s in den Stab eingeleitet.

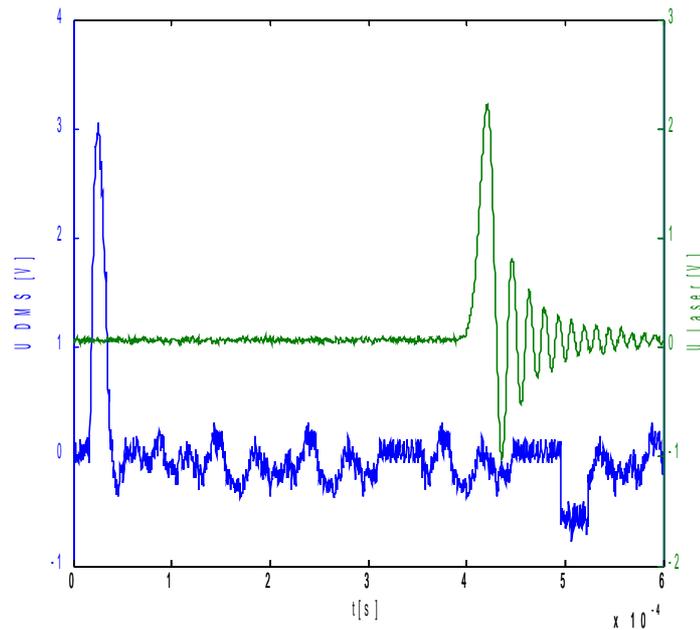


Abbildung 1.19.: Vergleich DMS (blau) und Lasermessung (grün) 30 μ s kurzer Impuls

Wie zu erkennen ist, gelten Gl. 1.10 und Gl. 1.11 für sehr kurze Impulse im Bezug auf die gewählte Stabgeometrie nicht mehr. Die hochfrequenten Anteile des eingeleiteten Impulses pflanzen sich langsamer entlang des Stabes fort und erreichen das Stabende demzufolge später. Daraus resultiert das Nachschwingen des Stabendes bei Anregung des Stabes mit zu kurzen Impulsen.

Die beschriebenen Dispersionsphänomene lassen sich theoretisch beschreiben und könnten folglich mit erheblichem Aufwand in das aufgestellte Modell integriert werden. Da derart kurze Impulse für die beabsichtigten Kalibrierzwecke ohnehin nicht geeignet sind, wurde auf die Erweiterung des Modells verzichtet.

Die letzte Einschränkung der Gültigkeit des Modells wird durch die Abschwächung der Welle durch Materialdämpfung bewirkt. Diese Dämpfungseigenschaften unterschiedlicher Materialien sind zum einen kaum verfügbar und sind zum anderen oft vernachlässigbar klein. Aus diesen Gründen wird die Abschwächung der Welle durch Materialdämpfung vom aufgestellten Modell nicht berücksichtigt.

1.3.1.6 Zusammenfassung

Mit dem aufgestellten Modell ist es gelungen, die Vorgänge in einem Hopkinson-Stab zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern analytisch zu beschreiben. Der Zusammenhang zwischen einwirkender Kraft am Stabanfang und daraus resultierender Beschleunigung am Stabende konnte hergeleitet und experimentell belegt werden. Intensive weiterführende expe-

rimentelle Untersuchungen haben sich den Grenzen der Gültigkeit des Modells, z. B. bezüglich der Wirkung von sehr langen und sehr kurzen Kraftimpulsen, gewidmet.

1.3.2 Teilmodell Stoß

Stoßvorgänge sind die Grundlage vieler technischer Abläufe. Einige Kalibrierverfahren für Beschleunigungssensoren arbeiten mit dem Hammer-Amboss-Prinzip, das auf einem Stoßvorgang basiert.

Um den Stoßvorgang beschreiben zu können, müssen die physikalischen Hintergründe analysiert werden. Gängige Theorien [INAT] beschreiben die Geschwindigkeiten der beiden Stoßpartner vor bzw. nach dem Stoß. Dafür wird ein Energieerhaltungs- oder ein Impulserhaltungsansatz genutzt. Die Frage nach den Bewegungsgrößen während des Stoßes lässt sich damit nicht beantworten. Insbesondere der Kraft- bzw. der Beschleunigungs-Zeit-Verlauf ist hier aber von großem Interesse. Aus diesem Grund muss ein Modell entwickelt werden, das es gestattet, diese Bewegungsgrößen zu berechnen.

Heinrich Hertz beschrieb bereits 1881 [HERTZ] die physikalischen Zusammenhänge bei der Berührung zweier elastischer Körper. Franz Berger untersuchte 1924 [BERG] Gesetzmäßigkeiten beim Stoß zweier Festkörper. Diese Arbeiten haben wesentlich zur Erstellung des hier vorgestellten Modells beigetragen.

1.3.2.1 Modellierung des Stoßvorganges

Beim Stoßvorgang prallen zwei Körper (Hammer und Amboss) aufeinander. Zwischen den Körpern existiert eine Elastizität, die entweder als Feder an einen Körper angebracht ist oder aus der Hertz'schen Kontaktelastizität resultiert. Die Körper sind während des eigentlichen Stoßvorganges durch diese Elastizität gekoppelt. Nach dem Stoß lösen sich die Körper wieder voneinander.

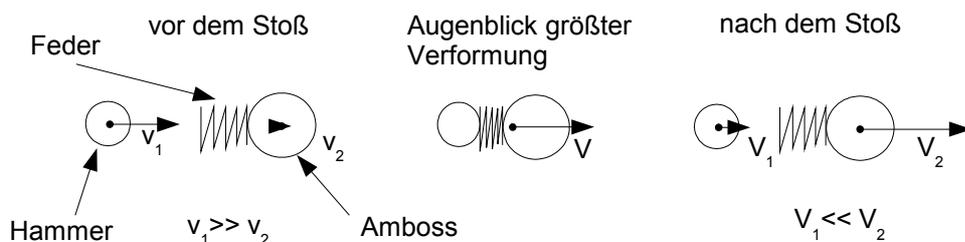


Abbildung 1.20.: Stoßvorgang - Hammer Amboss Prinzip

Wenn man die Bewegungsdifferentialgleichungen für den Augenblick der größten Verformung aufstellt, zeigt sich eine exakte Übereinstimmung zu der Differentialgleichung eines Zweimassenschwingers (Gl. 1.27).

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (1.27)$$

Im Gegensatz zu einem Zweimassenschwinger (ZMS) ist das Körperpaar beim Stoß aber nicht fest aneinander gekoppelt – Zugkräfte zwischen Hammer und Amboss können nicht übertragen werden. Folglich ist die Lösung der DGL'n des ZMS zeitlich nur so lange gültig, bis sich die Körper wieder voneinander lösen bzw. bis die Beschleunigung der Körper wieder zu Null geworden ist.

Gleichung 1.27 ist gültig für lineare Federn, das heißt Federn, bei denen die Federkraft linear abhängig von der Verformung ist. Bei den meisten realen Stoßkontakten kann diese Annahme jedoch nicht gemacht werden. Zum einen werden oft Elastomere, die eine stark nichtlineare Federkennlinie haben [INAT], verwendet. Zum anderen stellt der Herz'sche Kontakt beim Zusammenprall von zwei Festkörpern ebenfalls eine nichtlineare Federkennlinie dar. Den allgemein gültigen Zusammenhang zwischen der Verformung der aufeinander prallenden Körper und der benötigten Kraft ist in Gleichung 1.28 gegeben [INAT].

$$F \sim x^{\frac{3}{2}} \tag{1.28}$$

Für einen Stoßvorgang mit einer nichtlinearen Feder, basierend auf Herz'schem Kontakt, ergibt sich Gl. 1.29.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1^{\frac{3}{2}} \\ x_2^{\frac{3}{2}} \end{bmatrix} = 0 \tag{1.29}$$

Die so entstehende Differentialgleichung lässt sich analytisch nicht mehr mit vertretbarem Aufwand lösen. Aus diesem Grund wurde die Differentialgleichung mit Hilfe eines *Matlab/Simulink* Modells gelöst. Das Modell ist im Anhang näher erläutert.

1.3.2.2 Validierung des Modells

Der Modellansatz wurde mit Messwerten eines Kalibrierstoßpendels validiert (Abbildung 1.21). Als Eingangsparameter des Modells wurden die relevanten Daten des Stoßpendels gemessen.

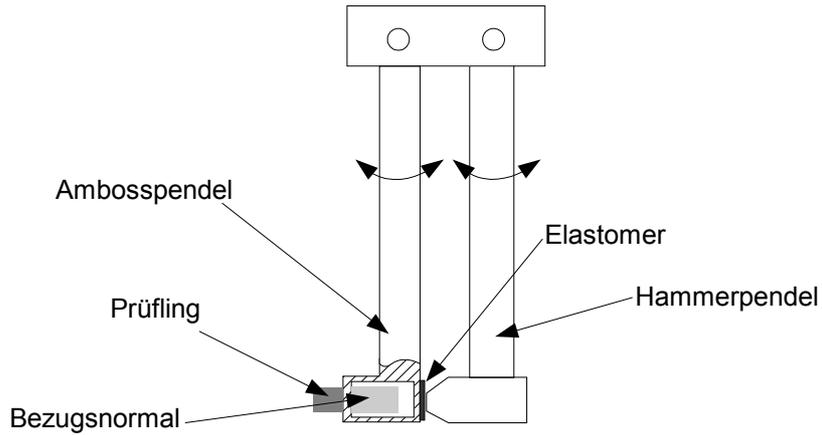


Abbildung 1.21.: Prinzipskizze Stoßpendel

Masse Hammerpendel	Masse Ambosspendel	Steifigkeit des Elastomers
ca. 1 kg	ca. 0,5 kg	ca. $250 \cdot 10^3 \text{ N/m}$

Tabelle 1.1. Eigenschaften des Stoßpendels

Die elastomereigene Nichtlinearität ist im Modell nicht berücksichtigt, die einzige nichtlineare Federkennlinie resultiert aus dem Herz'schen Kontakt zwischen Hammerpendel und Elastomer. Beispielhafte Ergebnisse der Modellrechnung und von Realmessungen sind in den nachfolgenden Abbildungen dargestellt.

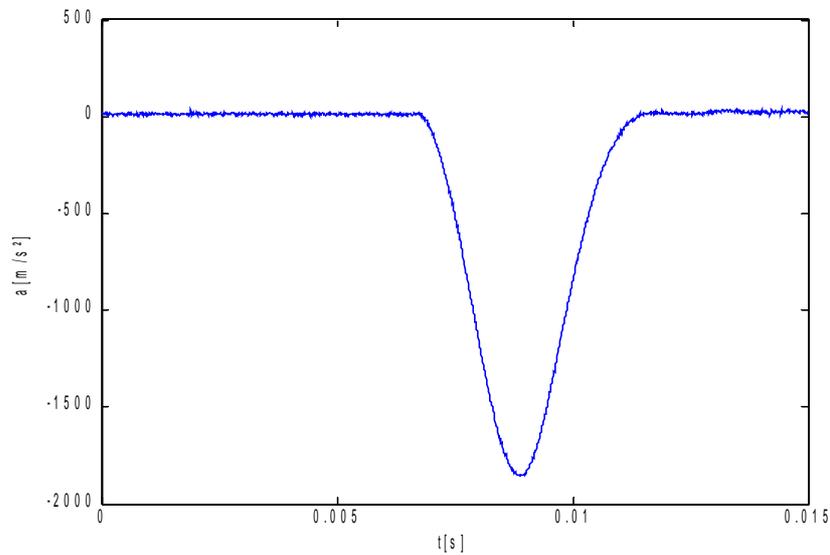


Abbildung 1.22.: Realer Beschleunigungsverlauf am Stoßpendel

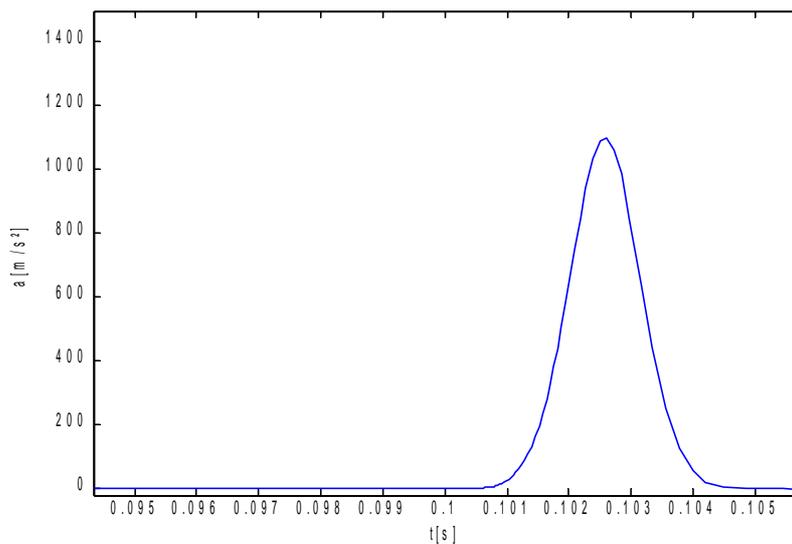


Abbildung 1.23.: Berechneter Beschleunigungsverlauf am Stoßpendel

Die Ergebnisse der Modellrechnung und die Ergebnisse von realen Messungen sind in Tabelle 1.2 für unterschiedliche Ausgangsgeschwindigkeiten des Ambosspendels dargestellt. Als Vergleichskriterium wurden die charakteristischen Größen Beschleunigungsdauer und Maximalbeschleunigung des Beschleunigungsverlaufs betrachtet.

	Modellrechnung	Realmessung	Ausgangsgeschwindigkeit des Hammerpendels
Beschleunigungsdauer [ms]	3,6	3,2	1,25 m/s
Maximalbeschleunigung [m/s^2]	670	720	
Beschleunigungsdauer [ms]	3,2	2,9	1,8 m/s
Maximalbeschleunigung [m/s^2]	980	1230	

Tabelle 1.2. Vergleich von berechneten und gemessenen Beschleunigungsverläufen des Ambosspendels

Anhand der Ergebnisse des Vergleiches lassen sich folgende Aussagen treffen:

Der gewählte Ansatz zur Modellierung des Stoßes kann tendenziell als richtig bewertet werden. Die Differenzen (ca. 20 %) zwischen den Ergebnissen der Modellrechnung und den Ergebnissen der realen Messungen lassen sich mit einer geringfügigen Variation der Elastomersteifigkeit im Modell sehr stark verringern. Im Rahmen dieser Arbeit wurde auf diese Maßnahme verzichtet, da eine Parameteranpassung auf Grund der sich stetig ändernden Eigen-

schaften des Elastomers (Verschleiß, Temperaturabhängigkeit) immer nur eine momentane Gültigkeit hätte und somit nicht sinnvoll ist.

Die Abhängigkeit der Beschleunigungsdauer des Beschleunigungs-Zeit-Verlaufs von der Beschleunigungsamplitude kann von der Modellrechnung wiedergegeben werden. Bei identischen Stoßpartnern haben Stöße mit höherer Amplitude eine geringere Beschleunigungsdauer. Dieser Zusammenhang lässt sich phänomenologisch mit der zunehmenden Steifigkeit der Feder bei höheren wirkenden Kräften erklären. Das eingangs erläuterte Modell des Zweimasenschwingers führt bei identischen Massen mit einer steiferen Feder Eigenschwingungen mit geringeren Periodendauern aus.

Die Grenzen des Modells sind in erster Linie durch die Unsicherheiten bei der Bestimmung des Herz'schen Kontakts gesetzt. Der Radius der Aufprallflächen geht sehr stark in die Steifigkeit ein. Verformungen und zwangsläufige mechanische Unvollkommenheit bei einer Fertigung der Stoßpartner stellen daher eine große Fehlerquelle dar.

Weiterhin geht das Modell von einem geradlinigen Stoß aus. In der Realität ist diese Annahme jedoch nur in Grenzen zulässig. Die so entstehende Ungeradlinigkeit könnte prinzipiell im Modell berücksichtigt werden, da die tatsächliche Abweichung vom geradlinigen Stoß nicht ermittelt werden kann, wurde davon abgesehen.

Materialeigenschaften wie Oberflächenreibung beim Stoßvorgang oder Hystereseverluste im Material der Stoßpartner führen zu einer Verzerrung des Kraft-Zeit-Verlaufs. Der resultierende Verlauf ist nicht mehr symmetrisch bezüglich des Maximums der Kurve. Tendenziell ist der Anstieg der negativen Flanke vom Betrag her kleiner als der der positiven Flanke. Diese Phänomene werden in dem Modell ebenfalls nicht berücksichtigt.

1.3.2.3 Zusammenfassung

Mit dem vorgestellten Modell lassen sich innerhalb der beschriebenen Grenzen Kraft-Zeit-Verläufe beim Stoß zweier Festkörper, eventuell durch eine zusätzliche Steifigkeit gekoppelt, berechnen. Das Modell lässt sich auf beliebige Stoßpartner anpassen. Durch die Einbindung des Modells in die Simulationsumgebung *Matlab/Simulink* können die Parameter des Stoßpaares einfach modifiziert werden. Weiterhin stehen die Ergebnisse der Rechnung unmittelbar für weitere Berechnungen zur Verfügung.

1.3.3 Gesamtmodell des Hopkinson-Stabes

1.3.3.1 Aufbau des Gesamtmodells

Um das Modell des gesamten Hopkinson-Stabes aufbauen zu können, müssen die Teilmodelle des Stabes und des Kraftstoßes zusammengefügt werden. Diese Aufgabe wurde ebenfalls mit *Matlab/Simulink* gelöst. Das Modell des Gesamtsystems ist im Anhang erläutert. Die Eingangsparameter des Modells sind:

Geometrie und Material des Hopkinson Stabes

Masse und Geschwindigkeit des Projektils

Kontaktsteifigkeit des Stoßes.

Als Ausgangsparameter stehen unmittelbar der resultierende Beschleunigungs-Zeit-Verlauf des Stabendes und der Kraft-Zeit-Verlauf am Stabanfang zur Verfügung.

Durch einfache weitere Operationen lassen sich die mechanischen Belastungen des Stoßpaares als zeitlicher Verlauf ermitteln. Dadurch lassen sich z. B. für eine vorgegebene Beschleunigungsform optimale Material- und Geometrieconfigurationen des Stoßpaares theoretisch ermitteln.

1.3.3.2 Validierung des Gesamtmodells

Zur Validierung des Modells wurde ein prototypischer Kalibriererregger aufgebaut. Da das Modell des Stabes bereits sehr gut validiert ist, gilt das Hauptaugenmerk jetzt dem Zusammenwirken von Kraftstoß und Stabübertragungsfunktion.

Eine wesentliche Entscheidung, die vor der Realisierung des Prototypen getroffen wurde, war die Wahl des prinzipiellen Aufbaus der Stoßpartner um den Kraftstoß zu realisieren. Mögliche Ausprägungen von existierenden *Hopkinson-Bar*-Kalibriereinrichtungen sind, wie bereits eingangs erläutert, ein Kugelpaar (PTB) oder ein Projektil mit einem so genannten *Mitigator*. Da für die Realisierung des Versuchsmusters die Anforderung stand, mindestens eine definierte Zeitfestigkeit zu erreichen, scheidet das Verfahren mit dem Einweg-*Mitigator* aus. Die Modellrechnung zeigte, dass ein geeignet gestaltetes, auf die Stabfläche aufprallendes Projektil ebenfalls zufriedenstellende Impulsformen erzeugen müsste. Somit standen zwei Möglichkeiten für die Erzeugung des Kraftstoßes zur Verfügung:

ein Projektil, das direkt auf den Stab prallt

ein Kugel paar zur Impulsformung nach den Vorbild der PTB.

Die Vor- und Nachteile der jeweiligen Varianten sind nachfolgend erläutert:

Variante I – Projektil

- + Parameter Steifigkeit und Masse sind getrennt voneinander einstellbar
- + relativ freie Wahl von Geometrie (Steifigkeit) und Material (Masse)
- aufwändig zu automatisieren (Rückfahrt des Projektils für den nächsten Schuss)
- eventuelle Beschädigung des Stabendes

Variante II – Kugel paar

- + leichter zu automatisieren (Kugel rollt von allein zurück)
- + kein unmittelbarer Verschleiß des Stabendes
- Steifigkeit und Masse sind voneinander abhängig als eine Funktion des Kugelradius
- mechanische Belastung der Kugeln ist sehr hoch.

Insbesondere die Wählbarkeit der Masse des Projektils unabhängig von der Steifigkeit gab den Ausschlag, den Prototypen mit einem Kraftstoß basierend auf einem Projektil aufzubauen. Die prinzipielle Funktionsweise des Versuchsmusters ist in folgender Abbildung dargestellt:

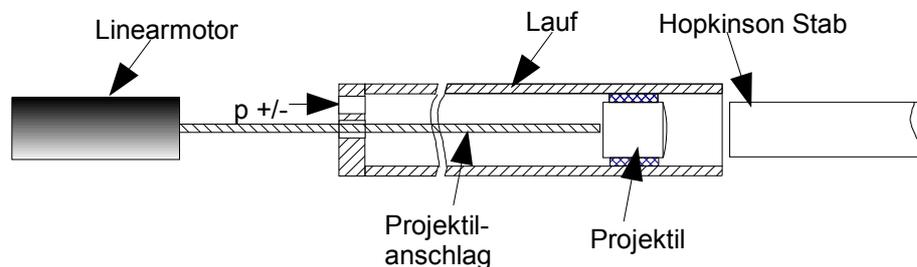


Abbildung 1.24.: Funktionsweise des Versuchsmusters zur Validierung des Hopkinson-Stab Modells

Ein Projektil, das in einem Lauf geführt ist, wird durch Luftdruck angetrieben. Durch den Aufprall des Projektils auf den Stab wird der gewünschte Kraftstoß erzeugt. Nach dem Stoß wird das Projektil mit Hilfe eines Unterdrucks wieder in die Ausgangsposition gebracht und es kann ein neuer Stoß ausgeführt werden. Die Beschleunigungsamplitude am Stabende kann indirekt über die Startposition des Projektils beeinflusst werden. Je größer der Weg ist, den das Projektil vor den Aufprall auf den Stab zurück legt, desto größer ist die Beschleunigungsamplitude am Stabende. Die Startposition wird mit Hilfe eines Projektilanschlages, der von

Modellierung des Hopkinson-Stabes

einem Linearmotor bewegt wird, festgelegt. Der Gesamtaufbau ist in folgender Abbildung dargestellt [SPE1]:



Abbildung 1.25.: SPEKTRA HOP-HS

Die relevanten technischen Daten des Versuchsmusters sind in Tabelle 1.3 aufgeführt. Wichtig sind alle Daten, die den Stoß und das Stabübertragungsverhalten beeinflussen.

Stabmaterial	Titanlegierung
Stabdurchmesser	20 mm
Stabmasse	4,54 kg
Projektilmasse	40 g
Kontaktsteifigkeit	3,6 E09 N/m
Projektilgeschwindigkeit	1 - 10 m/s

Tabelle 1.3. Technische Daten des Versuchsmusters

Mit dem beschriebenen Versuchsmuster lassen sich Beschleunigungen $> 1.000.000 \text{ m/s}^2$ unter Einhaltung einer definierten Zeitfestigkeit erzeugen. Nach ca. 1000 Stößen der maximalen Amplitude muss das Projektil getauscht werden.

Um die Gültigkeit des Modells nachzuweisen, müssen die berechneten und die gemessenen Beschleunigungssignale miteinander verglichen werden. In Abbildung 1.26 ist der Vergleich von gemessener und berechneter Beschleunigung des Stabendes dargestellt.

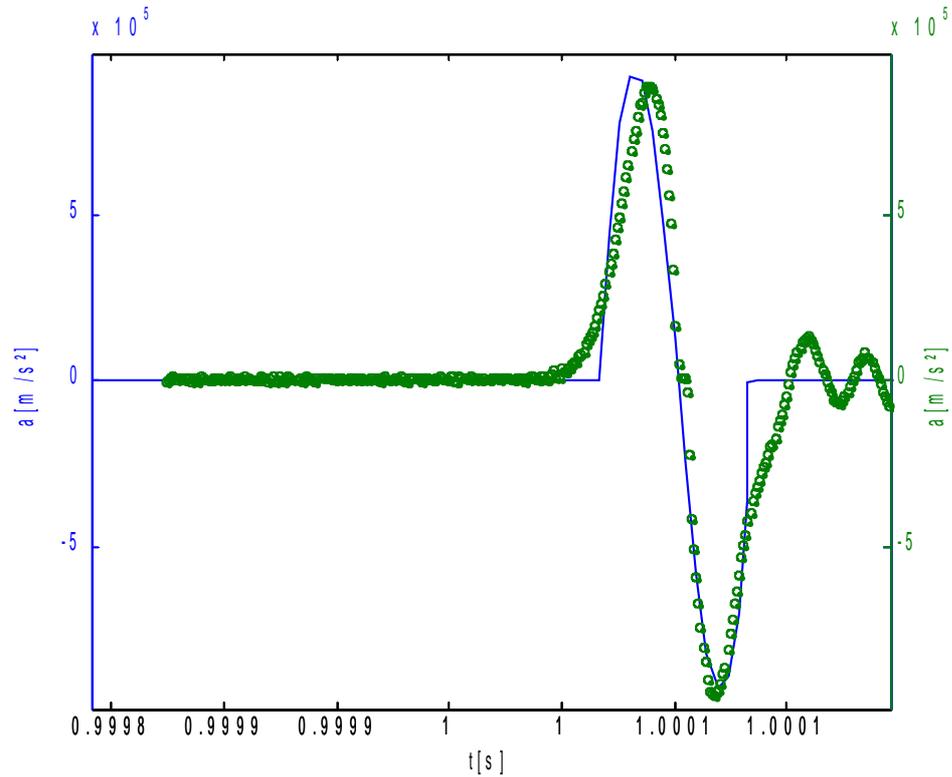


Abbildung 1.26.: Vergleich von gemessener (grün) und berechneter (blau) Beschleunigung am Stabende

Die grüne Kurve stellt den gemessenen, die blaue Kurve den berechneten Beschleunigungsverlauf am Stabende dar. Es ist zu erkennen, dass das Modell des Hopkinson-Stabes die Realität in guter Näherung wiedergibt. Die charakteristischen Größen der jeweiligen Beschleunigungsverläufe sind für unterschiedliche Ausgangsgeschwindigkeiten des Projektils in Tabelle 1.4 aufgeführt.

	Modellrechnung	Realmessung	Ausgangsgeschwindigkeit des Projektils
Beschleunigungsdauer [μs]	22	ca. 27	2 m/s
Maximalbeschleunigung [m/s ²]	110.000	ca. 100.000	
Beschleunigungsdauer [μs]	21	ca. 25	5 m/s
Maximalbeschleunigung [m/s ²]	650.000	ca. 600.000	
Beschleunigungsdauer [μs]	20	ca. 22	10 m/s
Maximalbeschleunigung [m/s ²]	1.100.000	ca. 1.000.000	

Tabelle 1.4. Vergleich von gemessener und berechneter Beschleunigung des Stabendes

Die Werte in Tabelle 1.4 zeigen, dass die Impulsdauer ca. 10% zu kurz und die Maximalbeschleunigung ca. 10% zu hoch berechnet wird.

1.3.3.3 Grenzen des Modells

In den Kapiteln Modellierung des Stabübertragungsverhalten und Modellierung des Stoßes wurde bereits auf die Grenzen der jeweiligen Modelle eingegangen. Diese Betrachtungen gelten ebenfalls bei dem Gesamtmodell. Insbesondere der nicht berücksichtigte Effekt der Dispersion der Welle im Stab ist in Abbildung 1.26 gut zu erkennen. Die Schwingungen nach dem eigentlichen Beschleunigungsimpuls resultieren aus Dispersionseffekten und werden von der Modellrechnung nicht wiedergegeben.

Als Hauptfehlerquelle geht jedoch die Bestimmung der Kontaktsteifigkeit beim Aufprall des Projektils auf den Stab in das Modell ein. Insbesondere bei der Erzeugung höchster Beschleunigungen werden Stoßkräfte erzeugt, die die Elastizitätsgrenzen der Materialien weit übersteigen. Die resultierenden Verformungen liegen weit außerhalb des elastischen Bereiches, wodurch die Bestimmung des Herz'schen Kontakts sehr fehlerbehaftet ist. Die Auswirkungen dieses Phänomens zeigen sich unter anderem in der Tatsache, dass die Experimente bei identischen Anfangsbedingungen immer zu leicht unterschiedlichen Ergebnissen führen. Die Ergebnisse der Realmessung unterliegen jedoch bei identischen Anfangsbedingungen Schwankungen in der Größenordnung von 5 %. Weitere Unsicherheiten ergeben sich aus der Bestimmung des E-Moduls der Materialien (s. Kap. 1.3.1.4). Unter Betrachtung dieses Aspektes ist die Abweichung zwischen Messung und Rechnung als gering zu bewerten.

1.4 Zusammenfassung

In dem vorangegangenen Kapitel „Modellierung des Hopkinson-Stabes“ wurde ein Modell zur Beschreibung der Vorgänge in einem Hopkinson-Stab zur Kalibrierung von Beschleunigungs-

aufnehmern erarbeitet. Ein wesentlicher Anteil der Arbeiten befasste sich mit der Validierung der gewählten Modellansätze. Ausgangspunkt des Kapitels sind Vorbetrachtungen, die zur Unterteilung des Gesamtsystems in zwei Teilsysteme führen: das Übertragungsverhalten des Stabes sowie die Erzeugung eines Kraftstoßes, der auf den Stabanfang wirkt.

Es konnte nachgewiesen werden, dass die Vorgänge im Stab mit Hilfe der eindimensionalen Wellentheorie zur Ausbreitung einer Longitudinalwelle genau beschreibbar sind. Die Experimente zur Validierung des Modellansatzes erstreckten sich über eine weite Variation von Material- und Geometrieparametern.

Weiterhin wurde ein Modell erarbeitet, das den Kraft-Zeit-Verlauf beim Stoß zweier beliebiger Körper beschreibt. Die Validierung dieses Teilmodells zeigte, dass die exakte Beschreibung aller zugrunde liegender Phänomene einen sehr großen Aufwand mit sich bringen würde. Die relevanten Parameter des Kraft-Zeit-Verlaufs (zeitlicher Verlauf, Kraftamplitude, Stoßdauer) lassen sich mit dem aufgestellten Modell trotzdem hinreichend genau beschreiben.

Die Zusammenführung der Teilmodelle führt zu einem Gesamtmodell des Hopkinson-Stabes zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern, mit dem sämtliche Vorgänge im System beschreibbar sind. Eingangsgrößen des Modells sind relevante Geometrie- und Materialdaten mechanischer Komponenten sowie die Geschwindigkeit der Stoßpartner vor dem Kraftstoß. Die wichtigste Ausgangsgröße des Modells ist der am Stabende resultierende Beschleunigungs-Zeit-Verlauf, der zur Kalibrierung der Beschleunigungsaufnehmer dient. Weiterhin ist es möglich an allen Schnittstellen des Systems Informationen über die kinematischen Vorgänge innerhalb des Modells zu gewinnen.

Zur Validierung des Gesamtmodells wurde ein Hopkinson-Stab zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern entworfen. Mit Hilfe dieses Kalibriererregers konnte die Gültigkeit des gewählten Modellansatzes in einem weiten Parameterfeld (s. Tabelle 1.4) nachgewiesen werden. Erkenntnisse, die bei der Modellierung des Systems gewonnen wurden, konnten in den Entwurf des Erregers einfließen. Dieser Erkenntnisgewinn führte dazu, dass einige Leistungsparameter bestehender Kalibriereinrichtungen weit übertroffen wurden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das Hauptproblem beim klassischen Hopkinson-Stab aus der Erzeugung der Welle mit einem mechanischen Kraftstoß resultiert. Die in der Einleitung nur phänomenologisch formulierten Kritikpunkte an bestehenden Hopkinson-Stab Systemen sind somit tiefgründiger hinterlegt worden. Das Anliegen dieser Arbeit, den Kraftstoß durch eine alternative Methode zur Erzeugung der Wellen zu ersetzen, ist dadurch eindeutig nachvollziehbar.

2 Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Dieses Kapitel dokumentiert die Auswahl einer Methode, die geeignet ist, Longitudinalwellen in Stäben zu erzeugen. Zu diesem Zweck müssen anfangs Parameter der Beschleunigung festgelegt werden, die mit dem Hopkinson-Stab erzeugt werden sollen. Für diese Festlegung muss ein kurzer Exkurs in die Grundlagen der Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern vorgenommen werden.

Anhand der geforderten Beschleunigungsparameter lassen sich Anforderungen an die Methode zur Erzeugung der Wellen im Stab bestimmen. Diese Anforderungen betreffen sowohl die Dynamik, das heißt den Amplitudengang des Aktors, als auch dessen maximal aufbringbare Kraft und Stellweg. Mit den geforderten Beschleunigungsparametern als Eingangsgrößen für das aufgestellte Modell des Hopkinson-Stabes können die genannten Anforderungen an die Aktorik ermittelt werden.

Der nächste zwingende Schritt zur Auswahl einer geeigneten Aktorik ist die Beschreibung des Standes der Technik der Aktorik. Dabei werden alle in Frage kommenden Methoden berücksichtigt - das heißt theoretisch untersucht und hinsichtlich der aufgestellten Anforderungen verglichen. Aus dem theoretischen Vergleich werden geeignete Aktorprinzipien ausgewählt und anhand prototypischer Versuchsaufbauten untersucht.

Bevor die dargestellten Betrachtungen vorgenommen werden können, müssen an dieser Stelle bereits Festlegungen bezüglich des Stabmaterials und der Stabgeometrie getroffen werden. Die im vorigen Kapitel beschriebenen *Hopkinson-Bar*-Kalibriereinrichtungen nutzen als Stabmaterial Titan. Dieses Material zeichnet sich in der Klasse der Metalle durch sein besonders gutes Übertragungsverhalten aus. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit ebenfalls mit einem Titanstab gearbeitet. Als Materialeigenschaften können Angaben aus Herstellerdatenblättern herangezogen werden. Die wichtigsten Eigenschaften sind

E-Modul: 105 kN/mm²

Dichte: 4,5 g/cm³.

Weitere Festlegungen betreffen den Durchmesser und die Länge des Stabes. Wie im vorigen Kapitel hergeleitet wurde, steht die Länge des Stabes im direkten Zusammenhang mit der maximalen Dauer der erzeugbaren Impulse. Aus rein praktischen Beweggründen scheint ein z. B. 10 m langer Stab ungeeignet zu sein. Die Länge des Stabes wird deshalb trotz der Einschränkungen der maximalen Impulsdauer auf 2 m festgelegt.

Der Zusammenhang zwischen dem Durchmesser des Stabes und der Übertragungsfunktion wurde im vorangegangenen Kapitel erläutert. Demnach ist es für eine Maximierung der Übertragungsfunktion des Stabes günstig den Stabdurchmesser zu minimieren. Diese Vorgehensweise wird durch zwei Einschränkungen limitiert. Zum einen stellt die Eulersche Knicklast eine Begrenzung des minimalen Stabdurchmessers dar. Weitere Ausführungen zu dieser

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Überlegungen lassen sich in [IWAN] finden. Die weitaus wesentlichere Einschränkung resultiert aus praktischen Überlegungen bezüglich des beabsichtigten Kalibriereinsatzes. Bei einer Kalibrierung eines Prüflings mit einem Laservibrometer als Referenzmessgröße wird der Prüfling an dem Stabende befestigt und die Bewegung des Stabendes mit dem Vibrometer vermessen. Das bedeutet, dass der Stabdurchmesser größer sein muss als der Prüflingsdurchmesser zuzüglich eines definierten Platzes für den Antastpunkt des Laservibrometers. Um diesen Anforderungen bezüglich der meisten üblichen Prüflinge gerecht zu werden, ist ein Stabdurchmesser von 20 mm ausreichend. Deshalb wird der Durchmesser des Stabes auf 20 mm festgelegt.

2.1 Festlegung der geforderten Beschleunigungsparameter

Im Gegensatz zu periodischen sinusförmigen Beschleunigungssignalen, die durch Amplitude und Frequenz klar bestimmt sind, gibt es bei der Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern mit stoßförmigen Signalen unterschiedliche Definitionen der Parameter der Signale. In dieser Arbeit werden die Konventionen befolgt, die in der ISO 13060-13 definiert sind. Die Definition von Beschleunigungsdauer und –amplitude geht aus Abbildung 2.1 hervor. Die Beschleunigungsamplitude wird durch die Variable \hat{a} und die Beschleunigungsdauer durch die Variable T beschrieben.

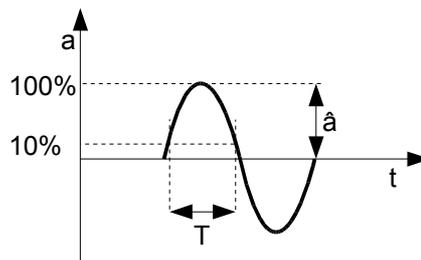


Abbildung 2.1: Definition von Beschleunigungsdauer und -amplitude

2.1.1 Festlegung der Beschleunigungsdauer

Wie in Kapitel 1 hergeleitet wurde, ist es aus energetischer Sicht günstig, für eine gegebene Beschleunigungssignalform eine möglichst kurze Beschleunigungsdauer anzustreben. Da der Stab gemäß Gl. 1.15 als Differentiator wirkt, kann durch die Verringerung der Beschleunigungsdauer mit einer endlichen Kraftamplitude eine Steigerung der Beschleunigungsamplitude erzielt werden.

Um die Beschleunigungsdauer für praktische Belange sinnvoll festlegen zu können, müssen die Eigenschaften der zu kalibrierenden Beschleunigungsaufnehmer und die gültigen Kalibrierenormen betrachtet werden. Die normgerechte Kalibrierung [ISO1] erfolgt nach dem Vergleich der Spitzenwerte von zu kalibrierendem Beschleunigungsaufnehmer (Prüfling) sowie dem verwendeten Beschleunigungsnormale. Diese Vorgehensweise lässt aber außer Betracht,

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

dass sowohl der Prüfling als u. U. auch das Normal einen nichtlinearen Amplitudengang haben.

Ein typischer Amplitudengang eines Stoßbeschleunigungsaufnehmernormals (2270) ist in Abbildung 2.2 dargestellt.

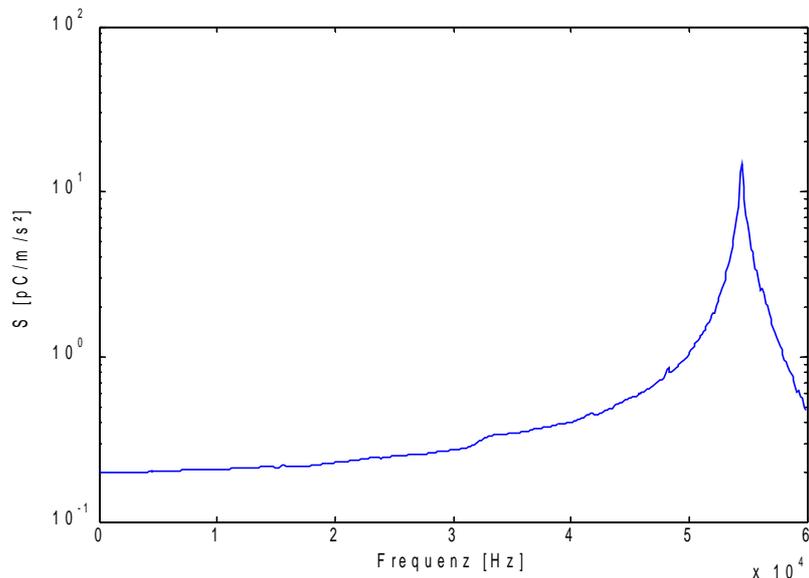


Abbildung 2.2: Amplitudengang 2270

Abbildung 2.2 zeigt den Übertragungsfaktor S des Beschleunigungsaufnehmers 2270 in Abhängigkeit von der Frequenz. Es ist ein deutliches Ansteigen des Übertragungsfaktors mit der Frequenz bis hin zu einem Resonanzverhalten zu bemerken. Die Ausbildung der Frequenzgänge von Beschleunigungsaufnehmern ist sehr vielfältig. Je nachdem, ob und wie stark die mechanische Resonanz des Aufnehmers gedämpft ist, steigt der Übertragungsfaktor stärker oder weniger stark an.

Das Problem des oben beschriebenen Spitzenwertvergleiches resultiert aus eben dieser Nichtlinearität des Amplitudenganges der Beschleunigungsaufnehmer. Jeder Beschleunigungs-Zeit-Impuls hat einen eindeutigen Frequenzgehalt. Je kürzer die Impulse sind, desto höher sind die im Impuls enthaltenen Frequenzen. Wenn man den oben beschriebenen Beschleunigungsaufnehmer mit Impulsen konstanter Amplitude, aber unterschiedlicher Beschleunigungsdauer beaufschlagt, wird der Ausgang des Aufnehmers hin zu kürzeren Impulsen ein Signal größerer Amplitude liefern. Beim Vergleich der Spitzenwerte des Prüflings und eines idealen Aufnehmers (das heißt hier mit linearem Amplitudengang, z. B. ein Laservibrometer) wird die Empfindlichkeit für jede Impulsbreite unterschiedlich bestimmt.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

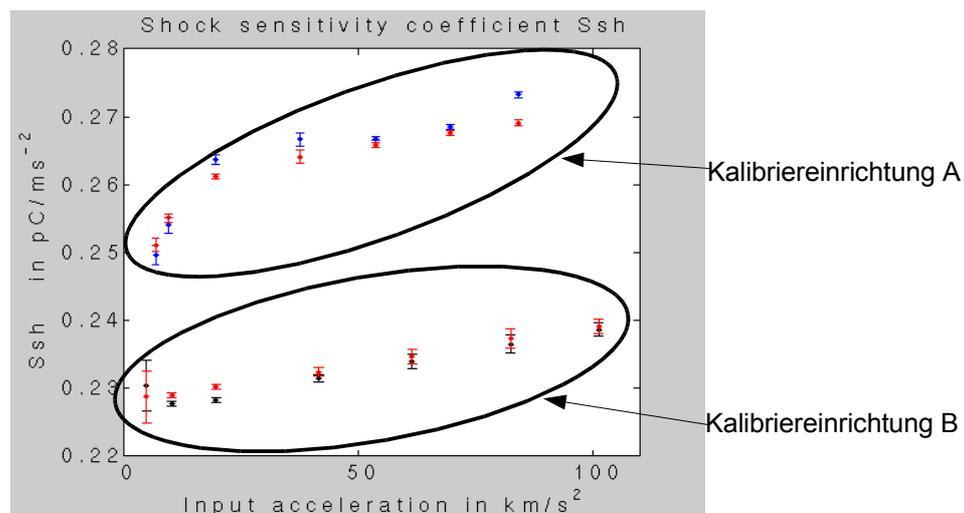


Abbildung 2.3: Kalibrierung eines 2270 mit unterschiedlichen Kalibriereinrichtungen

Abbildung 2.3 [PTB3] zeigt die Ergebnisse der Kalibrierung eines 2270 mit unterschiedlichen Kalibriereinrichtungen. Die Einrichtungen unterscheiden sich u. a. dadurch, dass sie unterschiedliche Beschleunigungsdauern erzeugen. Die Beschleunigungsdauer der Einrichtung A ist signifikant kürzer als die der Einrichtung B. Es ist zu erkennen, dass die gemessene Empfindlichkeit des 2270 bei kürzeren Impulsen wesentlich höher ist.

Aus den genannten Gründen wird als minimale Beschleunigungsdauer 100 μ s bzw. ein Frequenzspektrum mit einem Maximum bei ca. 5 kHz festgelegt. Die maximale Beschleunigungsdauer ergibt sich aus der Länge des verwendeten Stabes. Für industrielle Anwendungen ist aus Platzgründen ein Stab mit einer Länge von 2 m noch zumutbar. Daraus und im Zusammenhang mit dem verwendeten Stabmaterial ergibt sich als maximale Beschleunigungsdauer ca. 400 μ s.

2.1.2 Festlegung der Beschleunigungsamplitude

Ein Problem der bestehenden Hopkinson-Bar-Kalibriereinrichtungen ist, dass insbesondere kleine Beschleunigungsamplituden (<1.000 m/s²) nicht zufriedenstellend erzeugt werden können. Durch die mechanische Anregung des Stabes sind die resultierenden Signalformen hier ungenügend.

Stoßbeschleunigungsaufnehmer, die in diesem Bereich kalibriert werden müssen, werden sehr häufig bei der Untersuchung des Crashverhaltens von Automobilen eingesetzt. Hier werden sowohl in der Entwicklung als auch bei der Sicherheitsprüfung der Fahrzeuge an diversen Stellen in der Karosseriestruktur die auftretenden Beschleunigungen bei einem Crash gemessen. Die hier verwendeten Beschleunigungsaufnehmer haben üblicherweise einen Messbereich von 20 m/s² bis ca. 10.000 m/s². Um bei einem sehr aufwändigen Crashtest keine Unsi-

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

cherheiten bezüglich der verwendeten Messmittel zu haben, ist insbesondere bei diesem Anwendungsfall eine zyklische Kalibrierung der Beschleunigungsaufnehmer nötig.

Zur Kalibrierung dieser Aufnehmer im kompletten Amplitudenbereich ist es folglich notwendig auch kleine Beschleunigungsamplituden mit hoher Qualität bereitstellen zu können. Um den Anforderungen aus dem Automobilbereich gerecht zu werden, wird als untere Grenze für die Beschleunigungsamplitude ein Wert von 20 m/s² festgelegt.

Für die obere Grenze der Beschleunigungsamplitude lässt sich nach dem oben beschriebenen Vorgehen kein sinnvoller Wert festlegen. Es existieren Beschleunigungsaufnehmer mit einem Messbereich bis > 2.000.000 m/s², die ebenfalls kalibriert werden müssen. Die obere Grenze der bereitzustellenden Beschleunigung müsste folglich auch diesen Wert annehmen. Da dies jedoch nicht als realistisch erscheint, wird kein fester Wert für die maximale Beschleunigungsamplitude festgelegt, sondern eine Maximierung der erreichbaren Beschleunigung angestrebt.

2.1.3 Festlegung der Beschleunigungssignalform

Als letzter Beschleunigungsparameter ist die Beschleunigungssignalform festzulegen. Bei konventionellen Kalibriereinrichtungen resultiert die Signalform immer aus dem mechanischen Kraftstoß und ist damit nicht beeinflussbar. Bei der angestrebten Lösung soll die Signalform jedoch frei veränderbar sein. Da die Signalform wesentlicher Bestandteil der Ermittlung der Anforderungen an die Aktorik ist, müssen vorab Festlegungen über die Signalform getroffen werden.

Eine Bedingung, die der konventionelle Hopkinson-Bar erfüllt, ist die Bereitstellung von positiver und negativer Beschleunigung innerhalb eines Beschleunigungsimpulses. Dadurch lassen sich sowohl die positive als auch die negative Empfindlichkeit des Prüflings effizient ermitteln. Diese Anforderungen müssen an die zu erzeugende Signalform ebenfalls gestellt werden.

Eine weitere Bedingung ist die Stetigkeit des Beschleunigungs-Zeit-Verlaufs. Ein unstetiges Signal führt zwangsläufig zu einer Verstärkung der hohen Frequenzanteile des Spektrums des Beschleunigungsimpulses. Diese Erhöhung führt zu den bereits oben erläuterten Problemen bei der Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern.

Ein Beschleunigungsdipol mit sinusförmigem Verlauf erfüllt diese Anforderungen. Die Signalform lässt sich durch Gleichung 2.1 beschreiben:

$$a(t) = \hat{a} \sin\left(\frac{\pi}{T} \cdot t\right) \quad t = 0 \dots 2\pi \quad (2.1)$$

Die Beschleunigungsamplitude wird durch die Variable \hat{a} und die Beschleunigungsdauer durch die Variable T beschrieben. Zu beachten ist, dass T nicht exakt der Beschleunigungsdauer aus Abbildung 2.1 entspricht. Da der Fehler auf alle Aktorprinzipien gleich wirkt, kann diese Abweichung hier akzeptiert werden.

2.1.4 Zusammenfassung

Nach den Ausführungen über die Herleitung der Anforderungen an die Beschleunigungsparameter werden die geforderten Beschleunigungsparameter hier noch einmal zusammengefasst:

Beschleunigungsdauer:	100 μs bis ca. 400 μs
Beschleunigungsamplitude:	20 m/s^2 bis maximal erreichbar
Signalform:	sinusförmiger Dipol gemäß Gl. 2.1.

2.2 Anforderungen an die Aktorik

Mit den oben festgelegten Parametern der Beschleunigung am Stabende können mit Hilfe des Stabmodells die notwendigen kinematischen Größen am Stabanfang ermittelt werden. Im Folgenden werden die Anforderungen an die Aktorik bezüglich folgender Parameter bestimmt:

- Kraftbereich, Maximalkraft
- Stellbereich, Maximaler Stellweg
- Dynamik des Aktors.

Prinzipiell können die Anforderungen an die Aktorik auf Grundlage der Anforderungen an die Beschleunigung am Stabende hoch genau bestimmt werden. Zur Auswahl einer Methode zur Erzeugung von Wellen im Stab genügen jedoch Aussagen zur Größenordnung der jeweiligen Parameter.

2.2.1 Aktorkraft

Die prinzipielle Vorgehensweise ist in Darstellung 2.4 am Beispiel des nötigen Kraft-Zeit-Verlaufs für ein gegebenes Beschleunigungssignal abgebildet. Für einen Beschleunigungsdipol mit den Parametern Beschleunigungsdauer $T = 500 \mu\text{s}$ und Amplitude $\hat{a} = 100.000 \text{ m/s}^2$ muss in einen Titanstab mit einem Durchmesser von 25 mm ein quasi halbsinusförmiger Kraftimpuls mit einer Amplitude von ca. 170 kN eingeleitet werden.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

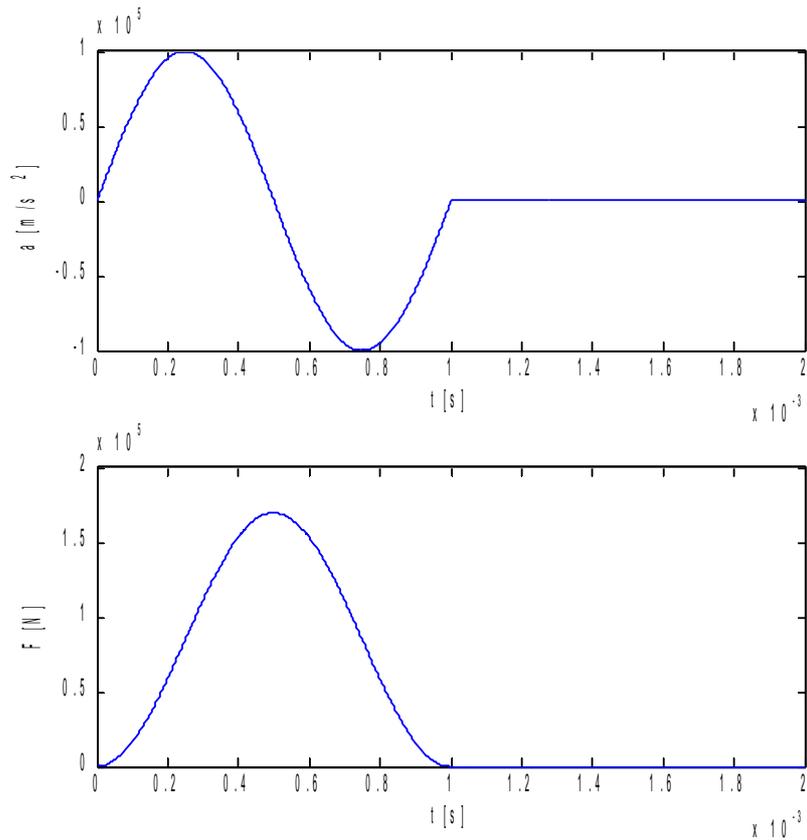


Abbildung 2.4.: Beschleunigungs-Zeit-Verlauf und zugehöriger Kraft-Zeit-Verlauf

Die Berechnung der maximalen Aktorkraft als eine Funktion der geforderten Beschleunigungsamplitude bzw. Beschleunigungsdauer erfolgt numerisch. Für die Berechnung werden die in der Einleitung des Kapitel 2 definierten Geometrie- und Materialeigenschaften des Stabes zugrunde gelegt. Um die Ergebnisse anschaulich darzustellen, sind sie als Isolinienplot ausgeführt.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

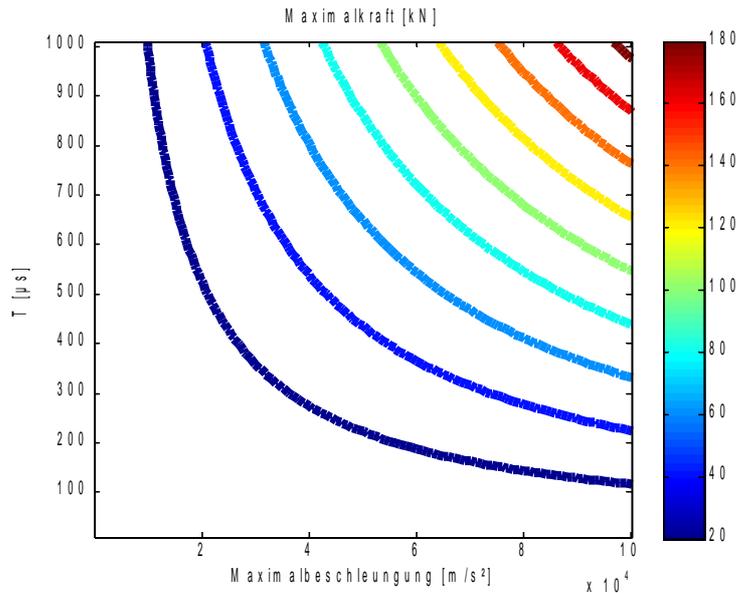


Abbildung 2.5.: Isolinienplot der notwendigen Aktorkraft

Es ist zu erkennen, dass der Aktor eine Maximalkraft im zweistelligen kN-Bereich aufweisen müsste, um die Beschleunigungsparameter (Beschleunigungsdauer $100 \mu\text{s}$, Maximalbeschleunigung 100.000 m/s^2) erzeugen zu können, die von klassischen Hopkinson-Stab-Kalibrierern dargestellt werden. Für die Auswahl der Aktorik ergibt sich folglich die Forderung nach einer größtmöglichen Aktorkraft. Weiterhin geht aus der Abbildung hervor, dass durch die Kraftbegrenzung des Aktors eine quasi exponentielle Begrenzung des Kennfeldes Beschleunigungsamplitude- und -dauer analog zu Leistungskennfeldern von elektrischen Antrieben, erfolgt.

Zur Erzeugung von geringen Beschleunigungsamplituden muss der Aktor hysteresearm sein und darf keine Eigenschaften wie Stip-Slick Effekte aufweisen. Um beispielsweise einen Beschleunigungsimpuls mit einer Amplitude von 20 m/s^2 bei einer Beschleunigungsdauer von $100 \mu\text{s}$ zu erzeugen, ist eine Kraft von 7 N nötig.

2.2.2 Stellweg des Aktors

Um den nötigen Stellweg des Aktors zu ermitteln, wird prinzipiell die gleiche Herangehensweise wie bei der Ermittlung der Aktorkraft genutzt. Mit Hilfe eines definierten Beschleunigungs-Zeit-Signals kann das dazugehörige Weg-Zeit-Signal des Aktors berechnet werden.

Zu beachten ist, dass sich der Stellweg nicht aus den Gesetzen der Bewegung einer Punktmasse herleiten lässt. Da am Ende des Stabes eine Verdoppelung der Verschiebung eintritt, ist für die Erregung des Spannungsimpulses die Hälfte des Stellweges ausreichend. Der Stellweg berechnet sich folglich nach Gl. 2.2.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

$$x(t) = \frac{1}{2} \iint a(t) dt \quad (2.2)$$

Diese Überlegungen wurden durch Versuche bestätigt. Zu diesem Zweck ist der Versuchsaufbau gemäß Abbildung 2.6 modifiziert worden, so dass der Hopkinson-Stab an der Fläche, an welcher der Sensor befestigt ist angeregt wird.

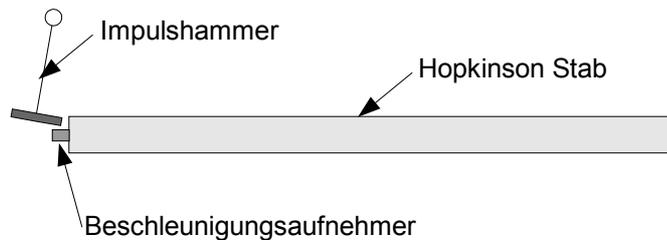


Abbildung 2.6: Versuchsaufbau zur Ermittlung des Aktorstellweges

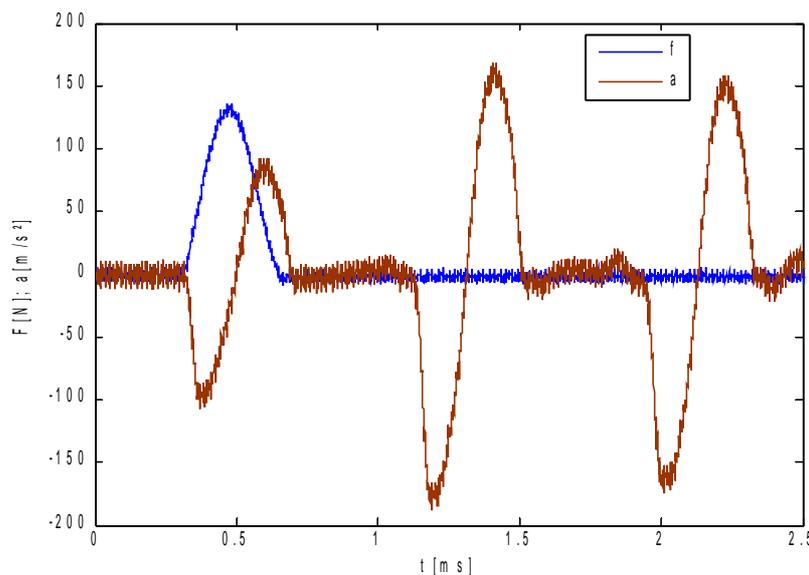


Abbildung 2.7: Notwendiger Aktorstellweg

Es ist zu erkennen, dass der erste Beschleunigungsimpuls im Vergleich mit den folgenden Impulsen nur halb so hoch ist. Dieser Versuch bestätigt folglich die Richtigkeit der im Voraus angestellten Überlegungen.

Die Berechnungen des maximalen Stellweges als eine Funktion der geforderten Beschleunigungsamplitude bzw. Beschleunigungsdauer erfolgt numerisch wie bei der Ermittlung der maximalen Aktorkraft. In der folgenden Abbildung ist der Isolinenplot des Aktorstellweges dargestellt:

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

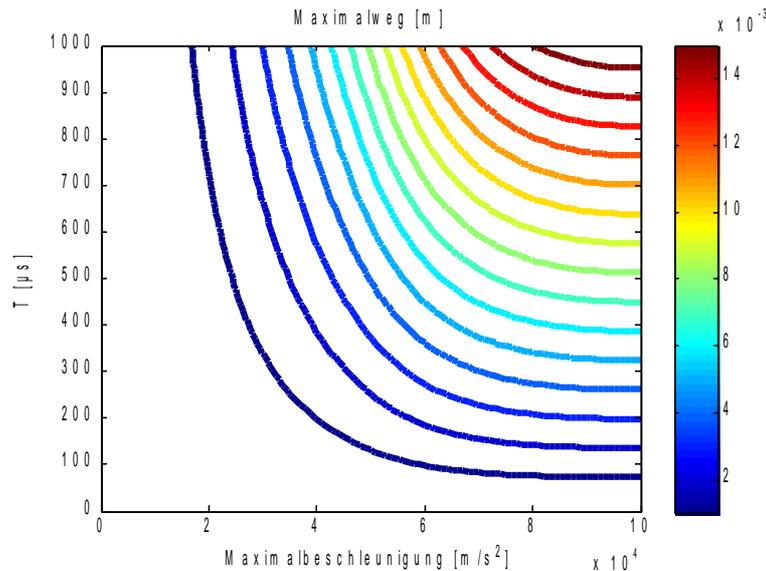


Abbildung 2.8: Isolinienplot des notwendigen Aktorstellweges

Aus der Beschränkung des Stellweges bei Aktoren resultiert noch in stärkerem Maße als bei der Aktorkraft eine Einschränkung der erreichbaren Beschleunigungsparameter. Analog zu den Anforderungen an die Aktorkraft ergibt sich bei der Auswahl der Aktorik die Forderung nach einem größtmöglichen Aktorstellweg.

Zur Erzeugung von geringen Beschleunigungsamplituden muss der Aktor, wie bereits bei der Ermittlung der Aktorkraft beschrieben, hysteresearm sein und darf keine Eigenschaften wie Stip-Slick Effekte aufweisen. Um beispielsweise einen Beschleunigungsimpuls mit einer Amplitude von 20 m/s^2 bei einer Beschleunigungsdauer von 100 µs zu erzeugen, ist ein Stellweg von 30 nm nötig.

2.2.3 Dynamik des Aktors

Die Anforderungen an die Dynamik des Aktors resultieren aus der geforderten minimalen Stellzeit. Die Stellzeit beschreibt, in welcher Zeitspanne der Aktor z. B. den maximalen Stellweg oder die maximale Kraft erreichen kann. Gebräuchliche Angaben bei Aktoren treffen allerdings keine Aussagen über die Stellzeiten, sondern über maximale Grenzfrequenzen, wie sie z. B. eine Resonanzfrequenz darstellt. Als Umrechnung der Grenzfrequenz in eine Stellzeit kann folgende Näherungsformel verwendet werden[PHYS]:

$$T_s \approx \frac{1}{3 \cdot f_g} \quad (2.3)$$

Die minimale Dauer des Kraftimpulses beträgt 100 µs . Die Zeit zum Aufbringen der Maximalkraft ist folglich 50 µs . Zur Erzeugung der kürzesten Kraftimpulse muss der Aktor folglich eine Grenzfrequenz von ca. 66 kHz aufweisen. Eine weitere dynamische Eigenschaft ist der Amplitudengang eines Aktors. Da für den Betrieb des Hopkinson-Stabes ohnehin ein vor-

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

verzerrtes Signal bzw. eine Regelung auf die Signalform vorgesehen ist, kann ein ungleichförmiger Amplitudengang korrigiert werden und ist somit für die Auswahl des Aktors ohne Belang.

2.2.4 Zusammenfassung

Abschließend werden die vorangegangenen Ausführungen über die Anforderungen an die Aktorik nochmals zusammengefasst. Der Aktor zur Erzeugung der Wellen im Stab muss folgende Eigenschaften haben:

- Kraftbereich: ca. 7 N bis maximal verfügbar
- Stellweg: ca. 30 nm bis maximal verfügbar
- Dynamik: Grenzfrequenz >66 kHz.

Weitere Kriterien für die Auswahl eines Aktors sind kommerzielle Verfügbarkeit, Wirtschaftlichkeit, einfacher Aufbau sowie sicherer Betrieb.

2.3 Stand der Technik der Aktorik

In diesem Kapitel wird der Stand der Technik in Frage kommender Aktormethoden aufgearbeitet. Es werden alle in Frage kommenden physikalischen Methoden betrachtet und systematisiert. Dabei werden nach einer Kurzbeschreibung der Wirkungsweise und einer Charakterisierung typischer Anwendungen jeweils die Leistungsparameter (Kraft, Stellweg, Dynamik) und die Verfügbarkeit der Aktoren beschrieben.

Eine weitere Frage ist, ob die Aktorkraft geeignet in den Stab eingeleitet werden kann. Die Ankoppelbarkeit der Aktorik an den Stab ist daher ebenfalls von großem Interesse.

Im Folgenden werden folgende Aktorprinzipien untersucht:

- Piezoelektrische Aktoren
- Magnetostriktive Aktoren
- Aktoren, basierend auf dem Form-Gedächtnis-Effekt
- Hydraulische Aktoren.

Anhand der festgestellten Eigenschaften kann dann eine Vorauswahl der geeigneten Aktoren erfolgen.

2.3.1 Piezoelektrische Aktoren

Ein piezoelektrischer Aktor nutzt den so genannten inversen piezoelektrischen Effekt, das heißt eine Umkehrung des piezoelektrischen Effektes. Der piezoelektrische Effekt kann beobachtet werden, wenn auf bestimmte Werkstoffe eine Kraft ausgeübt wird. An den Grenzflächen des Werkstoffs ist eine elektrische Spannung messbar. Dieses Phänomen lässt sich anhand folgender Skizze erläutern:

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

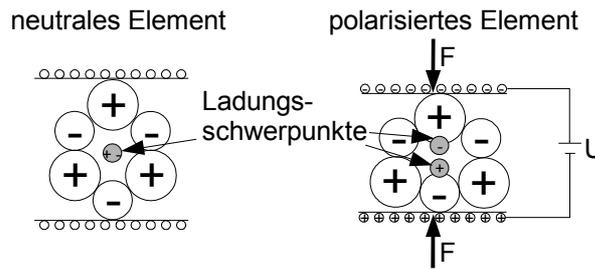


Abbildung 2.9: Piezoelektrischer Effekt - Verschiebung der Gitterstruktur

Durch die Krafteinwirkung verschiebt sich gemäß der Elastizität des Materials die Gitterstruktur. Die Ladungsschwerpunkte verschieben sich und die Ladungswirkung hebt sich nicht mehr auf. Dadurch entsteht ein elektrisches Feld, das sich an den Grenzflächen als elektrische Spannung messen lässt. Natürliche piezoelektrische Materialien sind fast ausschließlich Kristalle. Für industrielle Anwendungen werden Keramiken hergestellt, die speziell auf die jeweilige Anwendung abgestimmte Eigenschaften haben.

Bei dem inversen piezoelektrischen Effekt wird diese Wirkungsweise invertiert. Das bedeutet, an den Kristall wird ein elektrisches Feld E angelegt, worauf sich die Kristallstruktur verschiebt. Diese Verschiebung lässt sich als makroskopische Längenänderung messen. Die Längenänderung eines piezoelektrischen Elements lässt sich nach Gl. 2.4 [PHYS] berechnen.

$$\Delta L = \sigma \cdot L_0 \approx \pm E \cdot d_{ij} \cdot L_0 \quad (2.4)$$

In Gl. 2.4 beschreibt L_0 die Ausgangslänge und σ die Dehnung des Elements. Der Faktor d_{ij} kennzeichnet den piezoelektrischen Koeffizienten. Es ist zu erkennen, dass die Gleichung näherungsweise einen linearen Zusammenhang zwischen der elektrischen Feldstärke und der Auslenkung des Elementes beschreibt. Dieser makroskopische Effekt wird durch die folgende Skizze verdeutlicht:

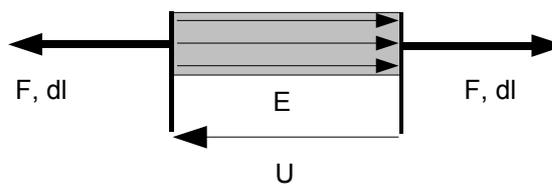


Abbildung 2.10: Inverser piezoelektrischer Effekt - Längenänderung

Die Kraft, die das Piezoelektrische Element ausüben kann, lässt sich mit Hilfe von Gl. 2.5 [PHYS] beschreiben.

$$F_{max} \approx k_T \cdot \Delta L_{max} \quad (2.5)$$

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Der Faktor k_T beschreibt die Steifigkeit des Elementes. Der Zusammenhang zwischen der darstellbaren Kraft und der Auslenkung des Aktors lässt sich mit Gl. 2.6 beschreiben.

$$F(L) \approx F_{max} - k_T \cdot L \quad (2.6)$$

Es ist zu erkennen, dass die Kraft maximal wird, wenn die Auslenkung gegen Null geht. Gleichbedeutend ist die Aussage, dass die Kraft bei maximaler Auslenkung des Aktors gegen Null geht. Wenn der Aktor gegen einen nachgiebigen Werkstoff der Steifigkeit k_s arbeitet, lässt sich die Aktorkraft wie folgt ausdrücken [PHYS]:

$$F_{max} \approx k_T \cdot \Delta L_0 \left(1 - \frac{k_T}{k_T - k_s} \right) \quad (2.7)$$

Piezoelektrische Aktoren haben eine vergleichsweise weite Verbreitung. Der Einsatz erfolgt bei Anwendungen, bei denen entweder die Präzision der Bewegung oder die Schnelligkeit gefordert ist. Beispielhaft kann hier die hoch genaue Positionierung des Sensors eines Rasterelektronenmikroskops genannt werden. Eine weitere beispielhafte Anwendung piezoelektrischer Aktoren erfolgt im Bereich der aktiven Schwingungsdämpfung. Hier werden in eine Struktur Kräfte eingebracht um Schwingungseigenschaften gezielt zu verändern.

Piezoelektrische Aktoren sind bei verschiedenen Herstellern kommerziell verfügbar. Eine große Bandbreite an Aktoren ist z. B. bei [PHYS] erhältlich. Die zur Erzeugung der Ansteuerung zum Betrieb der Aktoren nötigen Verstärker können ebenfalls bei diesem Hersteller bezogen werden.

Die verfügbaren Aktoren decken einen maximalen Kraftbereich bis 80 kN bei einem Stellweg von ca. 300 μm ab. Dabei gilt aber der oben erläuterte Zusammenhang zwischen Kraft und Auslenkung. Der Frequenzbereich der Aktoren steht im Zusammenhang mit der Länge. Je länger der Aktor bzw. je größer der Stellweg ist, desto geringer ist die Resonanzfrequenz und damit die nutzbare Frequenz. Die nutzbaren Frequenzen liegen in einem Bereich <100 kHz.

Für die beabsichtigte Anwendung, Wellen in einem Stab zu erzeugen, muss die Kraft des piezoelektrischen Aktors in den Stab eingeleitet werden. Zu diesem Zweck muss eine geeignete Ankoppelung realisiert werden, so dass der Aktor axial auf den Stab wirkt. Diese Ankoppelung kann durch eine stoffschlüssige (Klebung) oder kraftschlüssige (Verschraubung) Verbindung erfolgen. Die Verbindung muss hohen Ansprüchen bezüglich der Festigkeit und den dynamischen Eigenschaften genügen, da die gesamte Aktorkraft möglichst unverändert weitergeleitet werden muss.

Durch die Gesamtheit der Eigenschaften ist dieses Aktorprinzip für die beabsichtigte Anwendung prinzipiell geeignet.

2.3.2 Magnetostruktive Aktoren

Ein magnetostruktiver Aktor nutzt den magnetostruktiven Effekt. Dieser Effekt kann beobachtet werden, wenn bestimmte Materialien einem magnetischen Feld ausgesetzt werden. An den Materialien kann eine Längenänderung gemessen werden. Der magnetostruktive Effekt lässt sich anhand folgender Skizze erläutern.

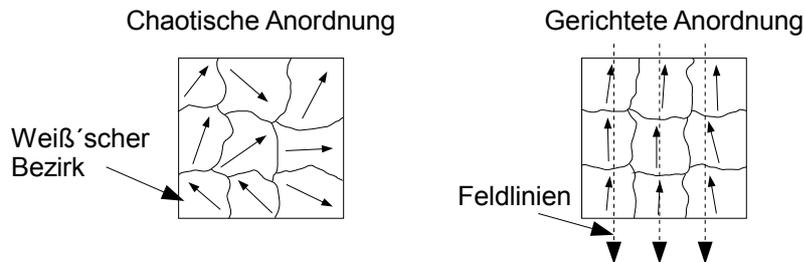


Abbildung 2.11: Magnetostruktiver Effekt – Umklappen der Weiss'schen Bezirke

Ursache für den magnetostruktiven Effekt ist eine Ausrichtung der so genannten Weiss'schen Bezirke auf Grund der Anwesenheit eines äußeren Magnetfeldes. Bei ferromagnetischen Materialien sind die Weiss'schen Bezirke im Normalzustand chaotisch angeordnet. Wenn ein Magnetfeld anwesend ist, richten sich die Weiss'schen Bezirke gemäß der Ausrichtung des Feldes aus. An einen Festkörper aus magnetostruktivem Material kann dadurch eine makroskopische Längenänderung beobachtet werden.

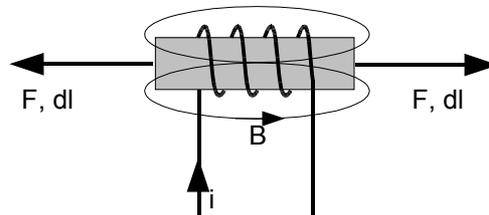


Abbildung 2.12: Magnetostruktiver Effekt - Längenänderung

Die Längenänderung kann gemäß Gl. 2.8 [JANO] beschrieben werden.

$$\Delta L = \sigma \cdot L_0 \approx K(T, B) \cdot L_0 \cdot |B| \quad (2.8)$$

Der Faktor B in Gl. 2.8 beschreibt die magnetische Flussdichte, die in dem Aktor wirkt.

K ist ein so genannter magnetostruktive Faktor, mit dem die magnetostruktiven Eigenschaften unterschiedlicher Materialien miteinander verglichen werden können. Materialien mit magnetostruktiven Eigenschaften sind z. B. Nickellegierungen oder speziell hergestellte Legierungen wie $Tb_{0,3} Dy_{0,7} Fe_{1,92}$ (Handelsbezeichnung Terfenol-D). Der magnetostruktive

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Faktor ist abhängig von der mechanischen Belastung T und der magnetischen Flussdichte, woraus sich ein nicht-linearer Zusammenhang zwischen Flussdichte und Längenänderung ergibt.

Für die Kraftwirkung eines magnetostriktiven Aktors gelten dieselben Aussagen bzw. Gesetzmäßigkeiten bezüglich der Abhängigkeit der Aktorkraft vom Stellweg wie bei dem piezoelektrischen Aktor.

Auf dem Weltmarkt existieren nur sehr wenige Anbieter magnetostriktiver Aktoren. Sehr leistungsfähige Aktoren werden derzeit von Etrema angeboten. Diese Aktoren haben eine maximale Kraft von 5 kN bei einem Stellweg von 200 μm . Die Grenzfrequenz beträgt ca. 30 kHz. [ETRE].

Magnetostriktive Aktoren werden unter anderem zur Erzeugung von Leistungsschall verwendet. Weitere Anwendungen sind wie beim piezoelektrischen Aktor aktive Schwingungsdämpfung oder Mikropositionierung.

Wenn man einen magnetostriktiven Aktor als so genannten Aktorstapel [ETRE] zur Krafterzeugung nutzt, gelten die gleichen Aussagen zur Ankoppelung des Aktors an den Stab wie bei dem piezoelektrischen Aktor. Der Aktorstapel müsste an den Stab geschraubt oder geklebt werden.

Eine interessante Alternative zu diesem Verfahren ist einen Stab aus magnetostriktivem Material zu verwenden. Wenn man eine Luftspule auf den Stab schiebt, wird dadurch ein Teil des Stabes zu einem magnetostriktiven Aktor. Diese Art der Verbindung stellt somit eine mechanisch ideale Ankoppelung des Aktors dar. Die Ankoppelung ist sehr einfach zu realisieren und quasi verschleiß- bzw. wartungsfrei.

Die Wirkungsweise des Aktors ist für die beabsichtigte Anwendung, Wellen in einem Stab zu erzeugen, geeignet.

2.3.3 Aktoren, basierend auf dem Formgedächtniseffekt

Als Formgedächtniseffekt (FG-Effekt) bezeichnet man die Eigenschaft von Körpern aus bestimmten metallischen Legierungen sich bei Temperaturänderungen zu verformen. Bei Erreichen der Ausgangstemperatur nimmt der Körper die ursprüngliche Form wieder an. Diese Eigenschaft führte dazu, dass dieser Effekt „Gedächtnis-Effekt“ genannt wurden. Werkstoffe, die einen ausgeprägten Formgedächtniseffekt aufweisen, sind zum Beispiel Nickel-Titan, Kupfer-Zink-Legierungen oder spezielle Formgedächtnis-Polymere.

Die beschriebene Verformung wird durch einen Phasenübergang im Werkstoff ausgelöst. Dabei erfolgt zum Beispiel ein Phasenübergang aus der Martensit- (Niedertemperaturphase) in die Austenitphase (Hochtemperaturphase).

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

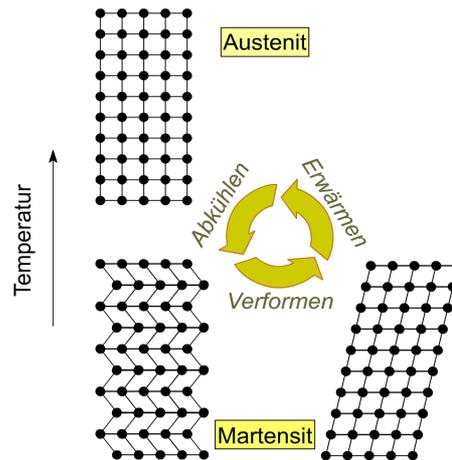


Abbildung 2.13.: Form-Gedächtnis Effekt [WIKI]

Die Erwärmung des Formgedächtniselements kann durch das Anlegen einer elektrischen Spannung und dem daraus resultierenden elektrischen Strom erfolgen. Durch die Formänderung wirken gegebenenfalls sehr hohe Kräfte (kN-Bereich) auf die Grenzflächen des Körpers. Die erreichbaren Stellwege liegen üblicherweise im mm-Bereich.

Diese Art der Aktoren hat im Vergleich zu anderen Aktoren ein sehr hohes Arbeitsvermögen. Das bedeutet, dass das Verhältnis von verrichteter Arbeit zum Aktorvolumen sehr hoch ist. Auf Grund dieser Eigenschaften werden Formgedächtnislegierungen bei Anwendungen eingesetzt, bei denen das Volumen eine wesentliche Rolle spielt. Beispielhaft sind hier Miniaturgreifer für minimalinvasive Operationen im Medizinbereich.

Durch die Eigenschaft, ihre Form gemäß der Umgebungstemperatur zu ändern, können FG-Werkstoffe auch für so genannte *Smarte*-Aktoren eingesetzt werden. Das bedeutet, dass der Aktor gleichzeitig messende, das heißt Sensorfunktion übernimmt. Eine Anwendung für einen solchen *Smart*-Aktor ist zum Beispiel die Einstellung von Luftausströmöffnungen in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. Diese Anwendungen sind derzeit Gegenstand der Forschung im Automobilbereich.

Da der Formgedächtniseffekt auf thermodynamischen Phasenumwandlungen basiert, ist der Effekt entsprechend langsam. Bei miniaturisierten Ventilen basierend auf FG-Aktoren wurden bisher Schaltfrequenzen von ca. 30 Hz erreicht [FGMV]. Obwohl die Verfügbarkeit von Form-Gedächtnisaktoren gut ist und die Ankoppelung des Aktors an den Hopkinson-Stab relativ einfach wäre, ist dieses Aktorprinzip aufgrund der zu geringen Dynamik für die beabsichtigte Anwendung ungeeignet.

2.3.4 Hydraulische Aktoren

Hydraulische Aktoren zur Erzeugung von Kräften sind in vielen Anwendungen weit verbreitet, beispielhaft sind hier eine hydraulische Presse oder ein hydraulischer Wagenheber. Bei diesen Anwendungen werden sehr hohe Kräfte erzeugt und trotzdem hohe Stellwege reali-

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

siert. Die prinzipielle Wirkungsweise eines hydraulischen Aktors lässt sich anhand folgender Prinzipskizze und der dazugehörigen Grundgleichungen erläutern:

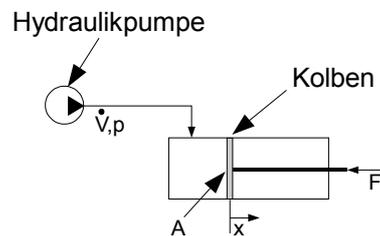


Abbildung 2.14: Hydraulischer Aktor – prinzipielle Wirkungsweise

Der Kolben wird von einer Seite mit dem Druck p beaufschlagt, gemäß Gleichung 2.9

$$F(t) = p(t) \cdot A \quad (2.9)$$

resultiert eine Kraftwirkung auf den Kolben, die proportional zur Fläche A des Kolbens und zum Druck ist. Der Stellweg x lässt sich anhand der folgenden Gleichung bestimmen:

$$x(t) = A \cdot \int \frac{1}{V(t)} dt \quad (2.10)$$

Mit einer Variation der Fläche A und dem Druck lassen sich so Kräfte bis in den MN-Bereich bei Stellwegen von einigen cm erzeugen. Den meisten hydraulischen Aktoren ist aber gemein, dass nur sehr große Stellzeiten bzw. geringe Grenzfrequenzen realisiert werden können. Das kritische Element an dieser Stelle ist die Steuerung des Drucks. Konventionelle Wegeventile mit einer Ansteuerung durch Magnetventile lassen so Grenzfrequenzen von < 200 Hz zu [PEEV].

Eine Anwendung, bei der diese Stellzeiten bzw. Grenzfrequenzen ebenfalls eine wesentliche Bedeutung haben, ist die Steuerung der innermotorischen Verbrennungsvorgänge bei Dieselmotoren. Hier ist die Forderung in einer definierten kurzen Zeit eine definierte Menge Dieseldieselkraftstoff in den Brennraum des Motors einzubringen. Nur so lässt sich die Verbrennung des Kraftstoffes (Brennverlauf) besser kontrollieren, um den Anforderungen nach besserem Wirkungsgrad des Motors bei Verringerung der Emissionen und Erhöhung der Laufkultur gerecht zu werden. Die Anforderungen an die Steuerbarkeit des Brennverlaufs werden im Automobilbereich mit Hilfe eines piezoelektrisch gesteuerten Einspritzventils erfüllt. Der prinzipielle Aufbau und die Wirkungsweise eines solchen Ventils ist in [PEEV] ausführlich erläutert.

Mit piezoelektrischen Einspritzanlagen lassen sich so Drücke von ca. 2000 bar kontrolliert freisetzen. Die derzeitigen Systeme erreichen dabei Grenzfrequenzen von $> 1,6$ kHz [PEEV].

Der Gedanke bei der Betrachtung dieses Aktorprinzips ist, den Druck des piezoelektrisch gesteuerten Einspritzventils auf den Hopkinson-Stab wirken zu lassen. Wenn man für den Kol-

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

ben die Fläche des Hopkinson-Stabes (Durchmesser 20 mm) ansetzt, lassen sich mit dem genannten Druck so Kräfte von ca. 60 kN erzeugen. Mit einer Druckübersetzung ließen sich die Kräfte noch bedeutend steigern. Um Aussagen über die Stellwege treffen zu können, müssten Abschätzungen über maximale Volumenströme getroffen werden. In der Fachliteratur über Einspritzventile werden darüber keine Angaben gemacht, da die Zielstellung dort eine komplett andere ist. Dieser Punkt bleibt hier daher offen. Für die Grenzfrequenzen gelten die oben genannten Daten. Da es sich bei diesem System um eine Verknüpfung von mechanischen, fluidtechnischen und elektrischen Phänomenen handelt, ist das entstehende Gesamtsystem entsprechend komplex. Daher lässt sich die Grenzfrequenz nicht beliebig steigern.

Weitere hohe Anforderungen resultierend aus dieser Variante ergeben sich aus dem Umgang mit dem unter hohem Druck stehenden Hydraulikmedium. Die entsprechenden Abdichtungs- und Sicherungsmaßnahmen würden einen entsprechend hohen Aufwand erzeugen. Weiterhin ist ein solches beschriebenes System auf dem Markt nicht verfügbar, eine Eigenentwicklung wäre entsprechend aufwändig und teurer.

2.3.5 Vorauswahl der Aktorik

Im Folgenden werden die relevanten technischen Parameter der vorgestellten Verfahren zusammengefasst. Dadurch können die Verfahren miteinander verglichen und anhand der an die Aktorik gestellten Anforderungen bewertet werden. Zu beachten ist, dass einige Parameter z. B. bei magnetostriktiven und piezoelektrischen Aktoren nicht beliebig kombinierbar sind. So ist die Forderung nach hohem Stellweg konträr zu der Forderung nach großem Frequenzbereich. Das bedeutet, ein Aktor mit einem großen Stellweg hat zwangsläufig eine niedrigere Grenzfrequenz.

	Maximalkraft	Stellweg	Frequenzbereich
Anforderung	Maximal verfügbar	Maximal verfügbar	> 66 kHz
Piezoelektrischer Aktor	80 kN	< 300 µm	> 100 kHz
Magnetostriktiver Aktor	5 kN	< 300 µm	30 kHz
Form- Gedächtnis- Aktor	einige kN	einige mm	30 Hz
Hydraulischer Aktor	ca. 60 kN	einige mm	1,6 kHz

Tabelle 2.1 Anforderungen an die Aktorik und der Stand der Technik

Wie zu erkennen ist, fallen die Varianten FG-Aktor und Hydraulischer Aktor aus Gründen des Frequenzbereiches aus der Betrachtung heraus. Aktoren, die mit dem piezoelektrischen und dem magnetostriktiven Effekt arbeiten, könnten für die beabsichtigte Anwendung geeignet sein - wobei piezoelektrische Aktoren nominell die besseren Eigenschaften haben. Insbesondere die erläuterten Vorteile bei der Ankoppelung des magnetostriktiven Aktors an den Stab lassen dieses Prinzip aber ebenfalls als geeignet erscheinen.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Anhand technischer Angaben aus Datenblättern lassen sich keine Informationen über die praktische Eignung der beiden Aktorprinzipien für die Erzeugung von Wellen im Stab gewinnen. Aus diesem Grund werden die genannten Aktorprinzipien mit Versuchsaufbauten miteinander verglichen.

2.4 Versuchsaufbauten zur Auswahl der Aktorik

Das folgende Kapitel beschreibt die Versuchsaufbauten zur Auswahl der Aktorik zur Erzeugung von Wellen in einem Stab. Es werden zwei Aktortypen betrachtet:

Ein magnetostriktiver Aktor

Ein piezoelektrischer Aktor.

Aus Gründen der Minimierung des Aufwands erfolgen diese Untersuchungen nicht an Stäben der beabsichtigten Größe (Stablänge 2 m, Stabdurchmesser 20 mm) sondern an verkleinerten Aufbauten mit den Abmessungen Stablänge 1 m Stabdurchmesser 6 mm. Da es sich bei der Verkleinerung nicht um mehrere Größenordnungen der Dimensionen handelt, sollten sich die ermittelten Eigenschaften auf die Zielgröße des Stabes übertragen lassen.

Die zu ermittelnden Eigenschaften beziehen sich vor allem auf die Ankopplung und die Modellierbarkeit der Aktoren. Nur durch eine günstige Ankoppelung können die Aktorkräfte optimal in den Stab eingeleitet werden. Damit die Beschleunigung am Stabende geeignet beeinflussbar ist, muss das elektromechanische Verhalten der Aktoren modellierbar sein. Weiterhin ist der elektromechanische Wirkungsgrad der Aktoren relevant.

Um die gewählte Aktorik hinsichtlich des Wirkungsgrades vergleichen zu können, muss zwangsläufig eine Energiebetrachtung durchgeführt werden. Das bedeutet, es muss bestimmt werden, welche elektrische Energie aufgebracht werden muss um eine mechanische Welle einer bestimmten Energie auszulösen.

Für die Energie einer mechanischen Welle gilt folgender Ansatz:

$$E_{mech} = \int F(t) dx \quad (2.11)$$

mit der Substitution

$$dx = v(t) dt \quad (2.12)$$

ergibt sich

$$E_{mech} = \int F(t) \cdot v(t) dt \quad (2.13)$$

Durch Umformen und Einsetzen von Gl. 1.15 lässt sich die mechanische Energie wie folgt ausdrücken:

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

$$E_{mech} = \frac{E \cdot A}{c_o} \int (v(t))^2 dt \quad (2.14)$$

Die elektrische Energie berechnet sich nach:

$$E_{el} = \int U(t) \cdot I(t) dt \quad (2.15)$$

Der Wirkungsgrad in Prozent berechnet sich nach der bekannten Formel:

$$\eta = \frac{E_{mech}}{E_{el}} \cdot 100 \quad (2.16)$$

Zur Bestimmung des Wirkungsgrades muss ein definierter mechanischer Testimpuls erzeugt werden. Durch die gleichzeitige Messung der Schwinggeschwindigkeit am Stabende und der elektrischen Eingangsgrößen am Aktor können die beiden Aktorprinzipien miteinander verglichen werden.

Der Versuchsaufbau ist nachfolgend schematisch am Beispiel des magnetostriktiven Aktors dargestellt. Bei den Untersuchungen des piezoelektrischen Aktors wurden der gleiche Messaufbau verwendet.

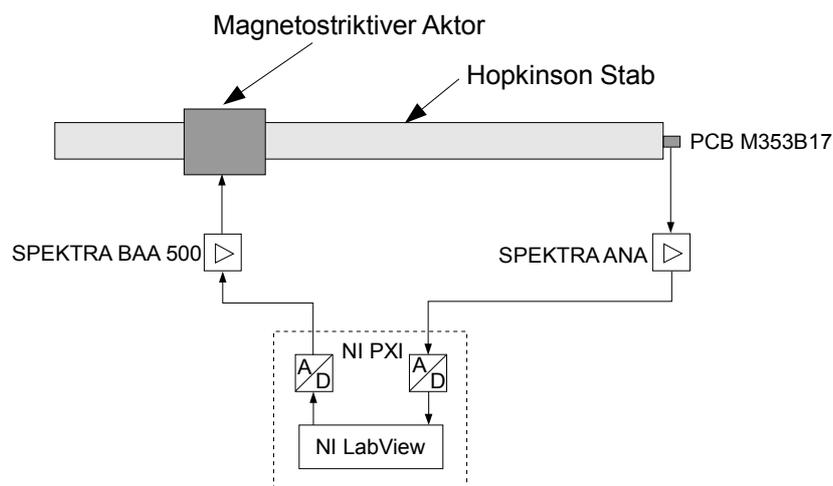


Abbildung 2.15: Versuchsaufbau zur Bewertung der Aktorprinzipien

Nachfolgend sind die Bestandteile des Versuchsaufbaus aufgeführt. Für beide Versuchsaufbauten wurde ein hochmagnetostriktiver Nickelstab verwendet. Da der identische Stab verwendet wurde, konnten Unsicherheiten bei der Bestimmung der Material bzw. Geometrieparameter vernachlässigt werden.

Der verwendete Beschleunigungsaufnehmer ist vom Typ PCB M353B17. Der Sensor hat eine nominelle Empfindlichkeit von ca. 10 mV/m/s². Aus Gründen der geringen Abmaße und des vergleichsweise linearen Amplitudengangs ist der Sensor gut für diese Untersuchungen geeignet.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

net. Der Sensor ist ein so genannter ICP Sensortyp. Für die Konditionierung des Sensorsignals muss folglich ein geeigneter Signalkonditionierer verwendet werden. Für diese Untersuchungen wurde ein SPEKTRA ANA genutzt. Dieser Signalkonditionierer zeichnet sich neben seinen vielfältigen Filter- und Verstärkungsmöglichkeiten insbesondere durch seinen bis 100 kHz linearen Amplitudengang aus.

Als Verstärker zur Ansteuerung der Aktoren wurde ein SPEKTRA BAA 500 genutzt. Dieser Verstärker kann 70 V Spannung bei 12 A Maximalstrom bereitstellen. Diese Leistungsdaten werden bis ca. 10 kHz eingehalten. Im Bereich von 10 kHz bis 100 kHz gelten eingeschränkte Daten. Der Verstärker verfügt über Monitorausgänge zur Messung der erregten Spannung und des Stromes.

Zur Ansteuerung des Verstärkers, zum Messen der Signale und zu deren Auswertung bzw. Berechnung wurde ein PXI-System von NI genutzt. Dieses System ist ein Industrie-PC der mit diversen I/O Karten ausgestattet werden kann. Die Ansteuerung bzw. Kommunikation mit den I/O-Karten erfolgt mit der graphischen Programmierumgebung *LabView*. Mit diesem Programm können ebenfalls einfache mathematische Operationen durchgeführt werden. Die Ergebnisse der Operationen können direkt graphisch angezeigt oder für spätere Nachbearbeitung auf einem Laufwerk des PC gespeichert werden.

Die Wandlung der digitalen Signale des PXI in analoge Signale zur Ansteuerung des Verstärkers erfolgt mit einer I/O Karte NI 6221. Dieser D/A Wandler hat eine Auflösung von 14 Bit und eine maximale Samplefrequenz von 830 kHz.

Die Wandlung der analogen Beschleunigungssignale und der Signale des Verstärkers erfolgt mit einer I/O Karte NI 5122. Dieser A/D Wandler hat eine maximale Samplefrequenz von 100 MHz bei 12 Bit Auflösung.

2.4.1 Versuchsaufbau mit magnetostriktivem Aktor

Der Versuchsaufbau zur Bewertung der Eigenschaften eines magnetostriktiven Aktors ist als in dem folgenden Bild dargestellt.

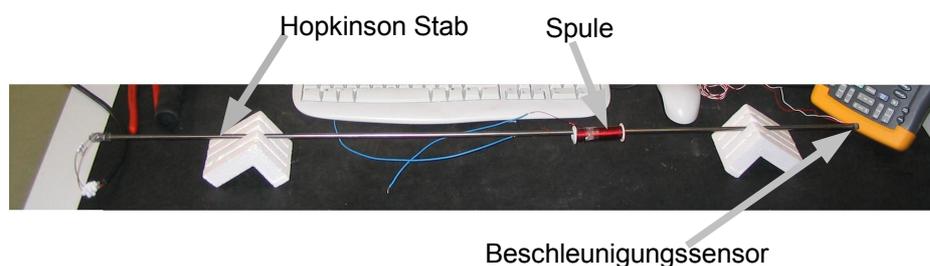


Abbildung 2.16: Versuchsaufbau magnetostriktiver Aktor

Der Versuchsaufbau besteht aus einem hoch magnetostriktiven Nickelstab (Legierungsbezeichnung: alloy 201 gemäß EN 10204 3.1), auf den eine Luftspule geschoben ist. Die Spule hat folgende Eigenschaften:

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Anzahl der Windungen	n	200
Durchmesser	d	16,5 mm
Länge	L_s	65 mm.

Das elektromechanische Verhalten des Gesamtaufbaus lässt sich durch folgende Gleichungen beschreiben. Der Zusammenhang zwischen der mechanischen Dehnung und der Flussdichte in der Spule ist:

$$\epsilon(t) = K(T, B) \cdot |B| \quad (2.17)$$

Die Flussdichte im Inneren einer langen Spule mit ferromagnetischem Kern berechnet sich wie folgt:

$$B = \frac{\mu_r \cdot \mu_0 \cdot I \cdot n}{L_s} \quad (2.18)$$

Der Zusammenhang zwischen mechanischer Dehnung und Spulenstrom lässt sich unter Annahme eines konstanten magnetostriktiven Faktors durch Gl. 2.19 ausdrücken,

$$\epsilon(t) = K \cdot \mu_r \cdot \mu_0 \frac{n}{L_s} |I(t)| \quad (2.19)$$

wodurch mit Einsetzen der Dehnung in Gl. 1.15 der Zusammenhang zwischen Schwinggeschwindigkeit der Stabteilchen und Spulenstrom gegeben ist.

$$v(t) = K \cdot c_0 \cdot \mu_r \cdot \mu_0 \frac{n}{L_s} |I(t)| \quad (2.20)$$

Die Beschleunigung am Stabende ist folglich

$$a(t) = 2 \cdot K \cdot c_0 \cdot \mu_r \cdot \mu_0 \frac{n}{L_s} \cdot \frac{d|I(t)|}{dt} \quad (2.21)$$

Die Untersuchungen des magnetostriktiven Aktorprinzips wurden mit dem unten dargestellten Testimpuls vorgenommen. Dieser Impuls lässt sich durch die Multiplikation einer Sinusfunktion mit drei Perioden mit einer so genannten Bartlett-Fensterfunktion generieren. Der Impuls hat den Vorteil, dass die zwangsläufigen Unstetigkeiten am Anfang und Ende des Impulses begrenzt sind. Jede Unstetigkeit im Ansteuersignal wirkt wie eine Sprunganregung auf den Versuchsaufbau, wodurch Resonanzen im Aktor und auch im Beschleunigungssensor angeregt werden. Weiterhin erfüllt dieser Impuls alle Anforderungen, die in Kapitel „Festlegung der Beschleunigungssignalform“ gestellt wurden. Im Folgenden wird dieser Impuls als *Sinus Burst* bezeichnet.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Der Hauptaugenmerk der Untersuchungen galt der prinzipiellen Anwendbarkeit des magnetostruktiven Prinzips, bzw. ob der oben aufgestellte Zusammenhang zwischen Beschleunigung am Stabende und Spulenstrom gültig ist. Wenn man einen Spulenstrom gemäß dem beschriebenen Testimpuls bereitstellt, ergibt sich der folgende Beschleunigungs-Zeit-Verlauf am Stabende. Zu beachten ist, dass die Länge des Testimpulses so gewählt wurde, dass Reflektionen das gemessene Beschleunigungssignal nicht verfälschen.

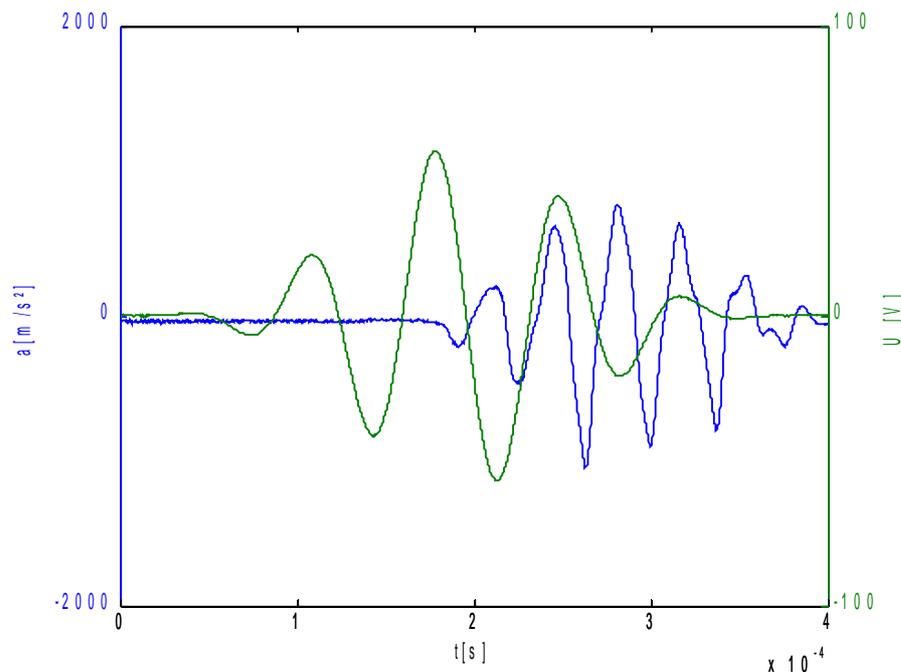


Abbildung 2.17: Magnetostruktiver Aktor – Testimpuls, Spannung: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve

In Abbildung 2.17 ist zu erkennen, dass Gl. 2.21 anwendbar ist. Die Beschleunigung-Zeit-Funktion hat die doppelte Frequenz des Anregeimpulses. Dieser Sachverhalt ist durch die obige Gleichung abgebildet. Damit die Frequenz der mechanischen Schwingung der Frequenz des Anregestromes entspricht, müsste der Aktor magnetisch vorgespannt werden. Dies kann entweder über einen Gleichanteil im Spulenstrom oder einen zusätzlichen Permanentmagnetkreis erfolgen.

Durch eine Änderung der Impulsform der Ansteuerung, zum Beispiel eine Änderung der Impulsdauer ändert sich ebenfalls die Impulsform der Beschleunigung. Das bedeutet, dass ein magnetostruktiver Aktor prinzipiell eine alternative Methode zur Erzeugung von Wellen in Stäben zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern sein kann.

Wenn man das obige Beschleunigungssignal mit einer geeigneteren Skalierung darstellt, zeigt sich, dass die Signalform stark verzerrt ist.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

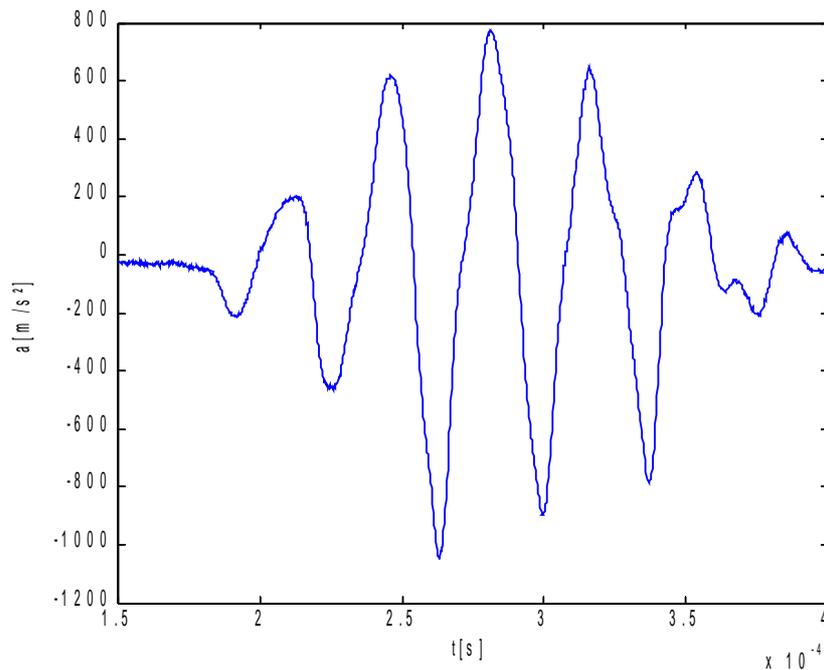


Abbildung 2.18: Magnetostriktiver Aktor - Beschleunigungsimpuls

Durch Ändern des Anregeortes (Verschieben der Spule bezüglich der Stablängsachse um 2 – 3 cm), ändern sich der Grad der Verzerrung des Signals und auch die Amplitude der Beschleunigung. Diese Beobachtung lässt sich durch eine Inhomogenität der magnetostriktiven Eigenschaften des Stabmaterials erklären. Weitere Ursachen können Rückwirkungen des Stabes auf die elektrischen Eigenschaften der Spule durch Phänomene wie Remanenz sein. Weiterhin muss gesagt werden, dass der Versuchsaufbau aus mechanischer Sicht nicht optimiert ist, da die Spule nicht eindeutig bezüglich der Stabachse ausrichtbar ist.

Die Ankoppelbarkeit des Aktors ist, wie vorweg behauptet, hervorragend. Weil keine Verbindungsteile vorhanden sind, kann auch kein Verschleiß auftreten. Da die Kraft direkt im Stab erzeugt wird, kann hier von einer optimalen Aktorankoppelung gesprochen werden.

Zur Untersuchung des Wirkungsgrades wurde ein Sinus Burst mit einem Spitzenwert von 500 m/s^2 und einer Periodendauer von $130 \mu\text{s}$ erzeugt. Der Verlauf der mechanischen Energie dieses Impulses ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

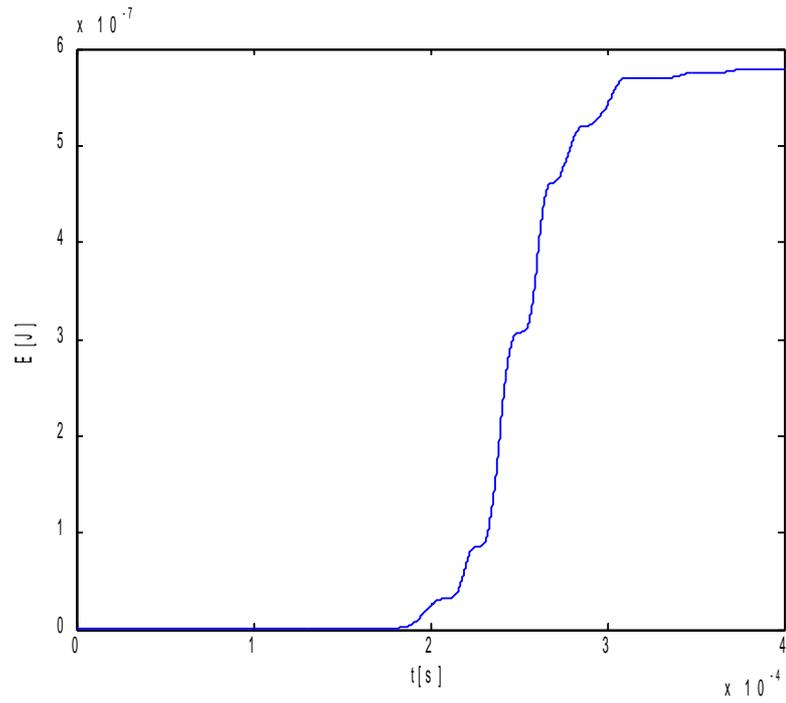


Abbildung 2.19.: Magnetostruktiver Aktor – Verlauf der mechanischen Energie

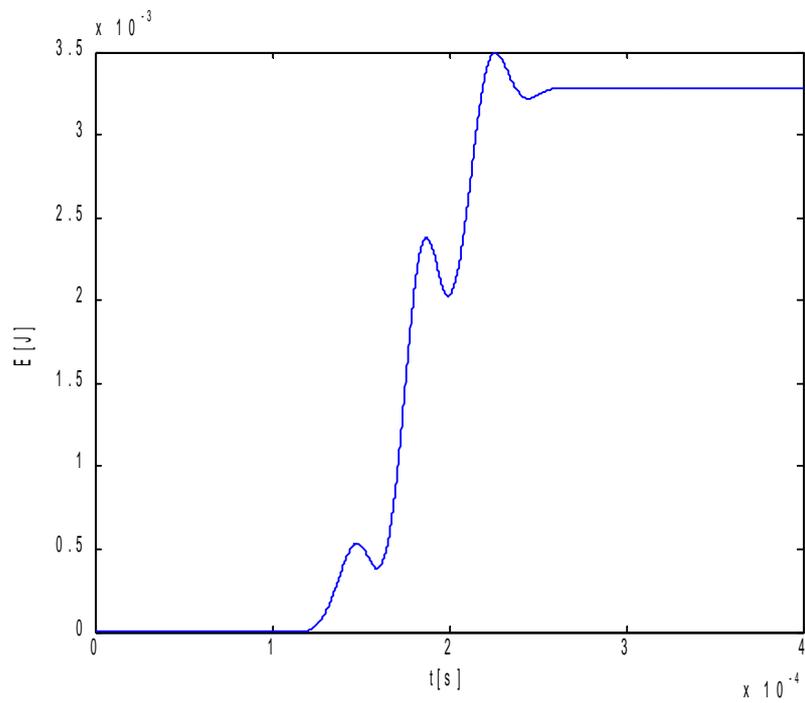


Abbildung 2.20: Magnetostruktiver Aktor – Verlauf der elektrischen Energie

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Der Endwert des zeitlichen Verlaufs stellt die gesamte mechanischen Energie der Welle dar. Der Endwert beträgt ca. $0,58 \mu\text{J}$. Die elektrische Energie, die in der Spule zur Erzeugung der mechanischen Welle aufgewendet wurde, ist in Darstellung 2.20 abgebildet.

Der Endwert der elektrischen Energie beträgt ca. $3,3 \text{ mJ}$. Der elektromechanische Wirkungsgrad dieses Aktorprinzips ist folglich ca. $0,02 \%$.

Zusammenfassung:

Die Ankoppelbarkeit des magnetostriktiven Aktors kann als optimal bezeichnet werden. Da keine weiteren mechanischen Komponenten außer dem Stab und einer Spule notwendig sind, ist quasi kein Verschleiß der Ankoppelung möglich. Diese Eigenschaften können als sehr großer Vorteil bewertet werden. Die Beeinflussung der Beschleunigungssignalforn durch eine Veränderung der elektrischen Ansteuersignale an der Spule ist ebenfalls gegeben. Das bedeutet, dass ein magnetostriktiver Aktor prinzipiell eine alternative Methode zur Erzeugung von Wellen in Stäben zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern sein kann.

Die Signalforn der Beschleunigung weist starke Verzerrungen bezüglich dem Ansteuersignal auf. Weiterhin hat das entstehende Beschleunigungssignal bei dem realisierten Versuchsaufbau die doppelte Frequenz des elektrischen Anregungssignals. Dieser Sachverhalt erschwert eine Regelung der Signalforn. Damit die Frequenz der Beschleunigung der Frequenz des Anregestroms entspricht, müssten weitere aufwändige Maßnahmen ergriffen werden.

Der geringe Wirkungsgrad stellt eine weite Negativeigenschaft dieses Aktorprinzips dar. Ein Stab aus Terfenol-D hat einen ca. 50 fach höheren magnetostriktiven Faktor als die verwendete Nickellegierung. Die magnetische Permeabilität von Terfenol-D ist aber auch deutlich geringer, was den Aufwand, das Magnetfeld in das Material zu führen, erheblich erhöht. Weiterhin ist ein Terfenol-D Stab mit den beabsichtigten Geometrien (Länge 2 m, Durchmesser 20 mm) nicht verfügbar – die Grundidee, den magnetostriktiven Aktor in den Hopkinson-Stab zu integrieren wäre somit nicht umsetzbar. Die oben angeführten Vorteile zur Ankoppelbarkeit des Aktors wären dadurch aufgehoben.

2.4.2 Versuchsaufbau mit piezoelektrischem Aktor

Der Versuchsaufbau zur Bewertung des piezoelektrischen Aktorprinzips ist in der folgenden Abbildung dargestellt:

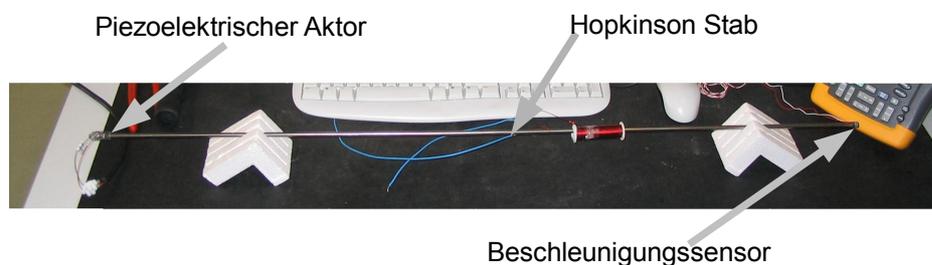


Abbildung 2.21: Versuchsaufbau piezoelektrischer Aktor

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Der Aufbau besteht aus einem Nickelstab an dessen Ende ein piezoelektrischer Aktor [PHYS] befestigt ist. Die Befestigung wurde mit einer Verschraubung gemäß der folgenden Prinzipskizze realisiert:

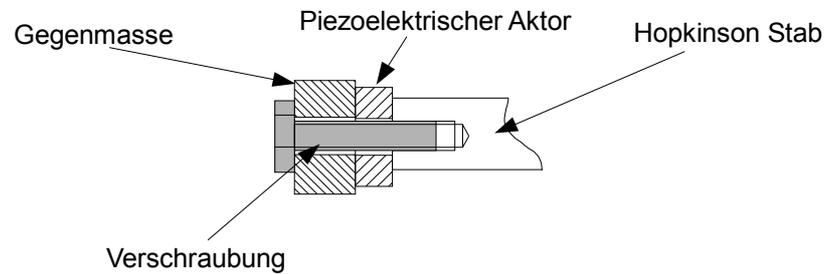


Abbildung 2.22: Befestigung des piezoelektrischen Aktors

Um den Piezoaktor nicht zu blockieren, muss darauf geachtet werden, dass die Steifigkeit der Verschraubung ca. 1 % der Steifigkeit des Aktors beträgt. Der Piezoaktor hat folgende Eigenschaften [PHYS]:

Maximalkraft:	1200 N
Stellweg:	5 μm
Resonanzfrequenz:	144 kHz
Abmessungen:	10 x 5 x 7 mm (OD x ID x L).

Ein freier piezoelektrischer Aktor erzeugt beim Anlegen einer elektrischen Spannung naturgemäß eine Dehnung. Wenn die Dehnung des Aktors blockiert ist, resultiert daraus eine Krafterzeugung.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Bei dem vorliegenden Anwendungsfall wird die Blockierkraft durch eine Gegenmasse aufgebracht, die gemäß dem zweiten Newtonschen Axiom eine Kraft erzeugt. Der piezoelektrische Antrieb lässt sich folglich analog zu einem wegerregten, gedämpften Zweimassenschwinger modellieren.

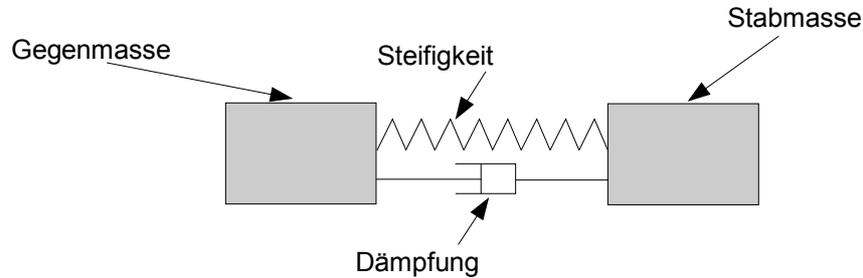


Abbildung 2.23: Piezoelektrischer Antrieb als Zweimassenschwinger

Die Federsteifigkeit der Feder wird durch das Material der Piezokeramik und die Art der Verschraubung repräsentiert. Die bewegten Massen sind zum einen die Gegenmasse und zum anderen die Stabmasse. Für das Übertragungsverhalten Aktorkraft – elektrische Ansteuerspannung ergibt sich dadurch folgende beispielhafte Übertragungsfunktion:

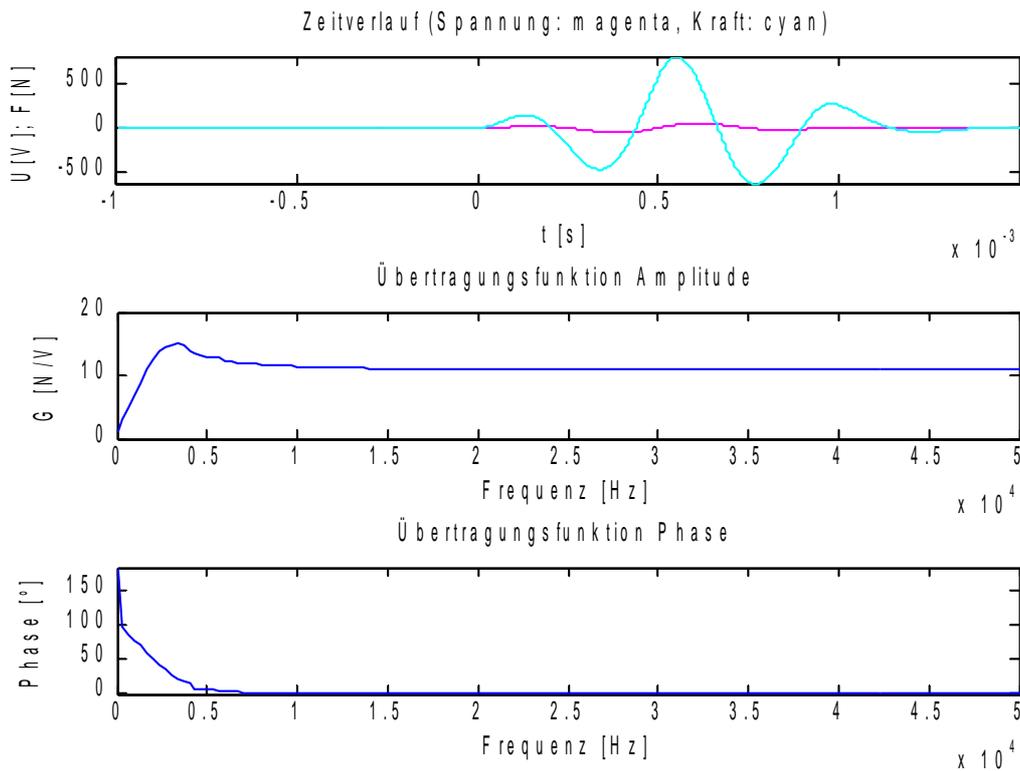


Abbildung 2.24: Übertragungsfunktion des piezoelektrischen Antriebs

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

Für das Verhältnis Beschleunigung am Stabende – Kraft am Stabanfang gilt Gl. 1.15. Über die exakte Modellierung des piezoelektrischen Antriebs wurden für die Grundlagenuntersuchungen keine Überlegungen angestellt, da zuerst die Frage nach der prinzipiellen Anwendbarkeit des piezoelektrischen Prinzips geklärt werden sollte.

Wenn man einen *Sinus-Burst*-Spannungsverlauf am piezoelektrischen Aktor bereitstellt, ergibt sich der folgende Beschleunigungs-Zeit-Verlauf am Stabende:

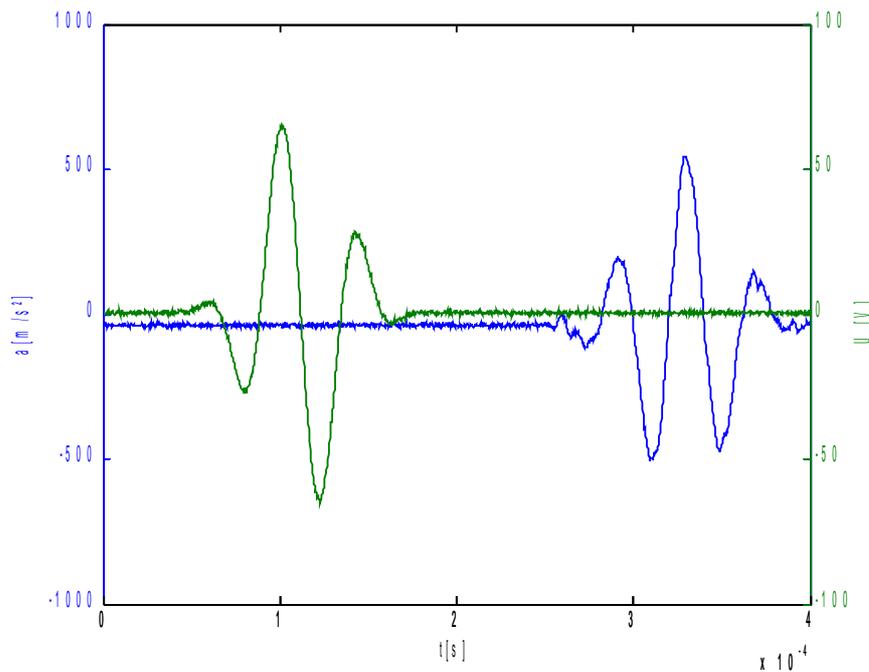


Abbildung 2.25: Piezoelektrischer Aktor Testimpuls, Spannung: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve

Die Integration des Beschleunigungssignals zeigt, dass die Schwinggeschwindigkeit des Stabendes direkt proportional zum Spannungs-Zeit-Verlauf am Aktor ist. Die Parameter der Beschleunigungssignale lassen sich durch Variation der Ansteuersignale des piezoelektrischen Aktors frei in Amplitude und Dauer einstellen. Es ist ebenfalls möglich, andere Beschleunigungssignalformen zu erzeugen. Zum Beispiel lassen sich *Sinus-Bursts* mit mehr Perioden oder gänzlich andere Signale, z .B. *Chirp* oder *sinc(x)*, erzeugen. Durch eine Variation der Impulsdauer bzw. der Frequenz des *Sinus Bursts* kann auch der in Abbildung 2.24 dargestellte Amplituden- und Phasengang nachvollzogen werden. Die Gesamtheit dieser Tatsachen ist ein Indiz, dass der obige Modellentwurf korrekt ist. Weiterhin kann behauptet werden, dass dieses Aktorprinzip hervorragend geeignet ist um Wellen im Stab zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern zu erzeugen. Zur Untersuchung des Wirkungsgrades wurde ein *Sinus-Burst* mit einem Spitzenwert von 500 m/s² und einer Beschleunigungsdauer von 130 μ s

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

erzeugt. Der Verlauf der mechanischen Energie dieses Impulses ist in der folgenden Abbildung dargestellt:

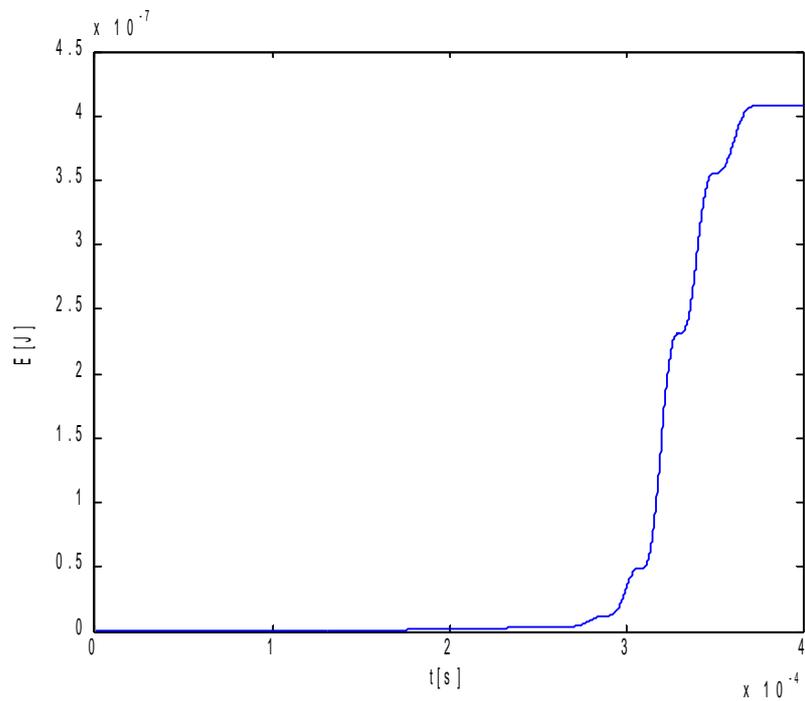


Abbildung 2.26: Piezoelektrischer Aktor – Verlauf der mechanischen Energie

Der Endwert des zeitlichen Verlaufes stellt die gesamte Energie der mechanischen Welle dar. Der Endwert beträgt ca. $0,4 \mu\text{J}$. Die elektrische Energie, die in der Spule zur Erzeugung der mechanischen Welle aufgewendet wurde, ist in Darstellung 2.27 abgebildet.

Auswahl von Methoden zur Erzeugung von Wellen in Stäben

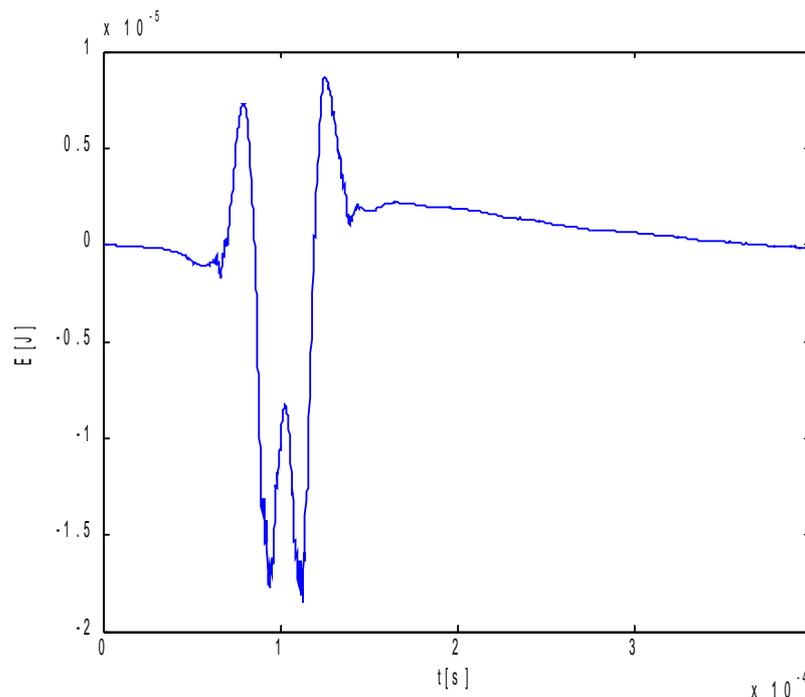


Abbildung 2.27: Piezoelektrischer Aktor – Verlauf der elektrischen Energie

In Abbildung 2.27 ist zu erkennen, dass der zeitliche Verlauf der elektrischen Energie um eine Null-Lage schwingt. Das bedeutet, dass im Aktor fast keine Energie umgesetzt wird. Bei der zur Aktoransteuerung notwendigen Energie handelt es sich somit um Blindenergie. Da diese Blindenergie trotzdem zusätzlich vom Leistungsverstärker aufgebracht werden muss, wird für die Berechnung des Wirkungsgrades das Maximum des zeitlichen Verlaufs der Energie herangezogen. Dieses Maximum beträgt ca. $18 \mu\text{J}$. Der elektromechanische Wirkungsgrad des piezoelektrischen Aktors beträgt folglich ca. 1,5 %.

Zusammenfassung

Durch die Ankoppelung eines piezoelektrischen Aktors an den Stab lassen sich bei entsprechender Ansteuerung des Aktors exakte und reproduzierbare Wellen im Stab erzeugen. Die Parameter Beschleunigungsdauer und -amplitude der Beschleunigungssignale lassen sich durch Variation der elektrischen Ansteuerspannung in weiten Bereichen einstellen. Durch diese Eigenschaften und den vergleichsweise guten Wirkungsgrad ist das piezoelektrische Antriebsprinzip sehr gut für die Erzeugung von Wellen im Stab geeignet.

Um die naturgemäße Dehnung des Piezoaktors bei Anlegen einer elektrischen Spannung in eine Kraft zu wandeln, ist eine Gegenmasse nötig. Dadurch ergibt sich eine frequenzabhängige Übertragungsfunktion zwischen Ansteuerspannung und erzeugter Kraft. Die exakten Einflüsse auf die Übertragungsfunktion müssen in weiterführenden Untersuchungen bestimmt werden.

2.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde die Auswahl einer Methode zur Erzeugung von Wellen in Stäben zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern beschrieben. Diese Methoden sollen ein elektrisches Ansteuersignal in ein definiertes Kraft-Zeit-Signal wandeln. Solche Wandler werden als Aktoren bezeichnet.

Ausgangspunkt dieser Auswahl war die Bestimmung von Anforderungen an die Aktorik. Diese Anforderungen sind mit Hilfe der zur erzielenden Beschleunigungs-Zeit-Verläufe für die Kalibrierung der Beschleunigungsaufnehmer hergeleitet worden. Anhand des im vorigen Kapitel vorgestellten Stabmodells konnten so die nötigen Kraft-Zeit-Verläufe am Stabanfang und damit die relevanten Parameter für die Auswahl der Aktorik gewonnen werden. Als relevante Parameter wurden hier der Kraftbereich bzw. die Maximalkraft der Aktorik, der Stellwegbereich bzw. der Maximalweg und die Dynamik, das bedeutet die Stellgeschwindigkeit der Aktorik festgelegt. Weitere Anforderungen betreffen die Ankoppelbarkeit des Aktors an den Stab sowie die kommerzielle Verfügbarkeit.

Alle Aktorprinzipien, die dem Stand der Technik entsprechen und für die beabsichtigte Anwendung in Frage kommen, wurden für die Auswahl der Aktorik berücksichtigt. Diese Prinzipien sind anhand der vorher aufgestellten Anforderungen nach theoretischen Aspekten miteinander verglichen worden. Durch diese Vorgehensweise konnten aus dem Stand der Technik der Aktorik die magnetostruktiven und die piezoelektrischen Aktoren als prinzipiell geeignet bestimmt werden.

Die beiden genannten Aktorprinzipien wurden mit Hilfe von Versuchsaufbauten miteinander verglichen. Ziel dieses Vergleichs war den für die beabsichtigte Anwendung optimalen Aktor zu finden. Das wichtigste Vergleichskriterium war die prinzipielle Eignung des Aktorprinzips, das heißt, ob der Aktor geeignet ist definierte Kraft-Zeit-Verläufe in den Stab einzubringen. Weitere wichtige Kriterien sind der elektromechanische Wirkungsgrad und der mechanische Aufwand zur Ankoppelung der Aktoren.

Als Ergebnis dieser Versuche zeigte sich, dass das piezoelektrische Aktorprinzip deutliche Vorteile gegenüber dem magnetostruktiven Prinzip im Sinne der beabsichtigten Anwendung hat. Die gewählte Methode zur Erzeugung von Wellen im Stab zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern ist folglich ein piezoelektrischer Aktor.

3 Aufgebauter Prototyp

Im folgenden Kapitel wird der Aufbau, die Modellierung und die Vermessung des realisierten prototypischen Kalibriererregers auf der Basis eines piezoelektrisch angeregten Hopkinson-Stabes beschrieben.

Ausgehend von den einzelnen technischen Parametern wird ein Modell erstellt um die kinematischen Vorgänge, insbesondere die technischen Grenzen, des Gesamtsystems beschreibbar zu machen. Der vorgestellte Modellansatz wird mit Hilfe von Messungen am Realsystem validiert.

Ein weiterer wesentlicher Teil des Kapitels widmet sich der Vermessung der Leistungsparameter des realisierten Prototypen. Nach der Analyse der Grenzen für die jeweiligen Leistungsparameter werden Methoden vorgeschlagen um die Leistung zu erhöhen. Die erfolgversprechendsten Maßnahmen werden experimentell umgesetzt.

Den Abschluss des Kapitels bilden eine Zusammenfassung der erreichten Leistungsparameter sowie ein Ausblick auf realistisch erscheinende Parameter.

3.1 Beschreibung des Aufbaus

Der aufgebauter Prototyp besteht aus einem langen Stab und einem piezoelektrischen Aktor. Es wurde ein 2 m langer Titanstab mit einem Durchmesser von 20 mm verwendet.

Die eingesetzte piezoelektrische Aktor ist ein *Multilayeraktor* aus dem Automobilbereich. Der ursprüngliche Einsatzzweck ist die Ansteuerung eines Kraftstoffeinspritzventils. Die wesentlichen technischen Herstellerangaben sind:

Maximalkraft:	1,4 kN
Stellweg:	40 μm
maximale Ansteuerspannung:	160 V
Resonanzfrequenz:	68 kHz.

Weitere Vorteile des gewählten Aktors neben den erwähnten technischen Eigenschaften sind die aus der Automobilbranche gewohnte hohe Qualität (Langzeitstabilität, Reproduzierbarkeit), die Verfügbarkeit und der Aufbau als *Low-Voltage-Aktor*. Insbesondere die letzte Eigenschaft ist für den beabsichtigten Einsatz relevant, da für den spezifizierten Spannungsbereich Leistungsverstärker verfügbar sind, mit denen die geforderten elektrischen Ansteuersignale erzeugt werden können. Der verwendete Aktor ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

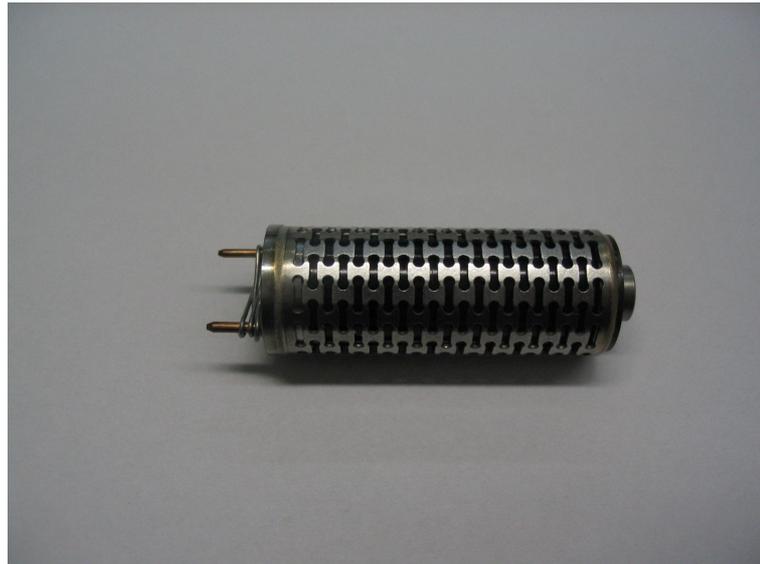


Abbildung 3.1.: Verwendeter piezoelektrischer Aktor

Der Gesamtaufbau, bestehend aus dem Stab, dem piezoelektrischen Aktor, der Gegenmasse und einem Gestell zur Aufnahme des gesamten Aufbaus ist in Abbildung 3.2 dargestellt.

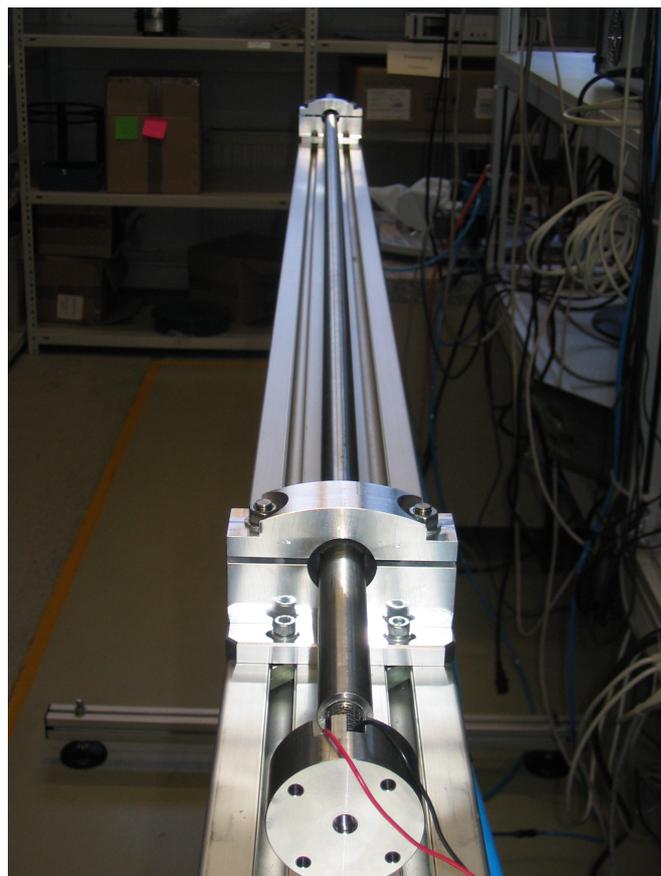


Abbildung 3.2.: Gesamtaufbau

Zur Ansteuerung des piezoelektrischen Aktors wird der identische Aufbau wie bei den Voruntersuchungen zur Aktorauswahl verwendet. Der Aufbau ist in Abbildung 2.15 dargestellt.

3.2 Modellierung des Aufbaus

Die Grundlagen für die Modellierung des piezoelektrischen Aufbaus wurden bereits im vorigen Kapitel erläutert sowie der Nachweis der Richtigkeit des gewählten Modellansatzes erbracht. In diesem Kapitel werden die Komponenten des Modells exakt beschrieben und das Modell experimentell validiert.

3.2.1 Modell des Aufbaus

Das Modell des piezoelektrischen Aufbaus geht von einem elektrisch nichtlinear wegerregten, gedämpften Zweimassenschwinger aus. Da die Stabübertragungseigenschaften anregende Kraft – Beschleunigung am Stabende im Kapitel „Modellierung des Hopkinson-Stabes“ bereits exakt beschrieben ist, muss hier lediglich das elektromechanische Verhalten anregende elektrische Größe – erzeugte Kraft beschrieben werden. Der zugrunde liegende mechanische Aufbau ist in Abbildung 2.23 dargestellt. Das grundlegende mechanische Verhalten des Aufbaus lässt sich mit Hilfe von Gl. 3.1 beschreiben.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b & -b \\ -b & b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.1)$$

Die elektromechanische Koppelung gelingt über die Verknüpfung von mechanischer Längenänderung an elektrischer Spannung mit Gl. 3.2.

$$\Delta L = K_{Piezo} \cdot U^n \quad (3.2)$$

Gl. 3.1 und Gl. 3.2 wurden mit Hilfe von *Matlab/Simulink* gelöst. Der Aufbau des Modells ist im Anhang der Arbeit beschrieben. Die einzelnen Parameter des Modells werden soweit möglich gemessen oder aus Herstellerangaben gewonnen. Für die Modellierung des Antriebs werden folgende Parameter zugrunde gelegt:

Gegenmasse	$m_1 = 0,34 \text{ kg}$
Stabmasse	$m_2 = 2,85 \text{ kg}$
Steifigkeit des Aufbaus	$c = 45 \text{ N}/\mu\text{m}$
Dämpfung des Aufbaus	$b = 100 \text{ Ns/m}$
Piezokonstante	$K_{Piezo} = 2,5 \text{ E-}07 \text{ m/V}$
Nichtlinearität	$n = 1,2.$

Zur Bestimmung der Piezokonstante K_{Piezo} wurde folgende Vorgehensweise erarbeitet: Der Parameter d_{33} [PHYS], der das Verhältnis zwischen elektrischem Feld und Dehnung be-

schreibt, wird in Datenblättern mit 640 pm/V angegeben. Um das Verhältnis Dehnung zu elektrischer Spannung berechnen zu können, müsste der innere Aufbau des *Multilayer*-Aktors, das bedeutet, die Anzahl der *Layer* und die Geometrie der Struktur, bekannt sein. Da diese Details nicht bekannt sind, muss das gesuchte Verhältnis aus dem bei der maximalen Betriebsspannung angegebenen Stellweg berechnet werden. Für den verwendeten Aktor beträgt der Stellweg 40 μm bei einer elektrischen Spannung von 160 V. Die Piezokonstante beträgt folglich $2,5 \text{ E-}7 \text{ m/V}$.

Insbesondere die Festlegung der Dämpfung b ist mit sehr großen Unsicherheiten behaftet, da mit diesem Parameter sowohl die Materialdämpfung als auch die Rückwirkungen des elektrischen Leistungsverstärkers nachgebildet werden. Die Rückwirkung des Verstärkers setzt sich aus der Ausgangsimpedanz sowie dem Regelverhalten zusammen.

Die Empfindlichkeit des Modells auf eine Variation des Parameters b ist relativ gering und betrifft lediglich das Nachschwingverhalten nach Auftreten eines impulsartigen Ereignisses sowie die Überhöhung im Bereich der Eigenfrequenz im Amplitudengang. Der Einfluss auf die Amplitude des Ergebnisses ist vernachlässigbar klein, da der Zweimassenschwinger in der Regel im überkritischen Bereich betrieben wird. Aus den genannten Gründen und da eine geschlossene Modellierung der Rückwirkung des Verstärkers entsprechend aufwändig ist, wird im Rahmen dieser Untersuchungen der Parameter b iterativ gesucht und festgelegt.

Ein beispielhaftes Ergebnis der Berechnungen ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Auf der linken Ordinate ist der Verlauf der elektrischen Spannung am Aktor und auf der rechten Ordinate der Verlauf der Aktorkraft dargestellt.

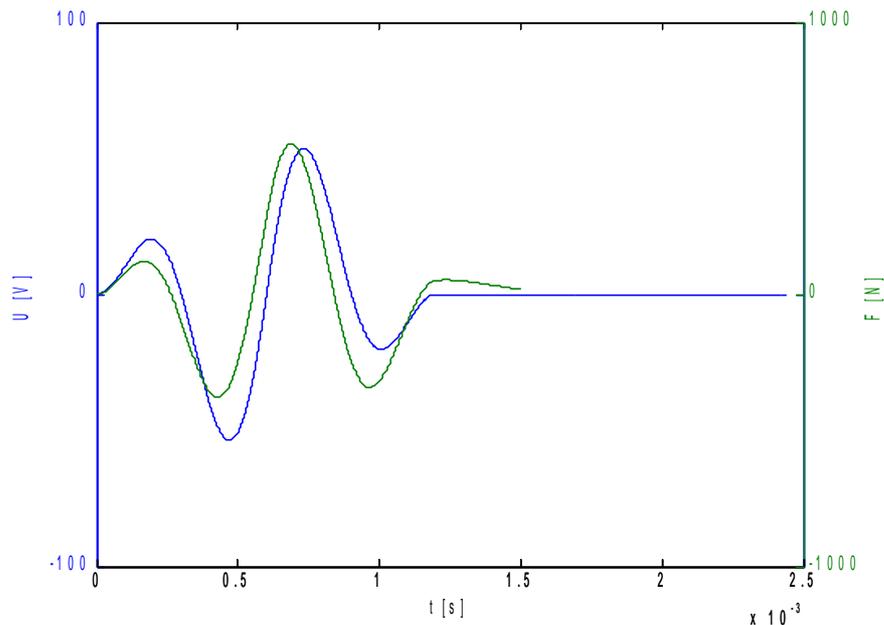


Abbildung 3.3.: Beispielhaftes Ergebnis der Modellierung des Piezoantriebs, Spannung: blaue Kurve, Kraft: grüne Kurve

3.2.2 Validierung des Modells

3.2.2.1 Validierung der Modellierung der Kraftquelle

Der erste und wichtigste Schritt zur Validierung des Modells ist die Untersuchung der Krafterzeugung durch den piezoelektrischen Aktor. Das oben beschriebene Modell geht von einer punktförmigen Kraftquelle aus. Durch Geometrie und Materialeigenschaften des Aktors ist es allerdings auch vorstellbar, dass ein Ansatz gewählt werden müsste, der eine ungleichförmige Krafterzeugung entlang des Aktors berücksichtigt.

Zur Untersuchung dieses Sachverhalts muss folglich die erzeugte Aktorkraft an den Grenzflächen des Aktors gemessen werden. Da das Einbringen von Kraftsensoren an diesen Grenzflächen das dynamische Verhalten des Gesamtsystems unzulässig stark verändern würde, ist diese nahe liegende Methode nicht angewandt worden.

Eine alternative Methode, die Kraft an den Grenzflächen des Aktors zu bestimmen, ist eine indirekte Messung der Kraft über die Beschleunigung der Gegenmasse und die Schwinggeschwindigkeit des Stabendes. Da das Stabübertragungsverhalten eingeleitete Kraft – Bewegungsgröße am Stabende hinreichend genau untersucht wurde, kann hier für diesen Zusammenhang Gl. 3.3 angewendet werden. Die Schwinggeschwindigkeit des Stabendes wird mit einem Laservibrometer gemessen. Die so indirekt gemessene Kraft wird als F_{Laser} bezeichnet.

$$F_{\text{Laser}}(t) = \frac{E \cdot A}{c_0} \cdot v(t) \quad (3.3)$$

Die Messung der Kraft an der Grenzfläche der Gegenmasse erfolgt über die Messung der Beschleunigung der Gegenmasse. Hier muss die Annahme getroffen werden, dass sich die Gegenmasse in diesem Anwendungsfall wie ein Starrkörper verhält und keine Kontinuumschwingungen angeregt werden. Mit diesen Voraussetzungen berechnet sich die auf die Gegenmasse wirkende Kraft $F_{\text{Gegenmasse}}$ nach Gl. 3.4.

$$F_{\text{Gegenmasse}} = m_1 \cdot \ddot{x} \quad (3.4)$$

In Abbildung 3.5 ist der Versuchsaufbau zur Validierung des Aktormodells dargestellt. Der verwendete Beschleunigungssensor ist ein PCB 352A60, das Laservibrometer ein Polytech OFV 5000. Beide Messgeräte zeichnen sich durch einen ausreichend linearen Amplitudengang aus, der für diese Art der Messung unerlässlich ist.

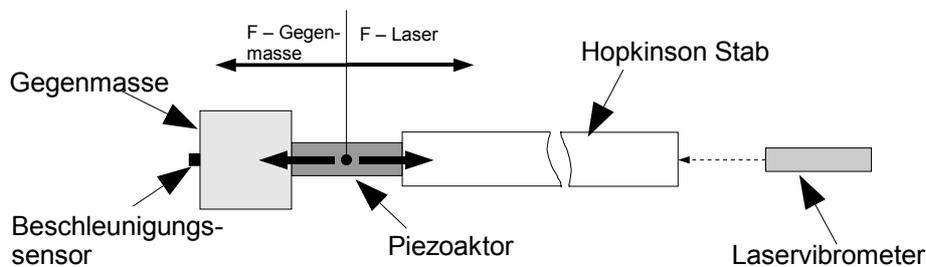


Abbildung 3.4.: Versuchsaufbau zur Validierung des Aktormodells

Zur Ansteuerung des Aktors, zur Konditionierung und Verarbeitung der Signale der Messgeräte wurde der Versuchsaufbau aus Abbildung 2.15 in leicht modifizierter Form verwendet.

In Abbildung 3.5 ist ein beispielhaftes Ergebnis der Untersuchungen dargestellt. Der grüne Graph stellt den zeitlichen Verlauf der $F_{\text{Gegenmasse}}$, der blaue Graph den Verlauf der F_{Laser} dar.

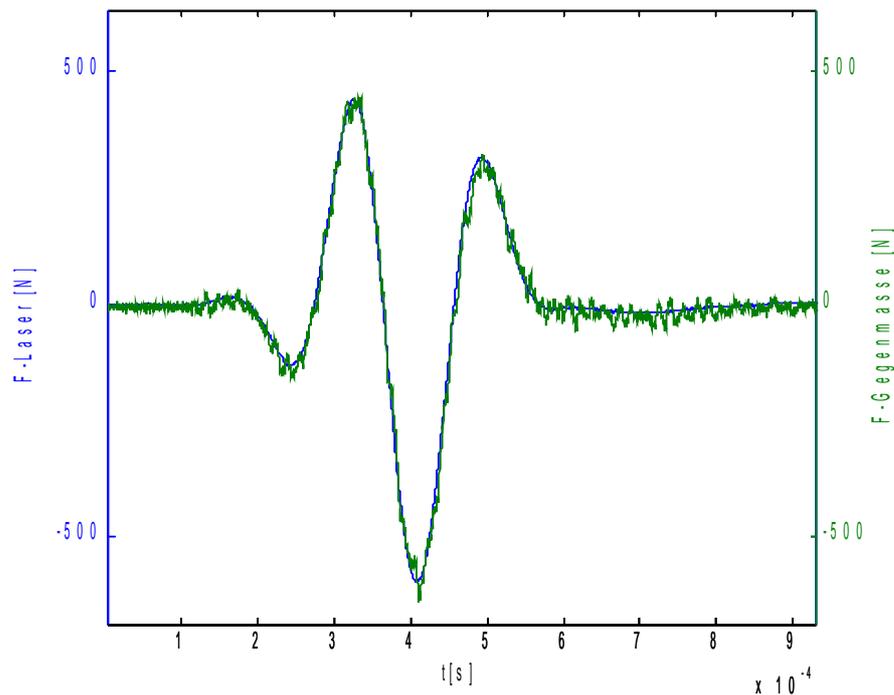


Abbildung 3.5: Vergleich F-Gegenmasse (grün) und F-Laser (blau)

Es ist zu erkennen, dass die jeweiligen Kraft-Zeit-Verläufe sehr gut übereinstimmen. Die Messungen wurden für unterschiedliche Impulsdauern und Impulsamplituden durchgeführt. Die Abweichung zwischen den jeweiligen Kraft-Spitzenwerten ist stets kleiner als 5 %. Auf der Basis dieser Messergebnisse kann der piezoelektrische Aktor als punktförmige Kraftquelle modelliert werden.

3.2.2.2 Validierung der Übertragungsfunktion des Modells

Der Modellansatz lässt sich im vorliegenden Fall am geeignetsten im Frequenzbereich bewerten, da der Arbeitsaufwand bezüglich einer Bewertung im Zeitbereich deutlich reduziert ist. Dazu muss die frequenzabhängige Übertragungsfunktion Aktorkraft zu eingeleiteter elektrischer Spannung für das Modell berechnet und für den Aufbau experimentell bestimmt werden. Durch den Vergleich der berechneten sowie der experimentell gewonnenen Übertragungsfunktionen kann der Modellansatz umfassend bewertet werden.

Zur Ermittlung der Frequenzkennlinien muss die komplexe Übertragungsfunktion nach Gl. 3.5 berechnet werden.

$$G(j\omega) = \frac{F(j\omega)}{U(j\omega)} \quad (3.5)$$

Die Größen $F(j\omega)$ und $U(j\omega)$ lassen sich durch Transformation der zeitlichen Verläufe von $F(t)$ und $U(t)$ in den Frequenzbereich mit Hilfe einer FFT gewinnen. Aus der komplexen Übertragungsfunktion gemäß 3.5 lassen sich der Amplitudengang und der Phasengang berechnen. Der Amplitudengang oder die Amplitudenkurve (Gl. 3.6) ist der Betrag des Frequenzganges und gibt die Frequenzabhängigkeit des Übertragungsfaktors an.

$$|G(j\omega)| = \frac{\hat{x}_a}{\hat{x}_e} = \sqrt{\Re^2(G(j\omega)) + \Im^2(G(j\omega))} \quad (3.6)$$

Der Phasengang oder die Phasenkurve gibt an, wie stark die Ausgangsgröße des Systems der Eingangsgröße nacheilt. Der Phasengang berechnet sich gemäß Gl. 3.7.

$$\phi_a - \phi_e = \arctan\left(\frac{\Im(G(j\omega))}{\Re(G(j\omega))}\right) \quad (3.7)$$

Der Messaufbau zur experimentellen Bestimmung der Übertragungsfunktion ist analog zu dem Aufbau in Abbildung 3.4. Zur Bestimmung der Aktorkraft wurde die Schwingungsgeschwindigkeit des Stabendes mit einem Laservibrometer gemessen. Die Aktorkraft berechnet sich dann gemäß Gl. 3.3. Die elektrische Spannung am Piezoaktor lässt sich an dem Spannungsmonitor des Leistungsverstärkers messen.

Die genannte Übertragungsfunktion lässt sich theoretisch durch die Anregung des Systems mit einem nahezu beliebigen Zeitsignal bestimmen. Für die Berechnung der Modell-Übertragungsfunktion ist dieser Ansatz auch anwendbar. Unter praktischen Gesichtspunkten zur Messung der tatsächlichen Übertragungsfunktion ist es jedoch notwendig, dass im interessierenden Frequenzbereich ausreichend Signalinformationen vorhanden sind. Aus den genannten Gründen ist ein elektrisches Anregesignal generiert worden, das ein nahezu konstantes Amplitudenspektrum aufweist.

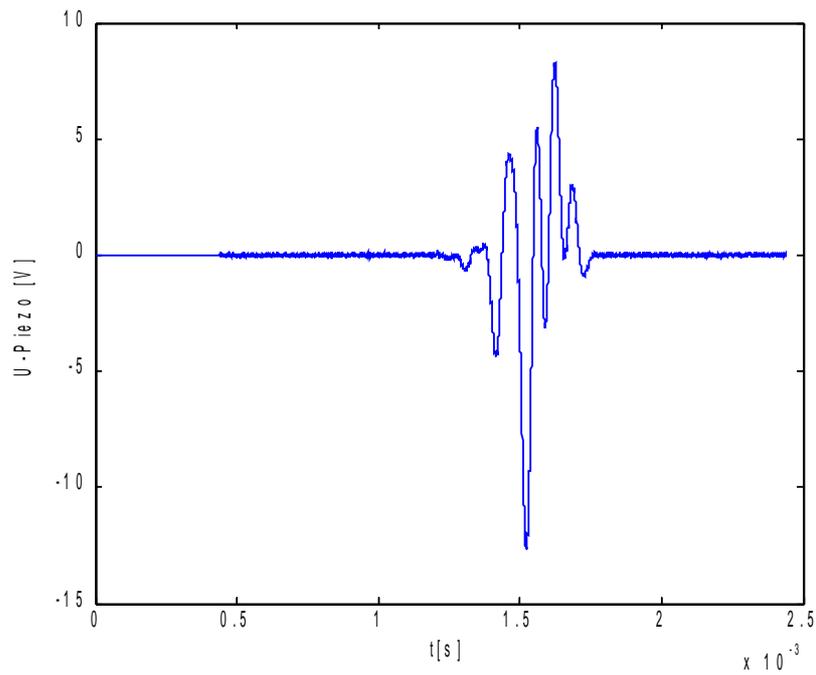


Abbildung 3.6.: Zeitlicher Verlauf der elektrischen Spannung am Aktor

Der zeitliche Verlauf der elektrischen Spannung am Aktor sowie das zugehörige Amplitudenspektrum ist in den Abbildungen 3.6 und 3.7 dargestellt.

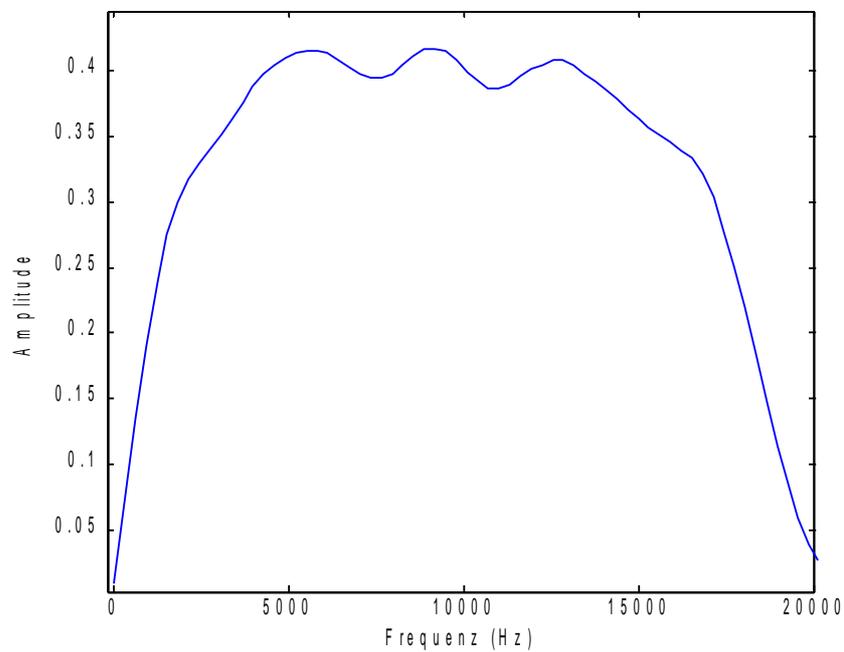


Abbildung 3.7.: Amplitudenspektrum der elektrischen Spannung am Aktor

Das oben dargestellte Spannungssignal diente als Eingangssignal für die Bestimmung der Übertragungsfunktion des Modells und des realen Prototypen. In den folgenden Abbildungen sind die durch das Modell berechneten sowie die gemessenen Übertragungsfunktionen als Amplituden- und Phasengang dargestellt.

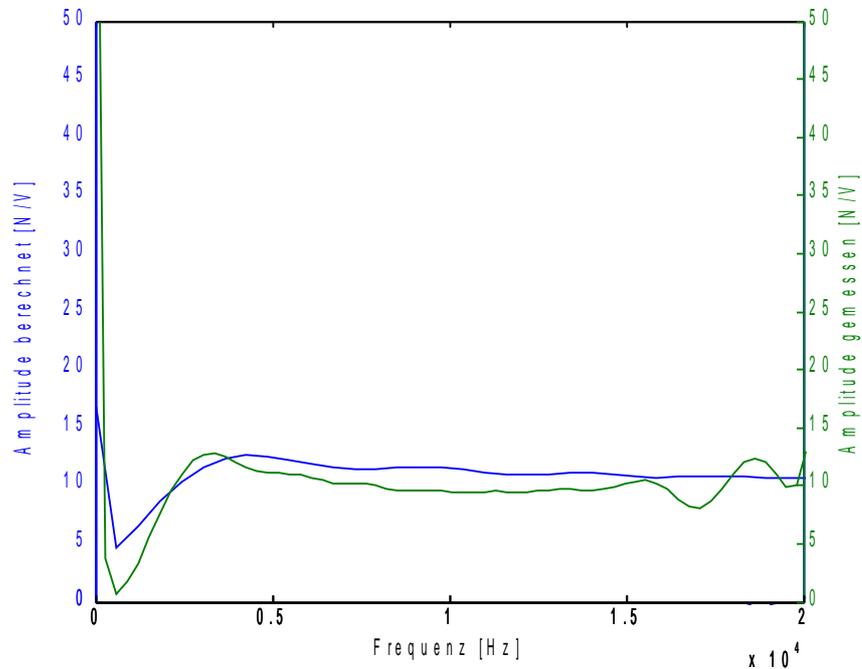


Abbildung 3.8.: Vergleich des berechneten (blau) und des gemessenen (grün) Amplitudengangs

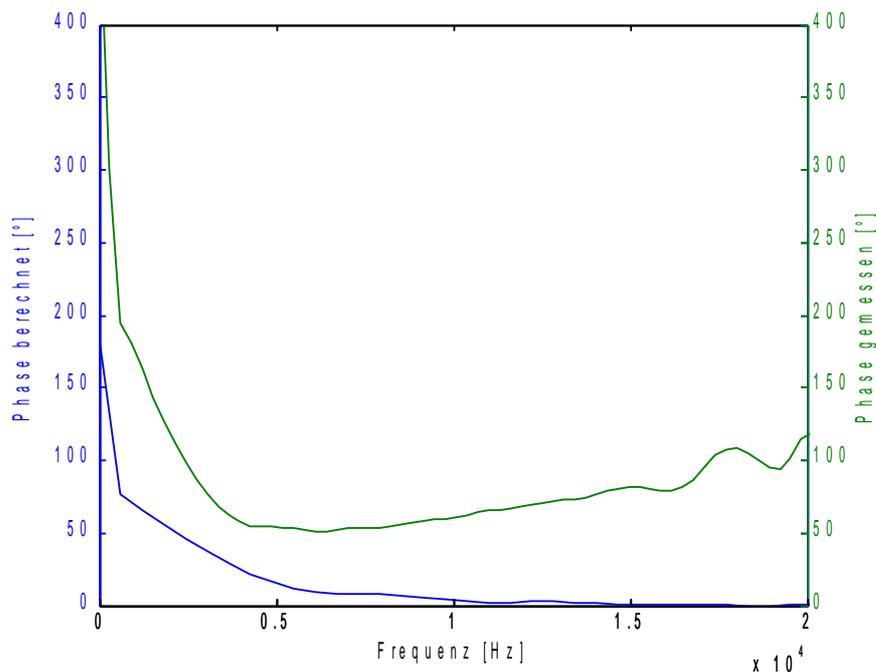


Abbildung 3.9.: Vergleich des berechneten (blau) und des gemessenen (grün) Phasengangs

Der in Abbildung 3.8 dargestellte Vergleich zeigt eine bemerkenswert hohe Übereinstimmung von gemessenem und berechnetem Amplitudengang. Die absoluten Werte des Amplitudengangs z. B. bei 10 kHz betragen gemessen 9,5 N/V bzw. berechnet 11 N/V. Diese Werte hängen direkt von der Piezokonstante bzw. der Steifigkeit des Aktors ab. Die Toleranz, laut Herstellerangaben, für die beiden Werte beträgt 10 %. Der Hauptbeitrag an der Abweichung zwischen Messung und Rechnung lässt sich folglich durch die Unsicherheit dieser Modellparameter erklären.

Die Abweichungen zwischen Berechnung und Messung im hochfrequenten Bereich > 15 kHz resultieren aus einer Störung im Amplitudengang des verwendeten Piezoaktortyps. Diese Störung konnte durch Vermessen des Aktors im ausgebauten Zustand bestimmt werden.

Abbildung 3.9 zeigt eine prinzipielle Übereinstimmung der Phasengänge von Modellrechnung und Messung. Die relativ starken absoluten Abweichungen resultieren wahrscheinlich aus einer signifikant großen Laufzeit zwischen Anregung und Antwort des Realsystems. Der Sachverhalt, dass die Signale beim Durchfahren des Frequenzbandes die Phase invertieren, kann jedoch durch das Modell wiedergegeben werden.

3.2.3 Zusammenfassung

In den obigen Kapiteln ist ein Modellansatz erarbeitet worden, der das dynamische Verhalten des piezoelektrischen Antriebs zur Erzeugung von Wellen im Stab beschreibt. Das Übertragungsverhalten des Stabes - Beschleunigung am Stabende zu Kraft am Stabanfang - wurde in

den vorangegangenen Kapiteln beschrieben. Daher beschränkt sich das erarbeitete Modell des Antriebs auf die Beschreibung der erzeugten Kraft im Verhältnis zur elektrischen Ansteuerungsspannung.

Die Grundlage des Modellansatzes ist die Beschreibung des Systems als wegerregter Zweimassenschwinger. Die Massen werden durch die Gegenmasse und die Stabmasse, die Wegerregung wird durch den piezoelektrischen Aktor dargestellt.

Erste grundlegende Messungen zur Validierung des Modells befassten sich mit der Untersuchung der Krafterzeugung durch den Piezoaktor. Es wurde nachgewiesen, dass der Aktor als punktförmige Kraftquelle modelliert werden kann.

Zur Bewertung des gesamten Modellansatzes ist die komplexe Übertragungsfunktion des Modells mit der komplexen Übertragungsfunktion des Experimentalaufbaus verglichen worden. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Bewertung des Amplitudenganges und des Phasenganges des Modells. Es konnte gezeigt werden, dass das modellierte Übertragungsverhalten den experimentell ermittelten Kenngrößen sehr nahe kommt. Auftretende Abweichungen lassen sich durch Unsicherheiten bei den Herstellerangaben einiger technischer Parameter, wie z. B. der Piezokonstante oder der Steifigkeit des Aktors, erklären.

Um das Modell zu vervollständigen wären im Wesentlichen folgende Arbeiten notwendig:

- Exakte Beschreibung des elektromechanischen Verhaltens des piezoelektrischen Aktors

- Exakte Beschreibung des elektrischen Verhaltens des Leistungsverstärkers.

Der Einfluss des Leistungsverstärkers ist im gezeigten Modell komplett vernachlässigt worden. Insbesondere die Rückwirkungen der Ausgangsimpedanz und des Regelverhaltens des Verstärkers können einen wesentlichen Einfluss auf das reale elektromechanische Verhalten des Gesamtsystems haben, der durch das Modell berücksichtigt werden sollte.

Der piezoelektrische Aktor ist im gezeigten Modell als Feder mit nichtlinearem Übertragungsverhalten von Längenänderung zu Ansteuerungsspannung beschrieben worden. Effekte wie Amplitudengang des Aktors, Hystereseverhalten, Temperatureinflüsse oder mechanisches Kriechen sind nicht berücksichtigt.

3.3 Leistungsparameter des Prototypen

Im folgenden Kapitel wird die Vermessung der Leistungsparameter des aufgebauten Stoßerregers beschrieben. Der piezoelektrische Aktor wird mit *Sinus-Burst*-Signalen unterschiedlicher Amplitude und Periodendauer angesteuert. Die am Stabende resultierenden Beschleunigungen werden als Leistungsparameter gemessen. Zur Messung der Bewegung des Stabendes wird ein Vibrometer OFV 5000 von Polytech verwendet.

3.3.1 Beschleunigungsdauer

Die maximal erzielbare Beschleunigungsdauer ist gemäß den Erläuterungen in Kapitel 2 durch die Stablänge begrenzt. In Verbindung mit der materialeigenen Wellenausbreitungsge-

schwindigkeit definiert die Stablänge die Zeit zwischen den Reflektionen der Wellen am Stabende und somit auch die maximale Beschleunigungsdauer, die überlagerungsfrei dargestellt werden kann.

Diese Untersuchungen zur Beschleunigungsdauer zielen darauf ab, die Eignung des Aktors, große Beschleunigungsdauern zu erzeugen, festzustellen. Gemäß Gl. 1.15 nimmt die Beschleunigungsamplitude bei konstanter Aktorkraftamplitude mit zunehmender Beschleunigungsdauer ab. Dieser Zusammenhang beschränkt die maximale Beschleunigungsdauer aus praktischer Hinsicht, da eine zu geringe Beschleunigungsamplitude einen Beschleunigungsimpuls als unbrauchbar erscheinen lässt. Diese Grenze wurde für diese Untersuchungen mit 1.000 m/s^2 festgelegt. Die maximale Beschleunigungsdauer beträgt bei dieser Amplitude ca. $240 \mu\text{s}$. Außerhalb der erläuterten Restriktionen wird die Beschleunigungsdauer bei ca. $400 \mu\text{s}$ durch die Stablänge begrenzt.

3.3.2 Amplitudenbereich

Ein wesentlicher Leistungsparameter ist die durch den Erreger erzielbare Beschleunigungsamplitude. Dabei ist neben der maximalen auch die minimale Amplitude relevant.

Nach theoretischen Betrachtungen führt auch ein sehr kleines elektrisches Ansteuersignal zu einer Längenänderung des piezoelektrischen Aktors, damit zu einer Kraftwirkung auf den Stab und einer Beschleunigung des Stabendes. Unter praktischen Gesichtspunkten ist eine Minimierung des Ansteuersignals durch elektrisches Rauschen der gesamten Einrichtung begrenzt. So wird durch das Rauschen des Ausganges des Leistungsverstärkers ein mechanisches Rauschen im Aktor erzeugt. Weiterhin begrenzt das Rauschen der Messkette die kleinste messbare mechanische Größe.

In der Realität ergibt sich mit dem vorhandenen Aufbau dadurch eine kleinste nutzbare Beschleunigungsamplitude von ca. 10 m/s^2 (Abbildung 3.10). Die nötige elektrische Ansteuerungsspannung beträgt ca. 250 mV . Durch Verringern des Verstärkerrauschens bzw. des Rauschens der Messkette ließe sich die kleinste nutzbare Beschleunigungsamplitude noch verringern.

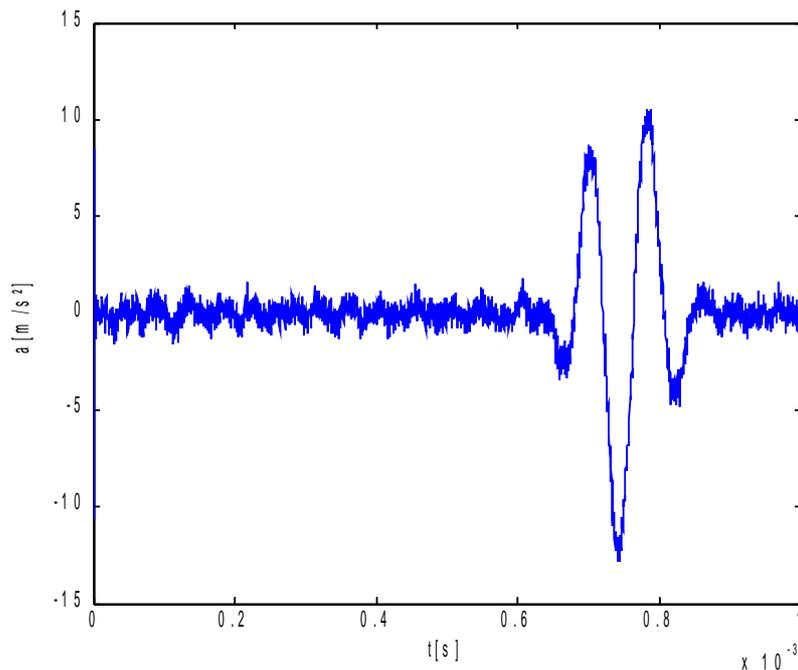


Abbildung 3.10.: Minimale Beschleunigungsamplitude

Die minimale Beschleunigungsamplitude zeigt nur geringe Abhängigkeit von der Beschleunigungsdauer. Auf eine exakte Untersuchung dieses Zusammenhanges wurde aus diesem Grund verzichtet.

Die maximale Beschleunigungsamplitude wird durch die maximal erzeugbare Aktorkraft begrenzt. Bei geringem Überschreiten der maximalen Aktorkraft verzerren die Kraft-Zeit- und Beschleunigungs-Zeit-Verläufe unzulässig. Der blaue Graph in Abbildung 3.11 stellt das verzerrte Beschleunigungssignal, der grüne Graph das vom Pegel her geringfügig niedrigere unverzerrte Signal dar.

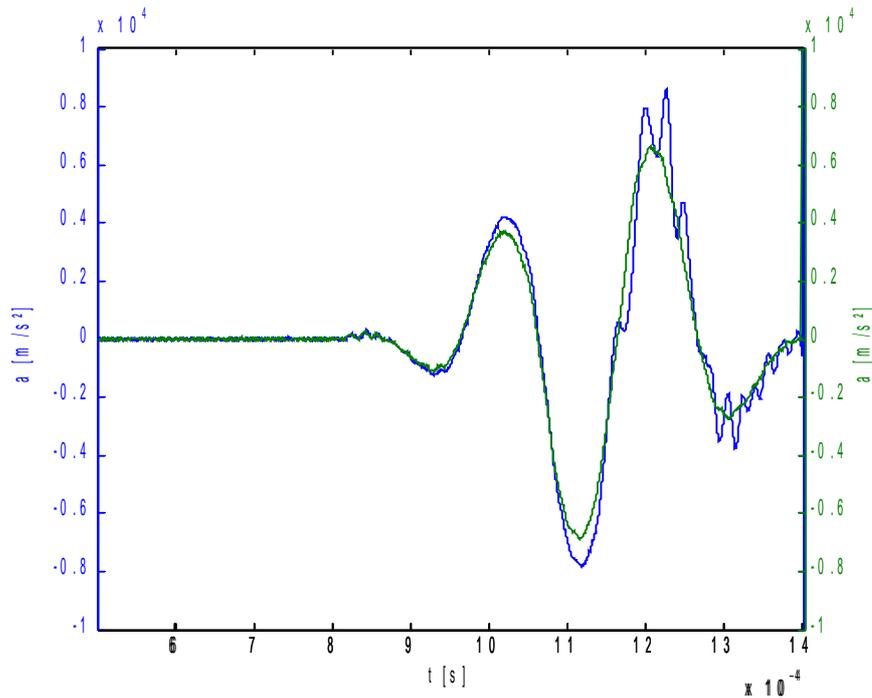


Abbildung 3.11.: Verzerrtes (blau) und unverzerrtes (grün) Beschleunigungssignal

Die Festlegung der maximalen Beschleunigungsamplitude erfolgt bei Pegeln, bei denen das Signal gerade noch nicht verzerrt ist. Gemäß der Hauptgleichung für den Hopkinson-Stab (Gl. 1.15) muss sich bei Verringerung der Beschleunigungsdauer bei konstanter Kraftamplitude die Beschleunigungsamplitude erhöhen. Dieser Sachverhalt konnte bei der Vermessung des Stoßerregers nachgewiesen werden. In Abbildung 3.12 ist die maximale Beschleunigungsamplitude in Abhängigkeit der Beschleunigungsdauer dargestellt.

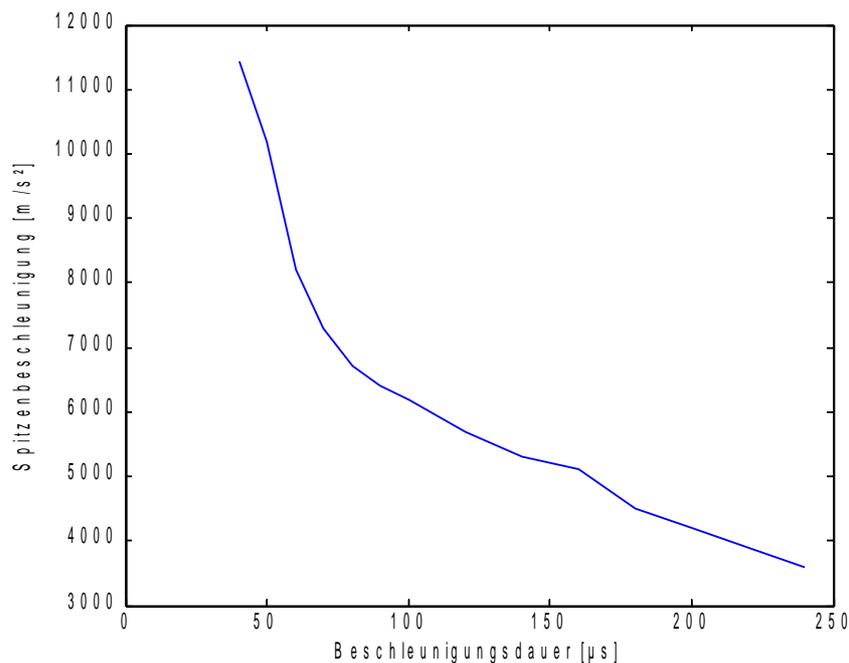


Abbildung 3.12.: Spitzenbeschleunigung in Abhängigkeit der Beschleunigungsdauer

Die maximale Beschleunigungsamplitude beträgt bei einer Beschleunigungsdauer von $40 \mu\text{s}$ ca. 11.000 m/s^2 . Bei einer geringeren Beschleunigungsdauer lassen sich Amplituden von mehr als 20.000 m/s^2 erzielen. Solche kurzen Beschleunigungssignale sind jedoch auf Grund der hohen Frequenzanteile nicht für die Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern geeignet.

3.3.3 Regelung auf Signalformen

Eine wichtige Eigenschaft des entwickelten Stoßerregers ist, dass die Bewegungs-Zeit-Verläufe durch die elektrische Ansteuerung vorherbestimmt sind. Ein nahe liegender Gedanke ist die Ansteuersignale so vorzuverzerrern, dass ein vorher festgelegtes Bewegungs-Zeit-Signal erzeugt wird. Die Möglichkeiten und Grenzen dieser Vorgehensweise werden im Folgenden kurz erläutert.

Für die Berechnung der Vorverzerrung der Signale wurde ein bereits vorhandener Algorithmus genutzt, der üblicherweise der Stoßerzeugung mit elektrodynamischen Schwingungserregern dient. Es handelt sich dabei um einen mehrstufigen Rechenvorgang, der die nötige Vorverzerrung rekursiv im Zeit- und Frequenzbereich bestimmt.

Die Sollfunktion für die Regelung der Signalform ist eine *Sinus-Burst* Funktion. Zum einen soll durch den Algorithmus der Phasengang des piezoelektrischen Antriebes (siehe Abbildung 3.9) ausgeglichen werden. Zum anderen stellt die Sollfunktion einmal die Schwinggeschwindigkeit und einmal die Schwingbeschleunigung dar. Als Ergebnis dieser Untersuchungen zeigt sich, dass die Kombination des vorhandenen Algorithmus mit dem entwickelten Stoßer-

reger zufriedenstellende Ergebnisse liefert. Die festgelegte Sollfunktion konnte über einen weiten Bereich der Beschleunigungsdauer sowohl als Schwinggeschwindigkeit als auch als Schwingbeschleunigung erregt werden.

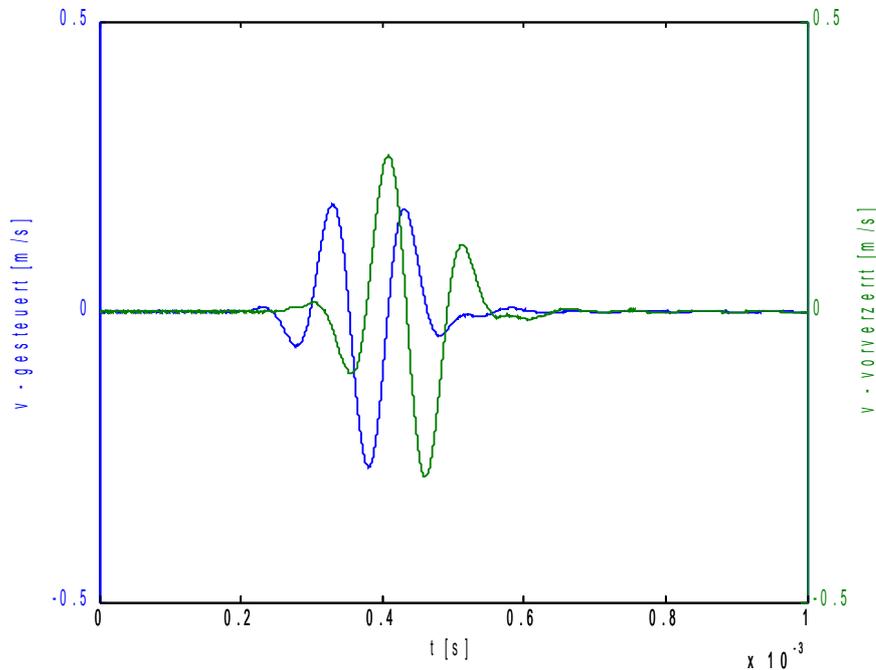


Abbildung 3.13.: Regelung der Impulsformen, gesteuerter Betrieb: blaue Kurve, geregelter Betrieb: grüne Kurve

In Abbildung 3.13 ist ein Beispiel für die Regelung der Impulsformen dargestellt. Der blaue Graph stellt die Schwinggeschwindigkeit des Stabendes im unregulierten Betrieb bei Ansteuerung mit einem *Sinus-Burst*-Signal dar. Es ist zu erkennen, dass der Phasengang des piezoelektrischen Antriebes das Signal stark verändert. Der grüne Graph stellt die Schwinggeschwindigkeit des Stabendes im geregelten Betrieb dar. Es ist zu erkennen, dass die gewählte Sollfunktion sehr gut dargestellt werden kann.

Die Kombination des Stoßerregers mit dem vorhandenen Algorithmus zur Vorverzerrung der Signale kann im jetzigen Zustand nicht für die Erzeugung beliebiger Signale verwendet werden. Insbesondere Signale mit einem Beschleunigungsmonopol (z. B. Sägezahn oder Dreiecksimpuls) können nicht erzeugt werden. Die Ursache dieser Einschränkungen wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht.

3.3.4 Reproduzierbarkeit der Parameter

Eine wichtige Eigenschaft von Kalibriererregern ist die Reproduzierbarkeit der Beschleunigungsparameter. Daher wird untersucht, wie stark die Streuung der Beschleunigungsparameter Amplitude und Dauer bei gleich bleibendem Ansteuersignal ist.

Zum Vergleich können die Reproduzierbarkeitsparameter des konventionellen Hopkinson-Stab-Systems, basierend auf mechanischem Kraftstoß, herangezogen werden. Die Beschleunigungsamplitude weicht maximal 8 % von einem Mittelwert ab; die Abweichung der Beschleunigungsdauer beträgt lediglich ca. 1 %.

Die Reproduzierbarkeit der genannten Parameter ist bei dem piezoelektrisch angeregten Hopkinson-Stab wesentlich höher. Die Beschleunigungsamplitude streut um ca. 0,3 % um einen Mittelwert. Diese gemessene Streuung ist allerdings kleiner als die geringste annehmbare Messunsicherheit des Messsystems. Daher kann die Streuung dem Antrieb nicht allein zugeschrieben werden. Eine Streuung der Beschleunigungsdauer konnte mit dem vorhandenen Aufbau nicht festgestellt werden.

Mit dem oben vorgestellten Algorithmus zur Regelung der Form des Beschleunigungssignals ist es ebenfalls möglich die Beschleunigungsamplitude zu regeln. Die ohnehin sehr gute Reproduzierbarkeit ließe sich dadurch noch verbessern.

3.3.5 Ursache der Grenzen der Leistungsparameter

Die Parameter, bei denen eine Steigerung der Leistung wünschenswert ist, sind maximale Beschleunigungsamplitude und -dauer. Die nutzbare Beschleunigungsdauer ist neben der Stablänge vor allem durch die Aktorkraft begrenzt. Für die maximale Beschleunigungsamplitude ergibt sich die Begrenzung ebenfalls durch die maximal erzeugbare Aktorkraft.

Für die Ursache dieser Begrenzung können bei dem bestehenden Aufbau drei Aktorparameter herangezogen werden:

- Begrenzung durch Maximalkraft des Aktors
- Begrenzung durch den verwendeten Leistungsverstärker
- Begrenzung durch den maximalen Stellweg des Aktors.

Wie in Abbildung 3.11 dargestellt ist, beginnen die Beschleunigungssignale bei Überschreiten einer bestimmten Beschleunigungsamplitude zu verzerren. Folglich ist es notwendig, die drei oben genannten Aktorparameter zu vermessen um die Ursache für die Verzerrung zu bestimmen.

Zur Ermittlung des Aktorstellweges müssen die Komponenten Bewegung der Gegenmasse und Bewegung des Stabanfanges berücksichtigt werden. Die Bewegung der Gegenmasse wird durch Messung der Beschleunigung und zweifaches numerisches Integrieren ermittelt. Die Bewegung des Stabanfanges kann aus der Bewegung des Stabendes berechnet werden. Die genannte Vorgehensweise zur Bestimmung des Aktorstellweges ist mit relativ großer Unsicherheit behaftet. Da der Abgleich mit dem erstellten Modell des Antriebes gute Übereinstimmung zeigt, kann die Messung als Orientierung zur Untersuchung der Grenzen der Leistungsparameter herangezogen werden.

Bei der Beschleunigungsamplitude, bei der das Verzerren des Beschleunigungssignales einsetzt, beträgt der Aktorstellweg ca. 15 μm . Da der maximale Stellweg mit ca. 40 μm angegeben ist, kann der Stellweg als leistungsbegrenzender Parameter ausgeschlossen werden.

Der Einfluss des Leistungsverstärkers auf die Grenzen der Leistungsparameter wurde untersucht, indem die zeitlichen Verläufe von Aktorspannung und -strom betrachtet wurden. Bei dem Pegel, ab dem die Verzerrung der Beschleunigungssignale beginnt, sind die elektrischen Ausgangsgrößen des Verstärkers innerhalb der spezifizierten Grenzen. Die zeitlichen Verläufe von Aktorstrom und -spannung sind nicht verzerrt und können damit als Ursache für die Leistungsbegrenzung ausgeschlossen werden.

Zu der Ermittlung der Aktorkraft ist der Aufbau, der in Abbildung 3.4 dargestellt ist, verwendet worden. Als Messgröße für die Kraft wurde die Beschleunigung der Gegenmasse genutzt, aus der dann gemäß dem zweiten Newton'schen Axiom die Aktorkraft berechenbar ist. Die Kraft, die durch den Aktor erzeugt wird, beträgt bei der Grenze, ab der die Beschleunigungssignale zu verzerren beginnen, ca. $\pm 680 \text{ N}$.

Der Aktor ist für Druckkräfte von ca. 1400 N ausgelegt und spezifiziert. Die zulässigen Zugkräfte sind nicht im Datenblatt des Aktors erwähnt, nach Anfrage beim Hersteller wurde aber eine maximal erzeugbare Zugkraft von ca. 650 N bestätigt. Die maximale Zugkraft wird durch die Vorspannung des Piezoaktors bestimmt und ist somit ein konstruktiver Parameter der nicht veränderbar ist.

Um die Grenzen der genannten Leistungsparameter zu verschieben, sind folgende Maßnahmen vorstellbar:

- Erhöhung der Vorspannung des Aktors durch externe konstruktive Maßnahmen
- Anpassung der Aktoransteuerfunktion an den Arbeitsbereich des Aktors
- Auswahl bzw. Entwicklung eines Aktormoduls, das höhere Zugkräfte zulässt.

Die Modifikation des vorhandenen Aktormoduls durch Erhöhung der Vorspannung ist mit hohem Aufwand verbunden. Ein aufgebautes Versuchsmuster erhöhte die Vorspannung im gewünschten Maße, reduzierte jedoch die Leistungsparameter bei kürzeren Beschleunigungsdauern ($< 100 \mu\text{s}$).

Eine Anpassung der Ansteuerfunktion müsste ein Signal erzeugen, das die Aktorkraft im Bereich -600 N bis 1400 N moduliert. Dadurch würde sich eine Leistungssteigerung von ca. 30 % ergeben. Da der verfügbare Leistungsverstärker durch die Begrenzung der elektrischen Ausgangssignale nicht zur Erzeugung der entsprechenden Ansteuersignale geeignet ist, konnte diese Maßnahme nicht experimentell verifiziert werden.

Die flexibelste und langfristig erfolgversprechendste Maßnahme ist jedoch die Entwicklung eines speziell auf die Anforderungen zugeschnittenen Aktormoduls. Um den Anforderungen bezüglich Stellkraft, -weg und Dynamik gerecht zu werden, muss ein erheblicher Aufwand in eine solche Entwicklung investiert werden.

3.4 Leistungssteigerung durch Überlagerung von Wellen

Die gewählte Methode zur Anregung von Wellen in Stäben ist durch die präzise elektrische Ansteuerbarkeit geeignet sich überlagernde Wellen im Stab zu erzeugen. Zu diesem Zweck muss der Aktor zyklisch angesteuert werden. Da bei diesem Anwendungsfall das Prinzip der Superposition anwendbar ist, lassen sich durch leichte Verschiebungen des Ansteuerzyklusses des Aktors zwei sehr interessante Leistungserweiterungen erreichen. So können die Amplituden der Wellen durch die Überlagerung entweder verstärkt oder ausgelöscht werden. Für den Anwendungsfall als Stoßerreger bedeutet das

- Vergrößerung der Beschleunigungsamplitude durch Verstärkung der Wellen
- Auslöschung der reflektierenden Wellen.

Durch die Überlagerung von Wellen können die im vorigen Kapitel ermittelten Leistungsparameter folglich erheblich gesteigert werden.

3.4.1 Erhöhung der Beschleunigungsamplitude

Um die Beschleunigungsamplitude am Stabende durch Überlagerung von Wellen zu erreichen, muss der Aktor so angesteuert werden, dass sich die Wellen verstärken. Das bedeutet, immer wenn die rücklaufende Welle den Aktor erreicht, wird der Aktor erneut betätigt. Der schematische Ablauf ist in Abbildung 3.14 dargestellt.

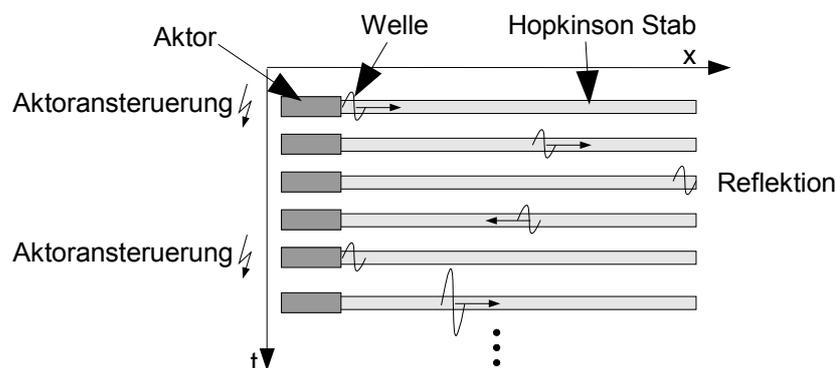


Abbildung 3.14.: Vergrößerung der Beschleunigungsamplitude durch Überlagerung von Wellen

Der Zeitversatz zwischen den Aktorsteuerungen ergibt sich aus der doppelten Laufzeit der Welle durch den Stab. Der Zeitversatz berechnet sich nach Gl. 3.8.

$$T = \frac{2 \cdot l}{c_0} \tag{3.8}$$

Der tatsächlich einzustellende Zeitversatz ist allerdings eine empirisch zu findende Größe, die ungefähr $\pm 10 \mu\text{s}$ vom theoretischen Versatz abweichen kann. Die Erhöhung der Beschleunigungsamplitude durch die Überlagerung von Wellen ist in Abbildung 3.15 dargestellt. Bei

diesem Versuch wurden 10 identische Kraftimpulse mit einem optimierten Zeitversatz in den Stab eingeleitet.

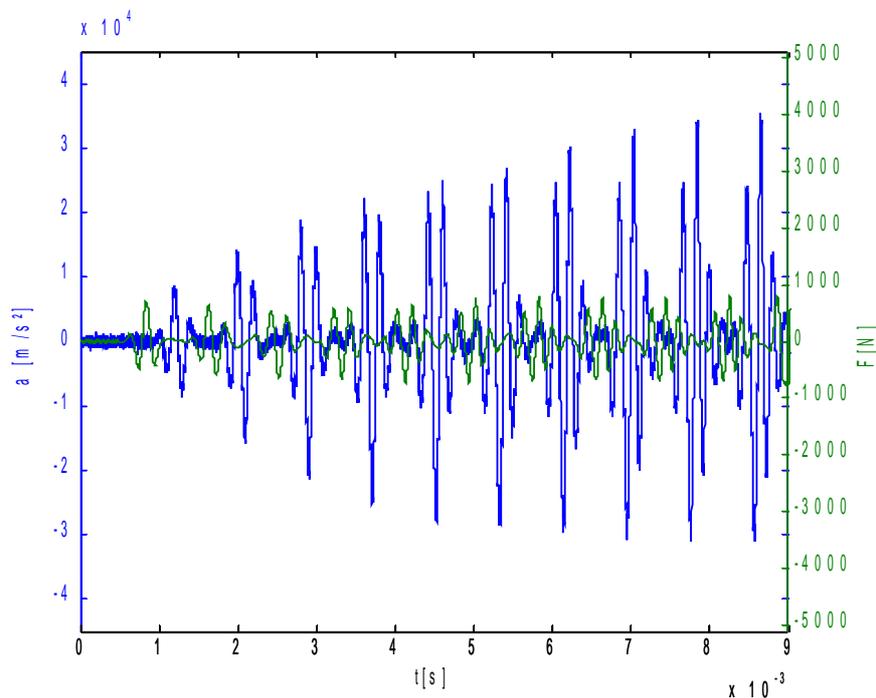


Abbildung 3.15.: Überlagerung von 10 Wellen, Kraft: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve

In Abbildung 3.15 sind auf der rechten Ordinate die durch den Aktor eingeleiteten Kraftimpulse und auf der linken Ordinate die Beschleunigung am Stabende dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bei gleichbleibender Kraftamplitude die Beschleunigungsamplitude stetig zunimmt.

Dass die Amplitude nicht in beliebigem Maße gesteigert werden kann, wird durch mehrere Faktoren bestimmt. Da der Stab am Ende des Aktors durch das Feder-Masse-System des piezoelektrischen Antriebs abgeschlossen ist, ändert sich die Randbedingung des freien Stabendes. Dadurch ändert sich die Form der Welle bei jeder Reflexion am Stabende des Piezoaktors. Durch diesen Effekt *passt* der überlagerte Kraftimpuls nicht mehr optimal zum eigentlich nötigen Kraftimpuls. Einen weiteren Beitrag zu diesem Effekt liefern Dispersionseffekte, die die Form der Welle beim Durchlauf durch den Stab verändern. Dieser Dispersionseffekt ist abhängig von der Beschleunigungsdauer.

Wie in Abbildung 3.15 zu erkennen ist, kann durch die Überlagerung der Wellen die Beschleunigungsamplitude um den Faktor 4 erhöht werden. Durch Berücksichtigung der oben genannten Faktoren müsste sich dieser Faktor deutlich steigern lassen.

3.4.2 Auslöschung der Reflektionen

Die grundlegende Wirkungsweise des Hopkinson-Stab-Prinzipes ist die Ausbreitung und Reflektion von Longitudinalwellen. Insbesondere die Vielzahl an Reflektionen, die am Stabende nach einem einmaligen Stoßereignis gemessen werden können, sind jedoch für bestimmte Anwendungen störend. So ist es bei einigen Untersuchungen zur Aufnehmercharakterisierung bzw. Kalibrierung wünschenswert, dass exakt ein einziges Beschleunigungsereignis auf den Prüfling einwirkt.

Durch die präzise Steuerbarkeit des piezoelektrischen Erregers ist es möglich, die reflektierenden Wellen auszulöschen. Dazu muss die identische Vorgehensweise, wie in Abbildung 3.14 dargestellt, genutzt werden. Nach der Zeit T (Gl. 3.8) muss das ursprüngliche Aktoransteuersignal invertiert erneut ausgegeben werden.

Ein beispielhaftes Ergebnis dieser Vorgehensweise ist in Abbildung 3.16 dargestellt. Der blaue Graph zeigt den Beschleunigung-Zeit-Verlauf am Stabende nach einmaliger Ansteuerung des Aktors. Nach ca. 1 ms ist eine Reflektion mit einer Amplitude von ungefähr 2000 m/s² messbar.

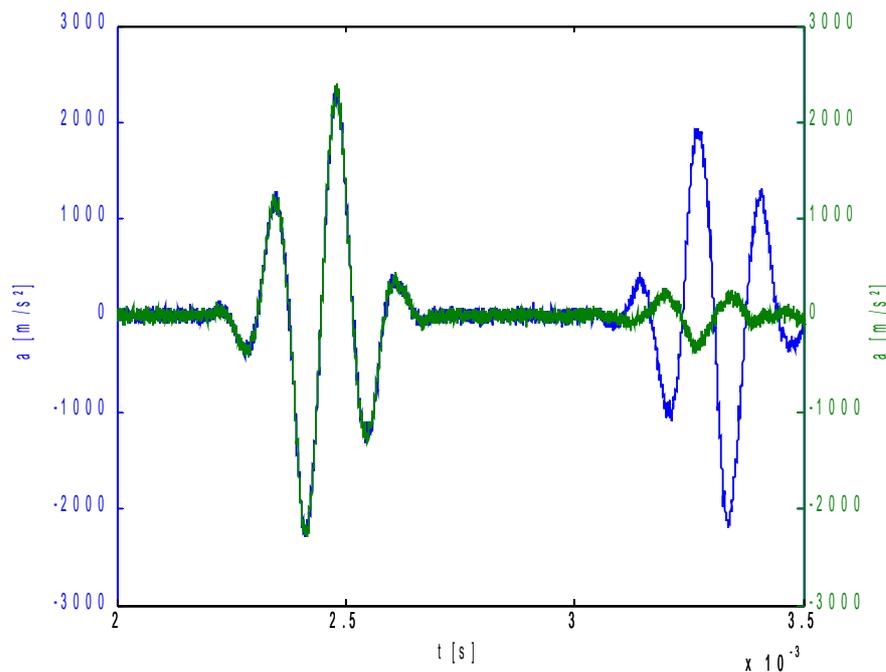


Abbildung 3.16.: Auslöschung der Reflektionen, normaler Betrieb: blaue Kurve, Auslöschung: grüne Kurve

Der grüne Graph zeigt die Beschleunigung am Stabende nach identischer ursprünglicher und nach der Dauer T invertierter Ansteuerung des Aktors. Die Amplitude der Reflektion ist auf ca. 200 m/s² reduziert worden.

Mit der beschriebenen Vorgehensweise der einfachen Invertierung des Ansteuersignales lässt sich die Amplitude der Reflektionen nicht weiter reduzieren. Die Ursachen dafür sind die Veränderung der Gestalt der Welle beim Durchlaufen des Stabes und bei der Reflektion am durch den Aktor abgeschlossenen Stabende. Durch Berücksichtigung dieser Gestaltsänderung durch ein analytisches oder iteratives Verfahren könnte die Reflektion vollständig ausgelöscht werden.

3.5 Zusammenfassung der Leistungsparameter

Nachfolgend werden die gemessenen Leistungsparameter des Prototypen zusammengefasst und bewertet. Die erreichten Leistungsdaten werden in Tabelle 3.1 mit den in Kapitel 2.1.4 aufgestellten Anforderungen verglichen.

Parameter	Anforderung	Erreichte Daten
Beschleunigungsdauer	100 – 400 μs	40 – 240 μs
Beschleunigungsamplitude	20 m/s^2 bis maximal erreichbar	10 – 100.000 m/s^2
Signalform	sinusförmiger Dipol	sinusförmiger Burst

Tabelle 3.1. Vergleich von Anforderungen und erreichten Daten

Die aufgestellten Anforderungen ergeben sich aus praxisnahen Bedingungen des Kalibrierbetriebs. Die Gegenüberstellung von Anforderung und erreichten Parametern zeigt, dass der aufgebaute Prototyp in der Lage ist Teilbereiche dieser Anforderungen zu erfüllen. Die darstellbare Signalform ist sehr gut für Kalibrierungen geeignet, die Abweichung von der aufgestellten Anforderung kann somit akzeptiert werden. Die erreichte Beschleunigungsdauer genügt nicht vollständig den Anforderungen. Die Hauptursache dafür ist die begrenzte Aktorkraft. Die Möglichkeit, kürzere Beschleunigungsdauern als gefordert zu erzeugen, eröffnet bei der Kalibrierung interessante neue Perspektiven.

Der Parameter Beschleunigungsamplitude ist ebenfalls direkt von der Aktorkraft abhängig. Die erreichten Daten sind in Abbildung 3.17 für eine nähere Erläuterung dargestellt.

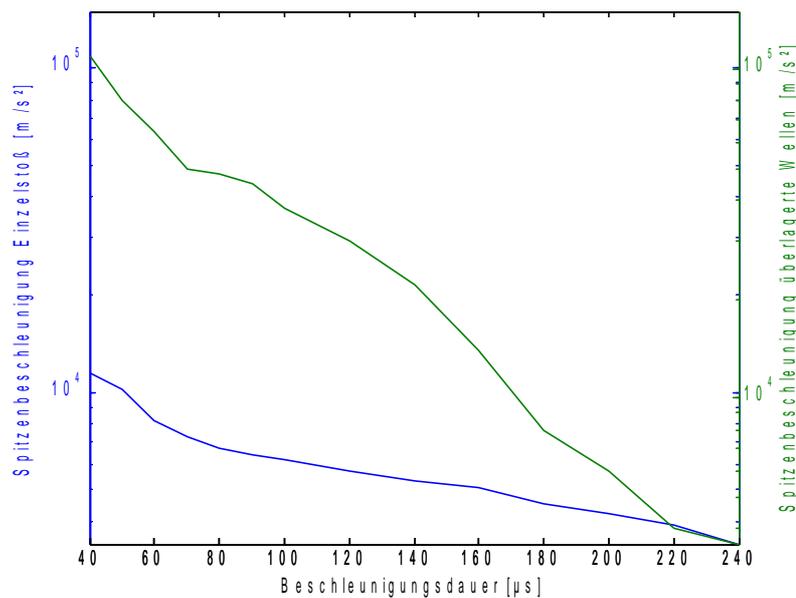


Abbildung 3.17.: Erreichbare Spitzenbeschleunigung in Abhängigkeit der Beschleunigungsdauer

In Abbildung 3.17 ist die erreichbare Spitzenbeschleunigung über der jeweiligen Beschleunigungsdauer aufgetragen. Der blaue Graph stellt die durch einen Einzelstoß erreichbaren Spitzenwerte, der grüne Graph die durch überlagerte Wellen erreichbaren Spitzenwerte dar. Zu beachten ist, dass die Ordinate logarithmisch skaliert ist. Die Spitzenwerte der Anregung mit überlagerten Wellen sind bis zu 10-fach größer als die Spitzenwerte eines Einzelstoßes.

Die Unterscheidung der beiden Verfahren ist hier so deutlich ausgeführt, da eine praktische Anwendbarkeit der Methode der überlagerten Wellen nur eingeschränkt gegeben ist. Durch die aufwändige Einstellung des Zeitversatzes zwischen den Impulsfolgen ist es derzeit nicht möglich, jede beliebige Beschleunigungsdauer mit überlagerten Wellen zu erzeugen. Für ausgewählte Beschleunigungsdauern können die gefundenen Werte des Zeitversatzes in einer Tabelle festgehalten werden.

Die durch die blaue Kurve gekennzeichneten Werte der Spitzenbeschleunigung können für jede angegebene Beschleunigungsdauer realisiert werden. Das bedeutet, dass die durch die Fläche unter der blauen Kurve dargestellten Parameter frei anwählbar sind.

Eine weitere Aussage aus Abbildung 3.17 ist die starke Abhängigkeit der Spitzenbeschleunigung von der Beschleunigungsdauer. Diese Abhängigkeit resultiert aus der Übertragungsfunktion eines Stabes (vergl. Gl. 1.15).

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Gesamtheit der Eigenschaften des aufgebauten Prototypen eine neuartige Kalibrierqualität bieten. Insbesondere die elektrische Steuerbarkeit von Signalform, Beschleunigungsdauer und -amplitude sowie die hohe Reproduzierbarkeit auch bei kleinsten Signalpegeln stellen auf dem Anwendungsgebiet eine Neuheit dar.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Ausgangspunkt der Arbeit war, dass mit verfügbaren Erregern zur stoßförmigen Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern mit Amplituden $> 5.000 \text{ m/s}^2$ nicht komplett zufriedenstellend kalibriert werden kann.

Unabhängig von technischen Details kann gesagt werden, dass mit der erarbeiteten Methode zur Erzeugung von stoßförmigen Beschleunigungssignalen eine neuartige Kalibriererregungsqualität entstanden ist. Durch die prinzipbedingt hohe Reproduzierbarkeit sowie elektrisch steuerbaren Beschleunigungsparameter hebt sich der Erreger deutlich vom Stand der Technik ab.

Für die Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern mit Amplituden $> 5.000 \text{ m/s}^2$ wird üblicherweise das Hopkinson-Stab-Prinzip eingesetzt. Das Hopkinson-Stab-Prinzip basiert auf der Wellenausbreitung in einem langen (ca. 2 m), dünnen ($< 25 \text{ mm}$) Stab. Die Welle wird mit einem mechanischen Kraftstoß erzeugt.

Anders als bei elektrodynamischen Erregern zur sinusförmigen Kalibrierung, die elektrisch in Amplitude und Frequenz regelbar sind, sind herkömmliche Hopkinson-Stab-Kalibriererregungsgeber aufgrund des mechanischen Aufbaus schwer steuerbar. Aus dem mechanischen Aufbau resultieren weiterhin Verschleiß sowie mangelhafte Reproduzierbarkeit als negative Eigenschaften.

Das Anliegen der Arbeit war folglich, den maßgeblichen Teil dieser Unzulänglichkeit, den mechanischen Kraftstoß, durch eine alternative Methode zur Anregung von Wellen in Stäben, eine elektrisch steuerbare Aktorik, zu ersetzen. Um eine geeignete Aktorik auswählen zu können, war es notwendig, die Vorgänge im Erreger zu analysieren und beschreibbar zu machen.

Ein Hauptteil der Arbeit war die Erstellung eines Modells des klassischen Hopkinson-Stabes. In aufwändigen Experimenten wurde das Modell validiert und die Grenzen der Gültigkeit des Modells ermittelt. Aus einem Versuchsaufbau zur Validierung des Modells ist in weiterführenden Arbeiten ein sehr leistungsstarker Kalibriererregungsgeber auf Basis des klassischen Hopkinson-Stab-Prinzips entstanden [SPE1].

Der zwangsläufig folgende Schritt war die Auswahl geeigneter Aktorik zur Erzeugung eines dem Kraftstoß analogen Kraft-Zeit-Verlaufs. Grundlage dieser Auswahl war die Ausarbeitung von Anforderungen an die Aktorik. Dazu wurden mit praxisnahen Anforderungen an die Beschleunigungssignale mit Hilfe des Stabmodells Anforderungen an die notwendigen Kraft-Zeit-Verläufe ermittelt. Mit den aus den Kraft-Zeit-Verläufen extrahierten Parametern konnten mit Hilfe theoretischer Untersuchungen geeignete Aktorprinzipien ausgewählt werden. Zwei Aktortypen wurden aufgrund der Eignung in einem miniaturisierten Aufbau experimentell untersucht:

magnetostriktiver Aktor

piezoelektrischer Aktor.

Beide Aktorprinzipien sind geeignet Wellen in Stäben zur Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern zu erzeugen. Durch das präzise steuerbare Aktorverhalten lassen sich Wellen im Stab erzeugen, deren Parameter Beschleunigungsdauer und -amplitude variierbar sind. Vor allem aus Gründen der Energieeffizienz fiel die endgültige Auswahl auf das piezoelektrische Aktorprinzip.

Mit einem geeigneten piezoelektrischen Aktor erfolgte der Aufbau eines funktionsfähigen Prototypen. Anhand dieses Aufbaus sollte der Ansatz der Arbeit, den mechanischen Kraftstoß durch eine elektrisch steuerbare Aktorik zu ersetzen, hinsichtlich der Praxistauglichkeit bewertet werden. Die Untersuchung und Vermessung des Prototypen zeigte, dass dieser Ansatz der Arbeit in einem großen Parameterbereich realisiert worden ist. Die elektrisch präzise steuerbaren stoßförmigen Beschleunigungssignale stellen eine Neuheit auf diesem Gebiet der Kalibrierungen dar und eröffnen dem Anwender damit völlig neue Möglichkeiten. Die Probleme, wie Abhängigkeit der Beschleunigungsdauer von der Beschleunigungsamplitude, mangelhafte Reproduzierbarkeit oder Verschleiß, die sich bei konventionellen mechanischen Systemen ergeben, sind mit dem erarbeiteten Aufbau nicht mehr existent. Der einzige Nachteil des derzeitigen Aufbaus ist, dass die absoluten Leistungsdaten der Beschleunigungsamplitude bezüglich der konventionellen mechanischen Erreger ca. 50 % geringer ist. Die Gesamtheit der Eigenschaften ist jedoch so überzeugend, dass eine Weiterentwicklung des Aufbaus zur Beseitigung dieses Nachteils sehr sinnvoll ist.

Insbesondere zum Verständnis der technischen Grenzen und der Weiterentwicklung des Aufbaus wurde ein Modell entwickelt, das die entstandene Aktorikeinheit beschreibt. Mit Hilfe des Modells des piezoelektrischen Antriebs und experimentellen Untersuchungen konnte die Ursache der Leistungsgrenzen eindeutig identifiziert werden. Anhand des Modells kann das Gesamtsystem beschrieben und somit auch effizient weiterentwickelt werden. Auswirkungen etwaiger Überarbeitungen des Kalibriererregers lassen sich vor einer prototypischen Realisierung abschätzen.

Vom jetzigen Arbeitsstand ausgehend ist hauptsächlich eine Steigerung der Leistung des Kalibriererregers sinnvoll. Ein kompletter Ersatz der mechanischen Systeme zur Erregung von Beschleunigungen mit Amplituden von mehreren Millionen m/s^2 scheint mit dem piezoelektrischen Erregerprinzip nicht sinnvoll zu sein. Das oben genannte Leistungsdefizit, das lediglich eine Verdoppelung der Beschleunigungsamplitude fordert, muss jedoch beseitigbar sein. Die wichtigsten Arbeiten dafür sind:

- Implementierung eines leistungsfähigeren Aktors

- Erstellung einer Software Engine zur Ansteuerung des Aktors

Durch einen leistungsfähigeren Aktor können höhere Kraftamplituden in den Stab eingepreßt und damit höhere Beschleunigungspegel erzeugt werden. Die Entwicklung eines speziellen Leistungsverstärkers würde die Leistungsgrenzen ebenfalls erheblich verschieben. Eine Software Engine zur Ansteuerung des Aktors kann die Effizienz des bestehenden Systems bei der

Überlagerung von Wellen erheblich steigern. Relevant ist hier insbesondere die Berücksichtigung der dynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems zur Vorherbestimmung der optimalen Wellenform zur Überlagerung von Wellen.

Anhang A

Anhang A

Im Anhang der Arbeit werden die aufgebauten Simulationsmodelle näher erläutert. Alle Simulationen sind mit *Matlab/Simulink* durchgeführt worden. Nachfolgend werden die relevanten Parameter der Simulation erläutert.

Als *Solver* Typ wurde ein *Fixed Step* Typ gewählt, damit die zeitliche Zuordnung zu abgetasteten Messwerten eindeutig ist. Die *Step Size* entspricht bei einer Abtastfrequenz von z. B. 5 MHz 0,0000002 s. Die *Step Size* muss der jeweilig verwendeten Abtastfrequenz entsprechen. Als *Solver* wurde ein Runge-Kutta Verfahren gewählt (ode4). Eine Variation des Solvers brachte keine Veränderung der Rechenergebnisse. Die Unterschiede in der Rechenzeit waren vernachlässigbar.

Alle anderen Simulationseinstellungen wurden auf den voreingestellten Werten belassen.

Erläuterung Stoßmodell

Das Modell zur Berechnung des Stoßvorgangs, das den Kraft-Zeit-Verlauf beim Stoß zweier Körper beschreibt, ist in nachfolgender Abbildung dargestellt. Das Modell besteht aus zwei gekoppelten Feder-Masse-Schwingern.

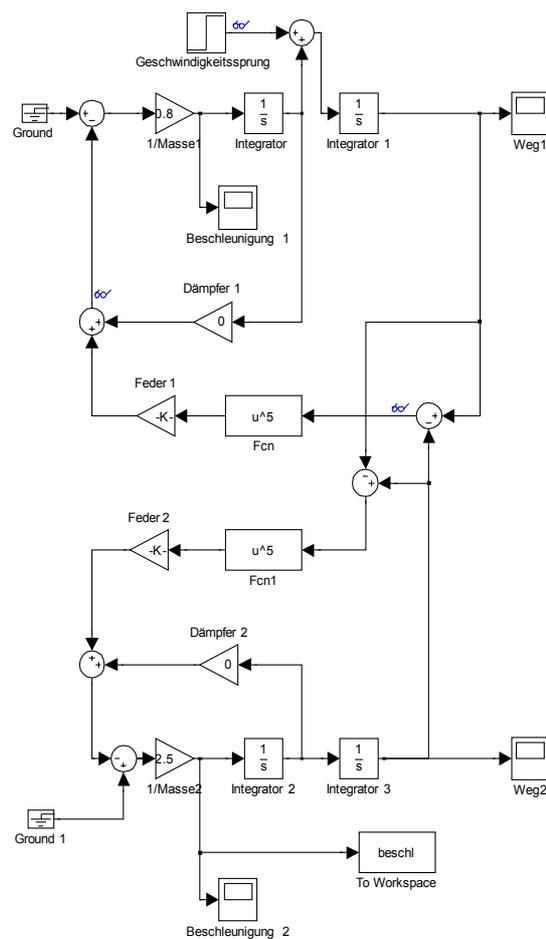


Abbildung 4.1: Simulink Blockschaltbild der Simulation des Stoßvorgangs

Anhang A

Eingangsparameter des Modells ist die Anfangsgeschwindigkeitsdifferenz der stoßenden Körper, die jeweiligen Massen, die Kontaktsteifigkeit sowie die Dämpfung des Kontaktes. Ausgangsgrößen sind die jeweils hervorgerufenen Beschleunigungs- Zeit-Verläufe, aus denen die wirkenden Kräfte berechnet werden können. Im obigen Modell ist eine Federnichtlinearität fünfter Ordnung dargestellt. Zu Untersuchungszwecken sind die Steifigkeiten dem jeweiligen Körper mit *Feder1* und *Feder2* umgesetzt. In der Nachbildung des realen Systems kann jedoch eine gemeinsame Steifigkeit verwendet werden.

Erläuterung Gesamtmodell

Das Gesamtmodell des klassischen Hopkinson-Stabes besteht aus dem Stoßmodell und dem Übertragungsverhalten des Stabes (vgl. Gl. 1.15).

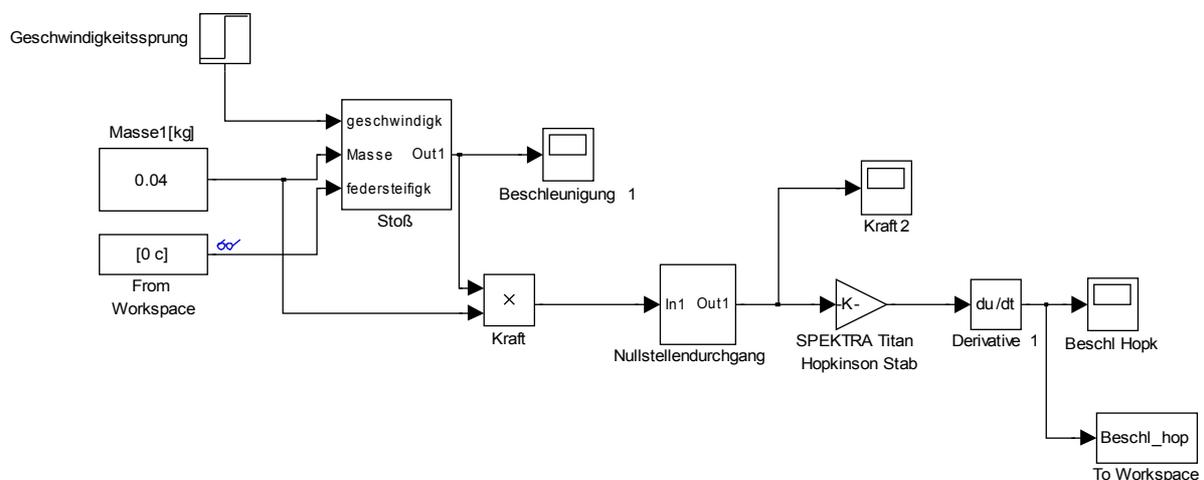


Abbildung 4.2: Simulink Blockschaltbild der Simulation des Gesamtmodells

Das Stoßmodell ist zu einem Untermodell *Stoß* zusammengefasst worden. Eingangsparameter des Modells sind: Masse des Projektils, Kontaktsteifigkeit der Stoßpartner und die Ausgangsgeschwindigkeit des Projektils. Aus dem Beschleunigungs-Zeit-Verlauf des Projektils wird durch Multiplikation mit der Projektilmasse der auf den Stab wirkende Kraft-Zeit-Verlauf berechnet. In einer weiteren Operation wird aus der kontinuierlichen Schwingung durch Detektion des Nulldurchgangs und Nullsetzten des weiteren Signalverlaufs ein transientes Signal erzeugt. Der weitere Teil berechnet gemäß Gl. 1.15 den Beschleunigungs-Zeit-Verlauf am Ende des Hopkinson-Stabes. Diese Werte werden zur Weiterverarbeitung im Matlab Workspace gespeichert.

Erläuterung Modell Piezoantrieb

In Abbildung 4.3 ist das *Simulink* Blockschaltbild der Simulation des Piezoantriebes dargestellt. Die Eingangsgrößen des Modells sind ein Spannungs- Zeit- Verlauf, der aus dem *Matlab Workspace* geladen wird, sowie sämtliche Parameter des Piezoantriebes. Die zugehörigen Werte sind in Kapitel 3.2.1 aufgeführt. So lassen sich die Reaktion des Systems sowohl auf synthetische als auch auf aus Realmessungen resultierenden Spannungs-Zeit-Verläufen bestimmen.

Anhang A

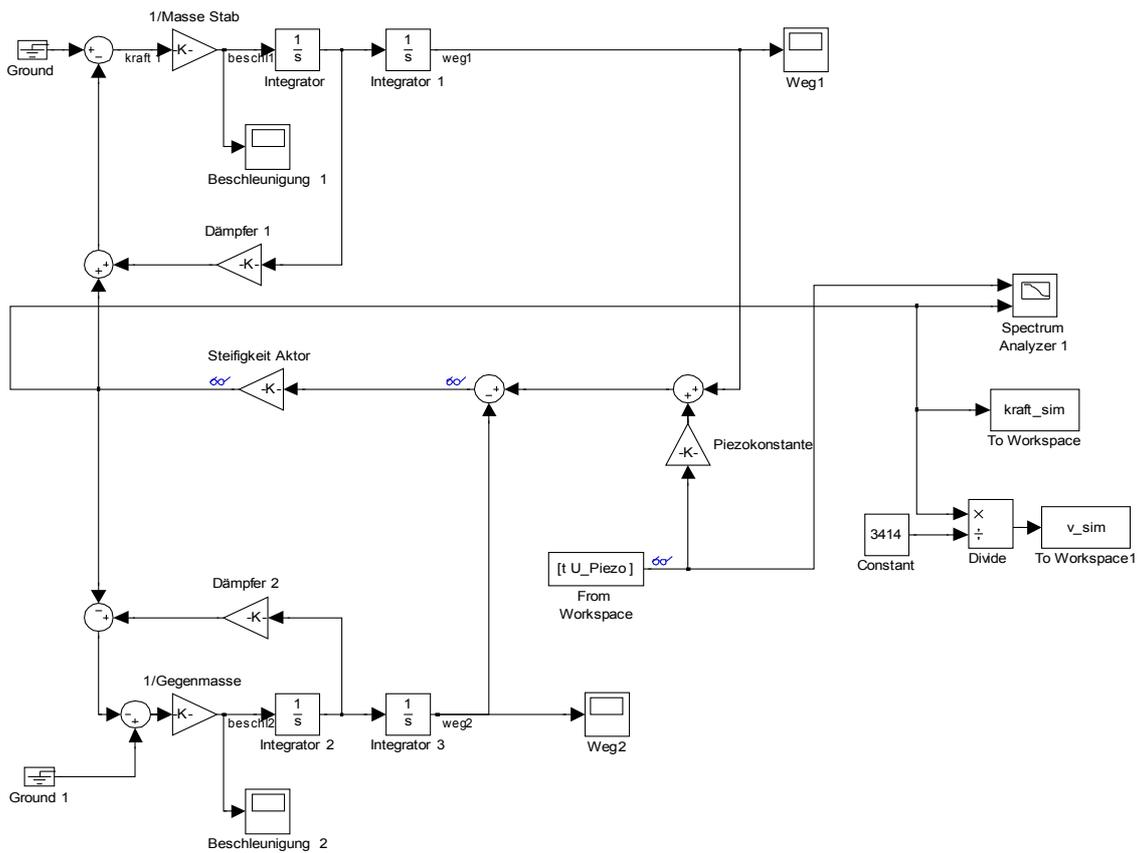


Abbildung 4.3: Simulink Blockschaltbild der Simulation des Piezoantriebs

Mit Hilfe des *Simulink Spectrum Analyzer* lässt sich die Übertragungsfunktion des Systems sofort bestimmen. Für weiterführende Analysen wird die Kraft des Aktors und die Schwinggeschwindigkeit des Stabendes in den *Matlab Workspace* geladen.

Literaturverzeichnis

- ISO1: International Standard, ISO 16063-22, 2005
- DAVI: Davies R. M., A critical study of the Hopkinson pressure bar, 1947
- KOLS: Kolsky H, An investigation of the mechanical properties of materials at very high rates of loading, 1949
- ENDE: Plankley R., Wilson J., Handbuch der Schock und Vibrationsmesstechnik, 1992
- PTB2: Internetquelle, http://www.ptb.de/de/org/1/_index.htm, 5.9.2008,
- PTB1: Weißenborn C., Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern bei mehrachsiger Anregung, 2001
- GRAF: Graff, K. F., Wave Motion in elastic Solids, 1975
- PETR: Petrinic N., Solid Mechanics - Impact engineering, 2001
- SHPB: Kaiser A., Advancement in the Split Hopkinson Bar Test, 1998
- FREN: Frenz H., Wehrstedt A. , Kennwertermittlung für die Praxis, 2003
- LOVE: Love, A. E. H., A Treatise on the mathematical theory of elasticity, 1927
- INAT: Paland E. G., Technisches Taschenbuch, 1998
- HERT: Hertz H., Ueber die Berührung fester elastischer Körper, 1881
- BERG: Berger F., Gesetz des Kraftverlaufes beim Stoß, 1924
- SPE1: SPEKTRA, Datenblatt SPEKTRA HOP-HS, 2008
- IWAN: Iwanczik M., Entwicklung eines Resonators zum Kalibrieren von Beschleunigungssensoren, 2007
- PTB3: Link, Bruns, Modellgestützte Kalibrierung von Beschleunigungsaufnehmern, 2007
- PHYS: PI, Piezoaktorik und Nanopositionierung, 2007
- JANO: Janocha H., Schommer M., Rekonstruktion der Belastung eines magnetostriktiven Aktors durch Signalanalyse, 2004
- ETRE: ETREMA, Datenblatt Magnetostriktiver Aktor, 2008
- WIKI: Internetquellle, <http://de.wikipedia.org/wiki/Formged%C3%A4chtnis-Legierung>, 2008,
- FGMV: Yong Liu, Form-Gedächtnis Mikroventile mit hoher Energiedichte, 2003
- PEEV: Mayer-Salfeld S., Piezogesteuertes Forschungs Einspritzsystem für direkteinspritzende PKW-Diesel Motoren , 2004

Anhang A

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.:	Schematischer Aufbau eines Kalibriersystems	3
Abbildung 1.1.:	Prinzipskizze Endevco 2973A	6
Abbildung 1.2.:	Prinzipskizze PTB Stoßbeschleunigung Normalmesseinrichtung 100.000 m/s ²	7
Abbildung 1.3.:	PTB Stoßbeschleunigung Normalmesseinrichtung 100.000 m/s ² [PTB2]	8
Abbildung 1.4.:	Blockschaltbild des Modells	9
Abbildung 1.5.:	Stabmodell	10
Abbildung 1.6.:	Verschiebung von Massepunkten im Stab	11
Abbildung 1.7.:	Kraft (grün)- und Beschleunigungs (blau)-Zeit-Verlauf am Hopkinson-Stab	13
Abbildung 1.8.:	Spitzenbeschleunigung bei konstanter Kraft unterschiedlicher Impulsbreite	15
Abbildung 1.9.:	Versuchsaufbau zur Validierung des Stabmodells	17
Abbildung 1.10.:	Originalwerte des Versuchs am 10 mm Stab, Kraft: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve	18
Abbildung 1.11.:	Kraft (blau) und theoretische Kraft (grün) am 10 mm Stab	19
Abbildung 1.12.:	Kraft (blau) und verschobene theoretische Kraft (grün) am 10 mm Stab	19
Abbildung 1.13.:	Originalwerte des Versuchs am 25 mm Titan Stab, Kraft: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve	20
Abbildung 1.14.:	Kraft (blau) und verschobene theoretische Kraft (grün) am 25 mm Titan Stab	20
Abbildung 1.15.:	Originalwerte des Versuchs am 20 mm Titan Stab, Kraft: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve	21
Abbildung 1.16.:	Kraft (blau) und verschobene theoretische Kraft (grün) am 20 mm Titan Stab	22
Abbildung 1.17.:	langer Kraftimpuls, Kraft: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve	23
Abbildung 1.18.:	Vergleich DMS (blau) und Lasermessung (grün) 60 µs langer Impuls	24
Abbildung 1.19.:	Vergleich DMS (blau) und Lasermessung (grün) 30 µs kurzer Impuls	25
Abbildung 1.20.:	Stoßvorgang - Hammer Amboss Prinzip	26
Abbildung 1.21.:	Prinzipskizze Stoßpendel	28
Abbildung 1.22.:	Realer Beschleunigungsverlauf am Stoßpendel	28
Abbildung 1.23.:	Berechneter Beschleunigungsverlauf am Stoßpendel	29
Abbildung 1.24.:	Funktionsweise des Versuchsmusters zur Validierung des Hopkinson-Stab Modells	32
Abbildung 1.25.:	SPEKTRA HOP-HS	33
Abbildung 1.26.:	Vergleich von gemessener (grün) und berechneter (blau) Beschleunigung am Stabende	34
Abbildung 2.1:	Definition von Beschleunigungsdauer und -amplitude	38
Abbildung 2.2:	Amplitudengang 2270	39
Abbildung 2.3:	Kalibrierung eines 2270 mit unterschiedlichen Kalibriereinrichtungen	40

Anhang A

Abbildung 2.4.:	Beschleunigungs-Zeit-Verlauf und zugehöriger Kraft-Zeit-Verlauf	43
Abbildung 2.5.:	Isolinienplot der notwendigen Aktorkraft	44
Abbildung 2.6:	Versuchsaufbau zur Ermittlung des Aktorstellweges	45
Abbildung 2.7:	Notwendiger Aktorstellweg	45
Abbildung 2.8:	Isolinienplot des notwendigen Aktorstellweges	46
Abbildung 2.9:	Piezoelektrischer Effekt - Verschiebung der Gitterstruktur	48
Abbildung 2.10:	Inverser piezoelektrischer Effekt - Längenänderung	48
Abbildung 2.11:	Magnetostriktiver Effekt – Umklappen der Weiß'schen Bezirke	50
Abbildung 2.12:	Magnetostriktiver Effekt - Längenänderung	50
Abbildung 2.13.:	Form-Gedächtnis Effekt [WIKI]	52
Abbildung 2.14:	Hydraulischer Aktor – prinzipielle Wirkungsweise	53
Abbildung 2.15:	Versuchsaufbau zur Bewertung der Aktorprinzipien	56
Abbildung 2.16:	Versuchsaufbau magnetostriktiver Aktor	57
Abbildung 2.17:	Magnetostriktiver Aktor – Testimpuls, Spannung: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve	59
Abbildung 2.18:	Magnetostriktiver Aktor - Beschleunigungsimpuls	60
Abbildung 2.19.:	Magnetostriktiver Aktor – Verlauf der mechanischen Energie	61
Abbildung 2.20:	Magnetostriktiver Aktor – Verlauf der elektrischen Energie	61
Abbildung 2.21:	Versuchsaufbau piezoelektrischer Aktor	62
Abbildung 2.22:	Befestigung des piezoelektrischen Aktors	63
Abbildung 2.23:	Piezoelektrischer Antrieb als Zweimassenschwinger	64
Abbildung 2.24:	Übertragungsfunktion des piezoelektrischen Antriebs	64
Abbildung 2.25:	Piezoelektrischer Aktor Testimpuls, Spannung: grüne Kurve, Beschleunigung: blaue Kurve	65
Abbildung 2.26:	Piezoelektrischer Aktor – Verlauf der mechanischen Energie	66
Abbildung 2.27:	Piezoelektrischer Aktor – Verlauf der elektrischen Energie	67
Abbildung 3.1.:	Verwendeter piezoelektrischer Aktor	70
Abbildung 3.2.:	Gesamtaufbau	70
Abbildung 3.3.:	Beispielhaftes Ergebnis der Modellierung des Piezoantriebs, Spannung: blaue Kurve, Kraft: grüne Kurve	73
Abbildung 3.4.:	Versuchsaufbau zur Validierung des Aktormodells	74
Abbildung 3.5:	Vergleich F-Gegenmasse (grün) und F-Laser (blau)	75
Abbildung 3.6.:	Zeitlicher Verlauf der elektrischen Spannung am Aktor	77
Abbildung 3.7.:	Amplitudenspektrum der elektrischen Spannung am Aktor	77
Abbildung 3.8.:	Vergleich des berechneten (blau) und des gemessenen (grün) Amplitudengangs	78
Abbildung 3.9.:	Vergleich des berechneten (blau) und des gemessenen (grün) Phasengangs	79
Abbildung 3.10.:	Minimale Beschleunigungsamplitude	82
Abbildung 3.11.:	Verzerrtes (blau) und unverzerrtes (grün) Beschleunigungssignal	83
Abbildung 3.12.:	Spitzenbeschleunigung in Abhängigkeit der Beschleunigungsdauer	84
Abbildung 3.13.:	Regelung der Impulsformen, gesteuerter Betrieb: blaue Kurve, geregelter Betrieb: grüne Kurve	85
Abbildung 3.14.:	Vergrößerung der Beschleunigungsamplitude durch Überlagerung von Wellen	88
Abbildung 3.15.:	Überlagerung von 10 Wellen, Kraft: grüne Kurve,	

Anhang A

	Beschleunigung: blaue Kurve	89
Abbildung 3.16.:	Auslöschung der Reflektionen, normaler Betrieb: blaue Kurve, Auslöschung: grüne Kurve	90
Abbildung 3.17.:	Erreichbare Spitzenbeschleunigung in Abhängigkeit der Beschleunigungsdauer	92
Abbildung 4.1:	Simulink Blockschaltbild der Simulation des Stoßvorgangs	96
Abbildung 4.2:	Simulink Blockschaltbild der Simulation des Gesamtmodells	97
Abbildung 4.3:	Simulink Blockschaltbild der Simulation des Piezoantriebs	98

Anhang A

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1.	Eigenschaften des Stoßpendels	28
Tabelle 1.2.	Vergleich von berechneten und gemessenen Beschleunigungs- verläufen des Ambosspendels	29
Tabelle 1.3.	Technische Daten des Versuchsmusters	33
Tabelle 1.4.	Vergleich von gemessener und berechneter Beschleunigung des Stabendes	35
Tabelle 2.1	Anforderungen an die Aktorik und der Stand der Technik	54
Tabelle 3.1.	Vergleich von Anforderungen und erreichten Daten	91