

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Leichtbau

**Zur Modellierung und Reduktion
schockinduzierter Strukturschwingungen
und deren Nutzung zur Schadensindikation**

Dipl.-Ing. (FH) Christoph Michael Zauner, M.Sc.

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor – Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.rer.nat. Ulrich Walter

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Baier

2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Heinz Ulbrich

Die Dissertation wurde am 10.02.2010 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 10.09.2010 angenommen.

Danksagung

Ich möchte mich bei allen, die mich bei meiner Arbeit unterstützt haben, bedanken. Im Besonderen sind dies:

- H. Prof. Dr. Horst Baier, für die wissenschaftliche Betreuung und die interessante und lebhaftige Zeit am Lehrstuhl für Leichtbau
- den Werkstatt- und Labormitarbeitern, für die volle Unterstützung bei allen experimentellen und messtechnischen Aufgabestellungen
- den wissenschaftlichen Assistenten für die schöne Zeit auch neben dem Forschen und Promovieren
- H. Markus Reindl, für die enge Zusammenarbeit in den vielen herausfordernden Projekten der KRP-Mechatec Engineering GbR, in der ich von Anfang an mit tätig war und deren Entwicklung ich mitgestalten durfte
- meinen Kollegen bei der KRP-M für die aktive und kreative Zusammenarbeit
- allen Studenten, die in Semester- und Diplomarbeiten einzelne Aspekte der Arbeit mit Leben erfüllt haben
- H. Prof. Dr. Klaus Schliekmann (FH-Regensburg) dafür, dass er mein Interesse an der Dynamik und FEM geweckt hat und für die Bestärkung, mich nach meinem FH-Studium an die Universität zu wagen
- meinen Eltern, die die Grundlagen zu meinem Werdegang von der Realschule über die Ausbildung zum Industriemechaniker, der Berufsoberschule, dem Studium an der FH-Regensburg und dem Aufbaustudium an der TU-München bis zur Promotion am Lehrstuhl für Leichtbau geschaffen haben und mir dabei stets zur Seite standen
- meinen Geschwistern Philipp und Carolin fürs Korrekturlesen und für die "Wie weit bist du schon?" und "Wann bis du fertig?"
- unseren Kindern Florian und Alexander, fürs die Geduld wenn ich zum "Doktorarbeit schreiben" ging
- und meiner Frau Karin dafür, dass wir schon viele Herausforderungen zusammen gemeistert haben, und dies auch in Zukunft tun werden

Kurzfassung

Schockinduzierte Strukturschwingungen bilden die Grundlage dieser Arbeit. Als Schocks werden hier kurzzeitige transiente Schwingungen mit hohen Beschleunigungsamplituden und wellenartiger Ausbreitung in Festkörpern bezeichnet. Sie können durch transiente Kraftimpulse, spontane Freigabe gespeicherter Dehnungsenergie oder mechanische Anschläge ausgelöst werden. In Leichtbaustrukturen, die sich durch optimierte Steifigkeit, geringes Gewicht und durch geringe Dämpfung auszeichnen, führen transiente Schockanregungen zu starken Strukturschwingungen. Meistens ist die Struktur weniger gefährdet als die darauf montierten Komponenten, wie z.B. Sensoren, Elektronik, Optik und Mechanismen. Vor diesem Hintergrund werden eine statistische Modellierungsmethode, verschiedene Maßnahmen zur Amplitudenreduktion und ein Verfahren zur schockbasierten Schadensindikation vorgestellt.

Es folgt eine kurze Erläuterung der drei Arbeitsschwerpunkte.

Zur Modellierung von Schockbelastungen wird ein statistisches Verfahren, die "Statistical Energy Analysis For Shock Simulation" (SEAFOSS), entwickelt, das die maximale transiente Schwingungsantwort innerhalb einer Struktur mit Hilfe des Schockantwortspektrums (SRS) wiedergibt. Damit berücksichtigt die SEAFOSS, die auf der klassischen Statischen Energie Analyse (SEA) basiert, die Erfordernisse hochtransienter Vorgänge. Die Abbildung der Reibverbindungen, die bei der Schockübertragung wichtig sind, wird durch die Berücksichtigung der beteiligten Eigenformen der Reibpartner verbessert. Der Vorteil der SEAFOSS, im Vergleich zu anderen Simulationsverfahren wie der Finite Elemente Methode (FEM), liegt in der reduzierten und damit effizienten Beschreibung der Struktur und der guten Implementierbarkeit experimenteller und numerisch (FEM) ermittelter Material- und Strukturparameter.

Zur Reduzierung und Entkopplung der Schockübertragung auf Strukturbauteile und Verbindungselemente werden verschiedene Methoden erarbeitet. Dabei wird sowohl numerisch als auch experimentell gezeigt, dass sich die entwickelten und untersuchten strukturintegrierten Absorptionselemente zur Amplitudenreduktion im Übertragungsweg eignen. Eine Kombination von viskoser Dämpfung und Reibung wird bei Isolatoren und Anschlagdämpfern verwendet. Am Beispiel eines Raumfahrtmechanismus zeigt diese Kombination eine deutliche Effektivitätssteigerung im Vergleich zu herkömmlichen viskoelastischen Elementen.

Eine Methode zur Schadensindikation durch die messtechnische Erfassung von Schockwellen wird untersucht. Sensoren und Signalanalyseverfahren zur Detektion und Lokalisation von Schäden werden entwickelt, angewendet und miteinander verglichen. Basierend darauf wird ein Reibprüfstand instrumentiert um damit eine Überwachung von beschichteten Gleitkörpern durch körperschallbasierte Schadensidentifikation zu realisieren. Das, bei Beschichtungsverschleiß auftretende, Haftgleiten (stick-slip) erzeugt dabei Schockwellen, welche messtechnisch erfasst und anschließend ausgewertet werden.

Abstract

Shock induced vibrations are the key topic of this thesis. Shocks are high amplitude high frequency transient vibrations propagating within components and structures. Instant release or transition of potential or kinetic energy may be the source of such phenomena. The reduction of shock energy induced to the structure is a fundamental goal especially in low damping light weight structures. Shock induced vibrations do not endanger the structure itself but are critical for mounted sensitive components as sensors, electronics, optics and mechanisms. Against this background methods for the modeling and reduction of shocks as well as for shock based damage detection are developed within this thesis.

A summary of the three fields of study is given bellow.

A statistical modelling technique based on the shock response spectrum has been developed. The "Statistical Energy Analysis For Shock Simulation" (SEAFOSS) is based on the classical Statistical Energy Analysis (SEA), but takes into account the transient character of shock induced vibrations. The simulation of friction couplings, having a strong impact in shock propagation, has been improved by taking into account the mode shapes of the friction partners. This and the compact and efficient simulation model together with the easy implementation of experimentally and numerically (FEM) determined material and structural parameters make the SEAFOSS a preferable simulation tool for shock-induced structural vibrations.

Elements for the reduction and isolation of shocks applicable in the complete propagation path have been developed. Such as structural integrated absorbers that have shown by experimental and numerical analysis to be able to reduce the shock propagation in a defined frequency range. Also the performance of isolators and dampers has been improved by a combination of viscous damping and friction. Exemplary application on a space mechanism showed significant improvements with respect to conventional viscoelastic elements.

It is shown that shock waves can also be employed for damage detection. Acoustic sensors and data processing schemes are applied and evaluated for detecting and also localising failures. An acoustic monitoring system based on structure-borne sound has therefore been implemented in a friction test setup.

It can be stated that the presented shock simulation, reduction and monitoring methods are beneficial for solving shock-induce vibration problems.

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der Bilder	3
Verzeichnis der Tabellen	5
Abkürzungen und Formelzeichen	6
1 Einleitung	9
1.1 Ziel der Arbeit	9
1.2 Aufbau der Arbeit	9
2 Grundlagen schockinduzierter Strukturschwingungen	11
2.1 Ausbreitung von Schocks	11
2.1.1 Definition und mathematische Beschreibung	11
2.1.2 Schallgeschwindigkeit von Festkörperwellen	12
2.1.3 Wirkung von Impedanzübergängen bei der Wellenausbreitung	13
2.1.4 Schadenslokalisierung mittels Laufzeitmessung von Schockwellen	14
2.2 Schockdatenreduktion und -interpretation	14
2.2.1 Fourierspektrum bei harmonischen Schwingungen	14
2.2.2 Schockantwortspektrum bei schockinduzierten Schwingungen	15
2.3 Mechanik der Schock- und Schwingungsreduktion	17
2.3.1 Isolation sensibler Komponenten	17
2.3.2 Tilgung durch Schwingungsabsorber	21
2.3.3 Viskose Dämpfung	21
2.3.4 Strukturelle Dämpfung	21
2.4 Beschreibungsebenen von Simulationsmodellen	22
2.5 Statistische Energie Analyse zur Beschreibung des Energieaustauschs	24
2.5.1 Grundlagen der SEA	24
2.5.2 Ermittlung der SEA-Parameter, Subsystemenergien und -leistungen	27
2.5.3 Annahmen, Voraussetzungen und Grenzen der SEA	29
2.5.4 Verbindungen mit nicht konservativer Kopplung in der SEA	30
2.6 Finite Elemente Methode (FEM) und Zeitintegrationsverfahren als Referenzverfahren	30
3 Stand der Wissenschaft	32
3.1 Entstehung und Auswirkung mechanischer Schocks	32
3.2 Darstellung spezielle Modellierungsmethoden für mechanische Schocks	32
3.2.1 Analytische und numerische Verfahren	33
3.2.2 Empirische Methoden	34
3.2.3 Statistische Verfahren	35
3.2.4 Vergleich der vorhandenen Methoden und Zielsetzung des entwickelten Verfahrens	37
3.3 Messung und Quantifizierung von Schockbelastung	39
3.4 Reduktionsprinzipien von Schockbelastung	40
3.4.1 Aktuelle Entwicklungen in der Raumfahrt	40
3.4.2 Schock- und Schwingungsdämpfer im Bauingenieurwesen	42
3.4.3 Schockuntersuchungen durch Falltests bei elektronischen Instrumenten	43
3.5 Verfahren zur Schall- und schwingungsdiagnostische Schadensindikation	44
4 Modifizierung der statistischen Modellierung zur Schocksimulation	46
4.1 Grenzen der FEM und Motivation für ein neues Schockmodellierungsverfahren	47

4.1.1	Ausbreitung von Schocks in Strukturelemente	47
4.1.2	Übertragung von Schocks über Strukturverbindungen.....	50
4.1.3	Bewertung, Diskussion und Ausblick der untersuchten FEM-Modellierungsvarianten	54
4.2	Entwicklung eines neuen statistischen Schocksimulationsverfahrens	55
4.2.1	Motivation und Anforderungen des Schocksimulationsverfahrens.....	55
4.2.2	Modellierungsansatz basierend auf der SEA.....	56
4.2.3	Analytische und empirische Basis des neuen Verfahrens.....	57
4.2.4	Entwicklung einer effizienten Modellerstellung und numerischen Umsetzung.....	58
4.3	Modalbasierte Berücksichtigung nichtkonservativer (verlustbehafteter) Kopplung.....	61
4.4	Verifikation des neuen Verfahrens zur Schocksimulation	65
4.4.1	Korrelation mit empirischen Daten.....	65
4.4.2	Korrelation anhand von experimentellen und numerischen Untersuchungen.....	66
4.5	Anwendungen und Vergleich des neuen Verfahrens zur Schocksimulation.....	70
4.5.1	Entwicklung und Simulation strukturintegrierter Absorber zur Schockreduktion	71
4.5.2	Effizienter Einsatz des Verfahrens in der Entwicklung einer Satellitenstruktur	74
4.5.3	Analyse der Schockausbreitung in dem Spulensystem eines Fusionsexperimentes.....	76
4.6	Bewertung, Diskussion und Ausblick.....	82
5	Reduktionsprinzipien bei der Schockerzeugung und -übertragung.....	84
5.1	Schockreduktion im strukturellen Übertragungsweg.....	84
5.2	Minimierung der Schockerzeugung durch mechanischer Anschläge	85
5.2.1	Anforderungen, Topologie und Material	86
5.2.2	Simulation	87
5.2.3	Experiment.....	88
5.2.4	Bewertung und Anwendung.....	89
5.3	Entwicklung eines strukturintegrierten Absorbers	92
5.3.1	Anforderungen, Konzeptstudie und Aufbau des Absorberelementes	92
5.3.2	Simulation der Schockausbreitung und -reduktion mittels FEM	94
5.3.3	Experimentelle Untersuchung der Wirkungsweise und Reduktionsfähigkeit	95
5.3.4	Anwendung, Zusammenfassung und Ausblick von strukturintegrierten Absorbern	97
5.4	Methodik zur Auslegung und Entwicklung von Schockisolatoren.....	100
5.4.1	Motivation, Entwurf, Auslegung und Materialien bei der Isolatorenentwicklung.....	100
5.4.2	FEM-Simulation in der Isolatorenentwicklung bei Schockbelastung	106
5.4.3	Experimentelle Untersuchung zur Wirkungsweise und Wirksamkeit von Isolatorformen	109
5.4.4	Vergleich, Bewertung und Ausblick	113
5.5	Allgemeine Grundsätze, Zusammenfassung und Bewertung	113
6	Schockbasierte Schadensindikation von Beschichtungen	115
6.1	Hintergrund der Untersuchungen	115
6.2	Schadensart und einhergehende Schockinduktion.....	117
6.2.1	Versagen von Gleitbeschichtungen	117
6.2.2	Akustische Emissionen durch Haftgleiten in der Verschleißphase.....	118
6.3	Untersuchung der akustische Pfade und Sensoren.....	119
6.4	Detektion eines Schadens.....	122
6.5	Lokalisierung des Schadens	124
6.6	Bewertung und Diskussion.....	126
7	Diskussion und Ausblick	127
8	Literaturverzeichnis.....	128

Verzeichnis der Bilder

Abb. 2-1 Transmission und Reflektion einer Welle bei einem Impedanzsprung.....	13
Abb. 2-2 Berechnung des Schockantwortspektrum (SRS)	15
Abb. 2-3 Beschleunigungsdaten (l. o.) und entsprechendes Schockantwortspektrum	16
Abb. 2-4 Mechanisches Ersatzsystem des Isolators (links) und Tilgers (rechts).....	17
Abb. 2-5 Vergrößerungsfunktion V_2 für harmonische Anregung (links) und transiente Überhöhung auf den Halbsinus (rechts) bei verschiedenen Dämpfungen über die Abstimmung η des Isolators.....	19
Abb. 2-6 Zusammenhang zwischen maximaler Federkraft F_m und maximaler Verformung δ_m	19
Abb. 2-7 Schwingungsmoden von Platten (oben) und Balken (unten) zur SEA Modellierung	24
Abb. 2-8 Leistungsflussbeziehung zwischen zwei Subsystemen	25
Abb. 2-9 SEA Modell für verlustbehaftete Kopplung [72].....	30
Abb. 3-1 SRS verschiedener pyrotechnischer Komponenten (Pyros) und Abstandsskalierung [51].....	34
Abb. 3-2 Empirische Skalierung des SRS auf den Abstand von der Quelle [51].....	35
Abb. 3-3 FEM-Kopplungen in AUTOSEA2 [84].....	37
Abb. 3-4 Bewertung und Ausgangsform der Modellierungsverfahren	37
Abb. 3-5 Schockmessung (links und mittig) eines Freigabemechanismus (rechts).....	39
Abb. 3-6 SRS eines Freigabemechanismus (verschiedene Konfigurationen)	39
Abb. 3-7 Shock stop Element [87] zur Dämpfung mechanischer Endanschläge, angewandt an der LSRU ..	41
Abb. 3-8 Schadensbilder bei Erdbeben (links: Torsionsversagen, rechts: Bodenverflüssigung).....	42
Abb. 3-9 Schock- und Schwingungsdämpfer im Bauwesen.....	42
Abb. 3-10 Verpackungstypen (links), Versuchsaufbau (mitte) und Ergebnisse von Falltests (rechts)	43
Abb. 4-1 Prozess zur Ermittlung des notwendigen Modellierungsgrades in der FEM	47
Abb. 4-2: Versuchsaufbau des Sandwich-Balkens (Anregung F(t) und Sensoren S1 und S2)	48
Abb. 4-3: Beschleunigungsverlauf Sensor S1 (links) und Sensor S2 (rechts), FEM-Variante 3.....	50
Abb. 4-4: Darstellung des Sandwichbauteils (links), Anregung (r, o) und Schwingungsantwort (r, u).....	52
Abb. 4-5: Beschleunigung für Sensor 2 (links) und 3 (rechts), Verbindung 2	53
Abb. 4-6 SRS für Sensor S2 (links) und S3 (rechts), Verbindung 2.....	54
Abb. 4-7 SRS Reduktion von Verbindung 2 (SRS _{nach} /SRS _{vor} ; empirisch (schwarz), Messung, Simulation)...	54
Abb. 4-8 SEAF OSS Modellierungsansatz	56
Abb. 4-9 Größenskalierter interner Verlustfaktor.....	58
Abb. 4-10 Ergebnisdarstellung, Eingabemaske und Eigenfrequenzsuche mit der SEAF OSS-GUI	59
Abb. 4-11 Nichtkonservative Kopplung durch Reibung.....	61
Abb. 4-12 Modale Dichte eines 1,5 m Stahlbalkens, Dicken- (links) und Richtungsabhängigkeit (rechts)....	63
Abb. 4-13 Kopplungspunkte 1 bis 5 am Balken	63
Abb. 4-14 Versuchsaufbau zur Bestimmung der nicht-konservativen Kopplungsverlustfaktoren.....	64
Abb. 4-15 FCLF verschiedener Kopplungspunkte	64
Abb. 4-16 Verifikation der SEAF OSS mittels empirisch belegter Daten	65
Abb. 4-17 Testaufbau (links), Sensorpositionen, Auswertepfad (mitte) und Hammerimpuls (rechts)	66
Abb. 4-18 Schockantwort entlang des betrachteten Ausbreitungspfad.....	67
Abb. 4-19 Darstellung der Wellenausbreitung, Reflexion und Dissipation.....	67
Abb. 4-20 Zeitantwort und SRS an einer Platte aus Messung und SEAF OSS-Simulation.....	68
Abb. 4-21 Eigenfrequenzselektion mit Abstandskriterium (links), Auswahl mit Abstand 7 (rechts).....	69
Abb. 4-22 Ermittelter Kopplungsverlustfaktor (links) und interner Verlustfaktor (rechts) für die Stahlplatte ...	69
Abb. 4-23 SEAF OSS-Ergebnisdarstellung (links) und Vergleichsdiagramm (rechts) bei 3400Hz.....	70
Abb. 4-24 Aufbau und Funktionsweise eines strukturintegrierten Absorbers	71
Abb. 4-25 SEAF OSS-Modell des strukturintegrierten Absorbers (39- und 3 Elemente).....	72
Abb. 4-26 ILF eines Absorberbalkens	72
Abb. 4-27 Schockverlauf in einem strukturintegrierten Absorber entlang der Ausbreitungsrichtung.....	73
Abb. 4-28 Reduktionsmechanismus eines Absorbers, dargestellt im Schockantwortspektrum	73
Abb. 4-29 FE-Modell mit Komponenten (links), SEAF OSS Analyse (rechts) des MMM Orbiters.....	74
Abb. 4-30 Schockverteilung bei 1000Hz für Separation (links) und Freigabe (rechts)	74
Abb. 4-31 Einbindung von Schocksimulation in den Entwurfsprozess von Leichtbaustrukturen.....	75
Abb. 4-32 Versuchsaufbau und FE-Model (links), Wickelpaket nummeriert, innerer Bereich (rechts).....	76
Abb. 4-33 Zustandsraummodell zur Schocksimulation einer Spule	77
Abb. 4-34 Glockenmodes bei 3483Hz einer nichtplanaren Spule (links) und modale Konstanten (rechts) ...	77
Abb. 4-35 Experimentell ermittelte modale Dichte und ermittelter Dämpfungsverlustfaktor.....	78
Abb. 4-36 Versuch zur Bestimmung der SEA-Parameter an supraleitender Spule	79
Abb. 4-37 Verteilung der Schockantwort am Wickelpaket (Knoten 47).....	80
Abb. 4-38 Stoßausbreitung in einem Spulensystem, räumlich (links) und als Verlaufsplot (rechts).....	82

Abb. 5-1 Übertragungsweg einer Schockbelastung	84
Abb. 5-2 Schematische Darstellung der Anschlagdämpfung und Anwendung an der LSRU	85
Abb. 5-3 Realer und idealisierter Kraftverlauf eines mechanischen Anschlags bei gleichem Impuls/Fläche	85
Abb. 5-4 FE-Modell des Absorbers der Topologie 6 vor (links) und während (rechts) des Kontakts	87
Abb. 5-5 Versuchsaufbau zur Untersuchung von Anschlagabsorbern	88
Abb. 5-6 Vergleich plastischer und elastischer Absorber	89
Abb. 5-7 Numerische Ergebnisse für verschiedene Topologien mit RTV S691 (10:1)	90
Abb. 5-8 Versuchsergebnisse für die effizientesten Kombinationen aus Topologie und Material	90
Abb. 5-9 Reduktion der Schockemission eines Mechanismus durch viskoelastische Anschlagdämpfer	91
Abb. 5-10 Integration und Abmaße des Absorberbalkens	93
Abb. 5-11 Aufbau des Absorberelements als FE-Modell mit den Bewertungspunkten "pre" und "post"	93
Abb. 5-12 Reduktion um 36% bei einer 10kHz Anregung mit Absorberbalken.....	94
Abb. 5-13 Absorber- und Balkenschwingung	95
Abb. 5-14 Reduktion im Schockantwortspektrum durch Absorberbalken	95
Abb. 5-15 Experimenteller Aufbau und Sensorik zur Vermessung von Absorberbalken	96
Abb. 5-16 Durchlauf einer Schockwelle durch einen Balken ohne Absorberelemente	96
Abb. 5-17 Gemessene (15%, links) und berechnete (13%, rechts) Amplitudenreduktion	97
Abb. 5-18 Anwendungsschema eines strukturintegrierten Absorbers und FEM-Auslegungsmodells	98
Abb. 5-19 Effektivität von Absorberbalken bei flächenhafter Anwendung	98
Abb. 5-20 Magnetaktuator als Beispiel für eine zu Isolierende Komponente.....	100
Abb. 5-21 Schockantwort auf 2000Hz Halbsinus Anregung (rechts Ausschnitt)	101
Abb. 5-22 Transiente Anregung und Antwort des ungedämpften Isolators	101
Abb. 5-23 Schockantwort eines Halbsinus, Bereich für Isolatorauslegung (rechts).....	102
Abb. 5-24 Schockantwort eines 460Hz EMS auf Anregung mit 750g / 2000Hz	102
Abb. 5-25: Auslösecharakteristik der ungedämpften Magnetaktuatoren	104
Abb. 5-26 Realisierung progressiver Kennlinie durch geometrische Nichtlinearität.....	105
Abb. 5-27 FEM Model eines kammartigen Isolators mit Koordinatensystem.....	106
Abb. 5-28: Anregungsimpuls (aus Messung) und Antwort (FEM) für einen 2,5mm Vollprofil Isolator	107
Abb. 5-29 Isolatoreigenschaften für verschiedene Materialien und Geometrien	108
Abb. 5-30: Vergleich des verformten Zustands mit dem Ausgangszustand	108
Abb. 5-31: Einfluss der Schrägstellung der Stege.....	109
Abb. 5-32 Versuchsaufbau mit Aktuatordummies (links) und gedämpft gelagerter Aktuator (rechts)	110
Abb. 5-33 Vergleich der Dämpfer mit 2,5 mm Dicke und Lamellenstruktur	110
Abb. 5-34 Übersicht über die Versuchsergebnisse ausgewählter Dämpfer	111
Abb. 5-35 Übersicht über die Versuchsergebnisse ausgewählter Dämpfer.....	112
Abb. 5-36 Vergleich zwischen Simulation und Experiment, Übersicht (links), Beispiel (rechts)	113
Abb. 6-1 Wendelstein 7-X (links), Spulensystem (mittig) und Engstellenstützen (rechts)	115
Abb. 6-2 Engstellenstützen eines Fusionsexperimentes, Gegenfläche (links) und Pad (rechts).....	116
Abb. 6-3 Schnittdarstellung einer Engstellenstütze bestehend aus Gegenfläche und Pad	117
Abb. 6-4 Phasen des Reibverhaltens der untersuchten Beschichtungen	118
Abb. 6-5 Haft- und Gleitreibung in den drei Phasen (je ein Zyklus)	118
Abb. 6-6 Reibungsschwingen und akustische Emission	119
Abb. 6-7 Ausbreitungspfade von akustischen Emissionen zur Überwachung von Beschichtungen	119
Abb. 6-8 Körperschallsensor zur Messung in Bauteilen (Marco GmbH).....	120
Abb. 6-9 Sensoren (3) zur akustischen Überwachung eines Reibexperimentes.....	121
Abb. 6-10 Akustische Emission bei stick-slip, gemessen mit Körperschallsensoren.....	122
Abb. 6-11 Akustische Emission bei stick-slip, gemessen mit Dehnungsmessstreifen.....	123
Abb. 6-12 Korrelation der modifizierten Dehnungssignale mit den akustischen Signalen	123
Abb. 6-13 Früherkennung von Schäden mittels akustischer Überwachung	124
Abb. 6-14 Ermittlung des Laufzeitunterschiedes.....	125
Abb. 6-15 Prüflinge (links) und Laufzeitunterschied (rechts).....	125

Verzeichnis der Tabellen

Tab. 2-1 Schallgeschwindigkeit wichtiger Materialien [89]	12
Tab. 2-2 Nichtlineare Federkennlinien bei der Isolatorauslegung [30]	20
Tab. 2-3 Übersicht über interne Verlustfaktoren einiger Materialien [44][83]	28
Tab. 3-1 Entstehungsursachen mechanischer Schocks	32
Tab. 3-2 Vergleich der wichtigsten Methoden zur Schockmodellierung	38
Tab. 3-3 Vergleich einiger Inspektionsverfahren [74]	45
Tab. 4-1 Modellierungsvarianten des Sandwichbalkens	48
Tab. 4-2 Modale Verifikation der drei Modellierungsvarianten eines Sandwichbalkens	49
Tab. 4-3 Transiente Berechnungsergebnisse der drei Modellierungsvarianten des Sandwichbalkens	49
Tab. 4-4 Modellierungsvarianten von Verbindungen	51
Tab. 4-5 Modale Verifikation der drei Modellierungsvarianten einer Schraubverbindung	51
Tab. 4-6 Transiente Berechnungsergebnisse der drei FEM-Modellierungsvarianten der Verbindung	53
Tab. 4-7 Umfang der Funktionen des entwickelten Softwaretools	60
Tab. 4-8 Vergleich der Modelle zur transienten Antwortrechnung	81
Tab. 4-9 Vergleich des reduzierten SEAFOSS-Modells mit dem realen W7-X Spulensystem	81
Tab. 5-1 Untersuchte Absorbtopologien	86
Tab. 5-2 Kennwerte der untersuchten viskoelastischen Materialien (lt. Hersteller-Datenblätter)	87
Tab. 5-3 Vergleich der maximalen Kontaktkräfte zwischen FEM und Versuch	91
Tab. 5-4 Mögliche Konfigurationen zur Reflexion von Schockwellen in der Struktur	92
Tab. 5-5 Geometrie der untersuchten Dämpferstrukturen	104
Tab. 5-6: Wichtige Kenngrößen der verwendeten Materialien (nach Herstellerangaben)	105
Tab. 5-7 Bewertung der verschiedenen Reduktionsmöglichkeiten	114
Tab. 6-1 Konfiguration der Reibpartner von W7-X Engstellenstützen	116
Tab. 6-2 Parameter des experimentellen Versuchsaufbaus und der realen Belastung	117
Tab. 6-3 Eigenschaften der verwendeten Sensorik	121
Tab. 6-4 Rauschen und Empfindlichkeit der verwendeten Sensorik im Testaufbau	121
Tab. 6-5 Methoden der Schadenslokalisierung	124

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

ALF	Absolute Loss Factor (absoluter Verlustfaktor)
ANSYS	Software zur Finite-Elemente-Berechnung
CFL	Courant-Friedrichs-Lewy-Kriterium
CLF	Coupling Loss Factor (Kopplungsverlustfaktor)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DMS	Dehnungsmessstreifen
DOF, FHG	Degrees Of Freedom, Freiheitsgrade
EILF	Effektive Internal Loss Factor (effektiver interner Verlustfaktor)
EMS	Einmasseschwinger
FCLF	Friction Coupling Loss Faktor (Reibungskopplungsverlustfaktor)
FEM	Finite Elemente Methode
FRF	Frequency Response Function (Frequenzgangfunktion)
GUI	Graphical User Interface (Grafische Benutzeroberfläche)
ILF	Internal Loss Factor (Interner Verlustfaktor, Dämpfungsverlustfaktor)
IPP	Institut für Plasmaphysik
LS-Dyna	FE-Löser für explizite Analysen
LSRU	Low Shock Release Unit
MATLAB	Berechnungs- und Signalanalyse-Software (<i>Matrix Laboratory</i>)
SEA	Statistical Energy Analysis (Statistische Energie Analyse)
SEAFOSS	SEA for Shock Simulation (SEA zur Schocksimulation)
SEM	Smooth Energy Model
SRS	Shock Response Spectrum (Schockantwortspektrum)
W7-X	Wendelstein 7-X (Fusionsexperiment des Instituts für Plasmaphysik der Max-Planck Gesellschaft, Greifswald)
WIA	Wave Intensity Analysis
ZRD	Zustandsraumdarstellung

Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
\dot{x}, \ddot{x}	1. und 2. Ableitung nach der Zeit	
x', x''	1. und 2. Ableitung nach der räumlichen Koordinate	
A	Systemmatrix bei der Zustandsraumdarstellung	
B	Steuermatrix bei der Zustandsraumdarstellung	
c	Schallgeschwindigkeit	m/s
C	Beobachtungsmatrix bei der Zustandsraumdarstellung	
d	Dämpfungskonstante	Ns/m
D	Lehr'sches Dämpfungsmaß	-
D	Durchgangsmatrix bei der Zustandsraumdarstellung	
E	Elastizitätsmodul	N/m ²
E_x	Energie im Subsystem x	J
F	Kraft	N
f_A	Abtastfrequenz	1/s
f_b	Breite des Frequenzbandes	1/s
f_n	Eigenfrequenz	1/s
G	Schubmodul	N/m ²
I	Flächenträgheitsmoment	m ⁴
k	Federsteifigkeit	N/m
m	Masse	kg
n	Modale Dichte	s
P	Leistung	W
p	Druck	N/m ²
q	modale Koordinate	-
t	Zeit	s
u	Störung bei der Wellenausbreitung, z.B. Verschiebung	m
\underline{u}	Ausgangsgrößen bei der Zustandsraumdarstellung	
V	Volumen	m ³
v	Geschwindigkeit	m/s
W	Arbeit / Energie	J
x	räumliche Verschiebung	m
\underline{x}	Zustandsvektor	
X	räumliche Koordinate	m
\underline{y}	Eingangsgrößen bei der Zustandsraumdarstellung	
z	Anzahl der Frequenzbänder	-
Z	Mechanisch Impedanz	Ns/m
Δf	Frequenzbereich / Frequenzband / Frequenzunterschied	1/s
Φ	Eigenform	-
δ	Dichte	kg/m ³
ε	relative Dehnung	-
η'	Effektiver interner Verlustfaktor	-
η_i	Interner Verlustfaktor (ein Index)	-
η_{ii}	Totaler Verlustfaktor (gleiche Indizes)	-

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
η_{ij}	Kopplungsverlustfaktor (verschiedene Indizes)	-
λ	Wellenlänge	m
μ	Reibkoeffizient	-
ν	Querkontraktionszahl	-
τ	Transmissionskoeffizient	-
ω	Kreisfrequenz bzw. Eigenkreisfrequenz	1/s
ξ	Modale Dämpfung	-
ζ_r	reflektierter Anteil beim Impedanzübergang	-
ζ_t	transmittierter Anteil beim Impedanzübergang	-

1 Einleitung

In dieser Arbeit werden schockinduzierte Strukturschwingungen untersucht. Diese sind in der Strukturmechanik neben den statischen und verschiedenen dynamischen Belastungsarten anzutreffen. Eine ingenieurmäßige Behandlung dieser transienten hochfrequenten Strukturschwingungen wird notwendig, wenn sie sowohl erzeugt werden als zu Folgeschäden führen können. Neben der theoretischen Erarbeitung von Modellierungs- und Reduktionsprinzipien von schockinduzierten Strukturschwingungen wird ihre Umsetzung in verschiedenen Bereichen der Industrie und Forschung gezeigt.

1.1 Ziel der Arbeit

Modellierung, Schockreduktion und Schadensindikation stellen die drei Arbeitsschwerpunkte dar. Dabei wird zu jeder numerischen Betrachtung eine verifizierende experimentelle Untersuchung durchgeführt.

Es wird ein Modellierungsverfahren vorgestellt, das eine effiziente und für Vorauslegungen oder globale Betrachtungen ausreichend genaue Beschreibung schockinduzierter Strukturschwingungen bietet. Der Aufwand der numerischen Diskretisierungsverfahren und die Unzulänglichkeit der empirischen und klassischen statistischen Verfahren werden dabei umgangen.

Mit dem Ziel der Schockreduktion werden Methoden zur Minimierung der Schockerzeugung mechanischer Anschläge, zur Absorption im strukturellen Übertragungsweg und zur Isolation sensibler Bauteile erarbeitet.

Im Bereich der Schadensindikation wird eine Überwachung von Komponenten durch emittierte Schockwellen vorgestellt. Dabei wird sowohl die entsprechende Sensorik untersucht, als auch ein Signalanalyseverfahren entwickelt. Durch Auswertung von Laufzeitunterschieden ist neben einer Detektion auch eine Lokalisation von Schäden möglich.

1.2 Aufbau der Arbeit

Kapitel 2 zeigt die Grundlagen zur Schockausbreitung und zur Bewertung von Schockantworten. Es werden sowohl Schockisolation und -reduktion als auch die beiden Simulationsverfahren, statistische Energie Analyse und Finite Elemente Methode (FEM), erörtert.

In Kapitel 3 wird der aktuelle Stand der Technik anhand angewandter und neuer in der Literatur diskutierter Ansätze, Methoden und Verfahren wiedergegeben. Es wird auf Modellierungsmethoden transienter dynamischer Vorgänge eingegangen, auf Methoden zu Schockreduktion und auf Methoden zur Strukturüberwachung.

Basierend auf den Grundlagen und den, aus dem Stand der Technik abgeleiteten, Entwicklungsbedürfnissen wird in Kapitel 4 die Statistical Energy Analysis for Shock Simulation (SEAF OSS) vorgestellt. Die Anforderungen der transienten, hochfrequenten Strukturschwingungen und die Nachteile der FEM, die zu diesem neuen Verfahren motivieren, werden vorab besprochen.

Ein Verfahren zur verbesserten Abbildung der hier besonders wichtigen Reibverbindung wird vorgestellt und in die SEAFLOSS implementiert und es wird eine umfassende grafische Modellierungsumgebung mit der Software *Matlab*® entwickelt. Mit ihr wird die experimentelle und numerische Verifikation vollzogen und anhand dreier Anwendungsbeispiele die Praktikabilität und Effizienz dieser modifizierten Statistischen Energie Analyse (SEA) demonstriert.

In Kapitel 5 wird die Reduktion von Schockbelastungen behandelt. Es gibt drei primäre Einflussmöglichkeiten bei der Schockausbreitung: die Erzeugung, die strukturelle Übertragung und die Isolation. Dazu werden viskoelastische Dämpfungselemente eingesetzt, welche die viskose Dämpfung mit der dissipierenden Wirkung der Reibung im hohen Frequenzbereich kombinieren. Die Effektivität dieser Dämpfungselemente wird durch Anwendung als Isolator und bei der Dämpfung mechanischer Anschläge gezeigt. Des Weiteren werden strukturintegrierte Absorptionselemente zur Dissipation der Schockwelle im Übertragungsweg entworfen und sowohl numerisch als auch experimentell untersucht.

In Kapitel 6 wird die eine Methode zur Schadensidentifikation und –lokalisierung mittels Schockwellen erarbeitet. Es werden verschiedene Sensoren und Signalanalysemethoden verglichen und bewertet. Ein Reibprüfstand wird instrumentiert um damit eine Überwachung von beschichteten Prüflingen durch den bei Beschichtungsversagen auftretenden stick-slip Effekt zu ermöglichen.

In Kapitel 7 wird die Arbeit zusammengefasst, kritisch beleuchtet und ein Ausblick auf weitere Anwendungen der erarbeiteten Methoden gegeben.

2 Grundlagen schockinduzierter Strukturschwingungen

Hier werden die Grundlagen der Schockwellenausbreitung, der Bewertung von Schockantworten, der Schockreduktion, der Schockisolation und der beiden Modellierungsmethoden, SEA und FEM, kompakt dargelegt. Diese bieten dann die Basis für die Erstellung eines neuen Modellierungsverfahrens, die Erarbeitung von Schockreduktionsprinzipien und die Untersuchung von Schockwellen zur Schadensidentifikation und -lokalisierung.

2.1 Ausbreitung von Schocks

Die Kenntnis des Ausbreitungsverhaltens von Schock- oder Schallwellen in Festkörpern ist in allen drei Arbeitsbereichen Modellierung, Reduktion und Schadensindikation notwendig.

2.1.1 Definition und mathematische Beschreibung

Unter Schock versteht man einen kurzzeitigen und hochfrequenten Schwingungsvorgang, der sich wellenartig z.B. in einer mechanischen Struktur ausbreitet und dabei Energie transportiert. Wie die periodischen Wellen sind Stoß- bzw. Schockwellen durch ihre Amplitude u , Ausbreitungs- bzw. Schallgeschwindigkeit c und ihre Frequenz f bzw. Wellenlänge λ charakterisiert. Dabei werden zwei unterschiedliche Energieformen ineinander umgewandelt. Bei der Schallwelle wird Druck (potentielle Energie) in Bewegung (kinetische Energie) umgesetzt. Die Ausbreitung einer Störung u ist definiert durch die homogene Wellengleichung, die in einer räumlichen Koordinate X wie folgt lautet

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial X^2} \quad (2-1)$$

Leider lässt sich dieser analytische Zusammenhang nur zur Lösung sehr einfacher Problemstellungen direkt verwenden. Will man diese Differentialgleichung für reale Strukturen lösen, werden numerische Diskretisierungsverfahren, wie die Methode der finiten Elemente (siehe Kapitel 2.6), verwendet. Die damit erstellten Simulationsmodelle sind in ihrer Erstellung und Lösung häufig mit hohem Aufwand verbunden. In Kapitel 4 wird deshalb ein statistisches Modellierungsverfahren erarbeitet, womit die Schockausbreitung anhand ihres Energieflusses effizient beschrieben werden kann.

2.1.2 Schallgeschwindigkeit von Festkörperwellen

Die Schallgeschwindigkeit verknüpft die räumliche und zeitliche Ausbreitung einer Störung. Dadurch ist beispielsweise erst eine Schadenslokalisierung durch Laufzeitunterschiede möglich (siehe Kapitel 6). Für sie gilt

$$c = \lambda \cdot f \quad (2-2)$$

wobei λ die Wellenlänge und f die Frequenz der Schallwelle ist. Die hier behandelten hochfrequenten (z.B. 20.000Hz) Schockwellen haben eine kleine Wellenlänge (z.B. 0,3m in Stahl). Schallwellen in Festkörpern können sowohl longitudinaler als auch transversaler Natur sein. Für Longitudinalwellen hängt im isotropen Fall die Schallgeschwindigkeit in unbegrenzten Festkörpern von der Dichte ρ , der Poissonzahl ν und dem Elastizitätsmodul E des Festkörpers ab

$$c_{\text{Festkörper, longitudinal}} = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1-\nu-2\nu^2)}} \quad (2-3)$$

Im Spezialfall eines langen Stabes wird die Querkontraktion vernachlässigt und man erhält eine Näherung zu

$$c_{\text{Festkörper(langer Stab), longitudinal}} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2-4)$$

In Tab. 2-1 ist für einige Festkörper und Flüssigkeiten die longitudinale und transversale Schallgeschwindigkeit angegeben. Durch den fehlenden Schubmodul gibt es in Flüssigkeiten und Gasen keine reinen Transversalwellen.

Tab. 2-1 Schallgeschwindigkeit wichtiger Materialien [89]

Material	longitudinal [m/s]	transversal [m/s]
Stahl	5920	3255
Aluminium	5100	3080
Luft	343	-

Die aus der Literatur entnommene oder entsprechend (2-3) oder (2-4) berechnete Schallgeschwindigkeit dient z.B. in Kapitel 6.5 der Ermittlung des Schadensortes basierend auf einem gemessenen Laufzeitunterschied.

2.1.3 Wirkung von Impedanzübergängen bei der Wellenausbreitung

Impedanzübergänge lassen sich gezielt zur Schockreduktion im Übertragungsweg einer Schockwelle einsetzen (Kapitel 5.3.1). Die mechanische Impedanz Z_M ist der Widerstand eines Materials bei der Wellenausbreitung. Durch gezielten Einsatz von Impedanzübergängen kann sowohl eine hohe Reflexion zur Reduktion der Schockübertragung als auch eine gute Transmission zur Weiter- oder Ableitung einer Schockwelle erreicht werden. Sind Kraft und Geschwindigkeit in Phase, ist die mechanische Impedanz von Festkörpern Z_M eine reale Größe.

$$Z_M = c \cdot \rho = \sqrt{\rho E} \quad (2-5)$$

Beim Übergang einer mechanischen Welle zwischen unterschiedlichen Materialien kommt es dort abhängig von deren Impedanzen zu einer zumindest teilweisen Reflexion. Der transmittierte Anteil ζ_t berechnet sich wie folgt

$$\zeta_t = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad (2-6)$$

wobei sich die Welle vom Material 1 mit der Impedanz Z_1 in das Material 2 mit der Impedanz Z_2 ausbreitet. Der reflektierte Anteil entspricht

$$\zeta_r = 1 - \zeta_t \quad (2-7)$$

Eine feste Einspannung entspricht einer unendlichen Impedanz und damit einer Reflexion mit Vorzeichenumkehr, wohingegen ein freies Ende einer Impedanz von Null und damit einer vorzeichengleichen Reflexion entspricht. In Abb. 2-1 sind einige Fälle anhand farblich gekennzeichnete Ausbreitungsrichtungen, der von links ankommenden (blau), der reflektierten (rot) und der transmittierten (grün) Welle, dargestellt.

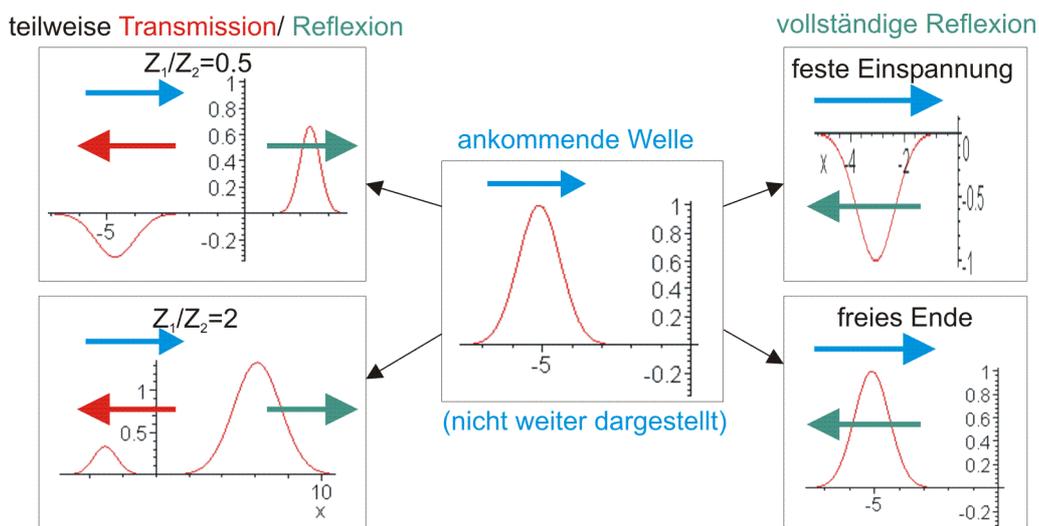


Abb. 2-1 Transmission und Reflexion einer Welle bei einem Impedanzsprung

Die vollständige Reflexion einer Schockwelle im strukturellen Übertragungsweg lässt sich leider nur in den seltensten Fällen realisieren. Deshalb werden in Kapitel 5.3 verschiedene Methoden und Bauweisen zur teilweisen Reflexion innerhalb eines Strukturbauteils untersucht.

2.1.4 Schadenslokalisierung mittels Laufzeitmessung von Schockwellen

Lokalisierungsalgorithmen werden zur Ortung akustischer Quellen durch die Auswertung der Laufzeitunterschiede von der Quelle zu einer verteilten Sensorik eingesetzt. Die Schockquellen sind bei der Strukturüberwachung die Schadensereignisse, z.B. das Versagen von Beschichtungen (Kapitel 6). Bei einem dreidimensionalen homogenen Körper und $i=1,\dots,N$ Sensoren lässt sich die Ankunftszeit einer akustischen Welle t_i^A am Sensor i wie folgt beschreiben:

$$t_i^A = \frac{|\underline{r}_i^S - \underline{r}|}{c_i} + t = \frac{\sqrt{(x_i^S - x)^2 + (y_i^S - y)^2 + (z_i^S - z)^2}}{c_i} + t \quad (2-8)$$

Wobei $\underline{r}_i^S = (x_i^S, y_i^S, z_i^S)$ die bekannte Position des Sensors i und $\underline{r} = (x, y, z)$ die unbekannte Position des Schadens ist. t ist die absolute Zeit des akustischen Ereignisses und c_i die Schallgeschwindigkeit auf dem akustischen Pfad von der Quelle zum Sensor i . Um die in (2-8) verbleibenden vier Unbekannten, die gesuchten Positionen des akustischen Ereignisses x, y, z und dessen Zeitpunkt t bestimmen zu können, sind mindestens vier unterschiedliche Ankunftszeiten $t_1^A \dots t_4^A$ an vier Sensoren notwendig [70]. Bei der in Kapitel 6 beschriebenen Schadenslokalisierung wurde eine Reduktion des Ausbreitungsmediums auf einen eindimensionalen Ausbreitungspfad vorgenommen, so dass eine Lokalisation mittels zweier Sensoren möglich ist.

2.2 Schockdatenreduktion und -interpretation

Schockdaten in der Form von Zeitschrieben der Beschleunigung oder Kraft sind schwer zu interpretieren. Bei dem vorgestellten Modellierungsverfahren und den untersuchten Schockreduktionsmethoden wird deshalb meist auf eine reduzierte Darstellung zurückgegriffen. Reduzierte Darstellungen werden unter anderem auch angewandt bei [30]:

- dem Vergleich von Messdaten mit theoretischen Vorhersagen und Berechnungsergebnissen
- der Verwendung der Strukturschwingung zur Komponentenauslegung
- der experimentellen Erzeugung eines Schocks

Als Reduktionsmethoden bieten sich das Frequenz- und vor allem das Antwortspektrum an.

2.2.1 Fourierspektrum bei harmonischen Schwingungen

Im Fourierspektrum wird das Signal als Überlagerung von Sinussignalen verschiedener Frequenz dargestellt [30]. Die Bestimmung der Fourierkoeffizienten erfolgt durch Integration des Signals über den gesamten Zeitbereich, wodurch es aber zu einer Mittelung über den gesamten Beobachtungszeitraum kommt. Kurzzeitige Spitzen, wie sie bei Schockbelastungen entstehen, werden so nur vermindert wiedergegeben. Sie wird bei der klassischen SEA und harmonischen Schwingungen verwendet, eignet sich aber nur bedingt zur Beschreibung der Schockausbreitung.

2.2.2 Schockantwortspektrum bei schockinduzierten Schwingungen

Das Schockantwortspektrum zeigt die Auswirkungen eines Schocks auf Einmasseschwinger (EMS) durch deren Maximalantwort bei Fußpunktanregung mit dem zu reduzierenden Zeitsignal. Die EMS unterschiedlicher Eigenfrequenz repräsentieren die dynamischen Eigenschaften der, auf der schockbelasteten Struktur montierten, Komponente. Die berechneten maximalen Schockantworten dienen zur Auslegung und zum Test dieser Komponenten [30], siehe Abb. 2-2. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird das Schockantwortspektrum (engl. shock response spectrum = SRS) verwendet, da es die kurzzeitigen Spitzen von Schockbelastungen sehr gut im Frequenzbereich wiedergibt. Das SRS wird in der Raumfahrt, der Erdbebenthematik, dem Transportwesen und in der Computerindustrie verwendet [34].

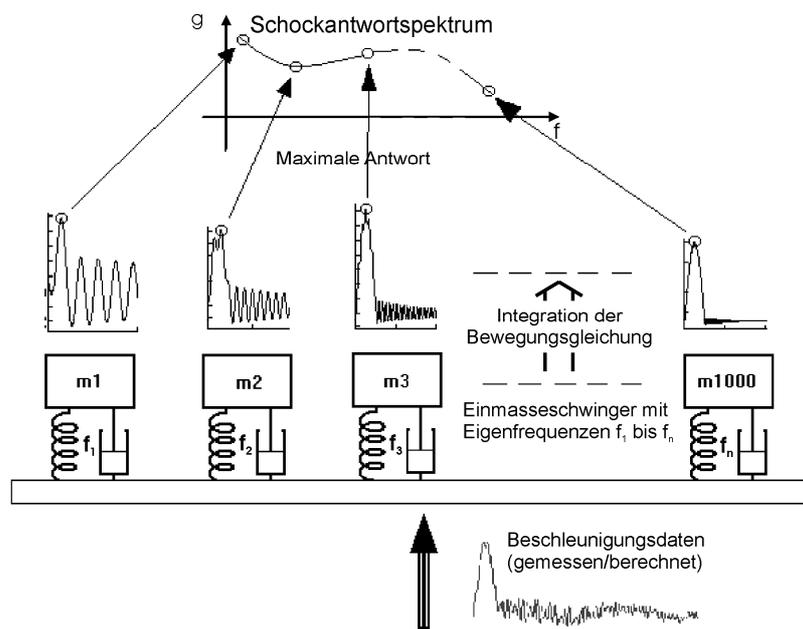


Abb. 2-2 Berechnung des Schockantwortspektrums (SRS)

Die Schwingungsantwort, die sich aus der transienten Fußpunktanregung ergibt, wird durch numerische Integration der Bewegungsgleichung eines Einmasseschwingers berechnet [34].

$$\ddot{z} + 2\zeta\omega_n \dot{z} + \omega_n^2 z = -\ddot{y}(t) \quad (2-9)$$

Dabei ist z die relative Bewegungskordinate zwischen Masse und Fußpunkt, ζ die verwendete Dämpfung, ω_n die analysierte Eigenfrequenz und $\ddot{y}(t)$ die gemessene Fußpunktbeschleunigung.

Die Durchführung und die Anforderungen von SRS-Berechnungen sind z.B. im MIL-STD-1540C, MIL-STD-810E und NASA-HDBK-7005 [51] festgelegt. Wichtige Parameter bei der Berechnung des SRS sind der:

- Q-Faktor (Quality Factor): damit wird die Dämpfung bzw. Überhöhung der EMS festgelegt. Üblicherweise wird ein Q-Faktor von 10 verwendet, was einer Dämpfung von 5 % entspricht, d.h. $Q = 1/(2\zeta)$.
- Frequenzbereich: minimale und maximale Eigenfrequenz der EMS, für welche die Schockantwort berechnet wird.
- Oktavstufelung: Verteilung der EMS-Eigenfrequenzen im Frequenzbereich. Die üblicherweise verwendete Oktavstufelung von 6 bedeutet, dass $f_{n+1} = 2^{1/6} f_n$.
- Abtastfrequenz: Um Fehler bei der Zeitintegration der Schwingungsantwort zu minimieren, wird empfohlen, die Beschleunigung an der Struktur (=Fusspunktbeschleunigung des EMS) mit mindestens dem 10-fachen der höchsten Frequenz der nachfolgenden SRS-Berechnung zu erfassen [22].

In Abb. 2-3 wird die auf einer Sandwichplatte gemessene Beschleunigung und das daraus berechnete SRS für den Auslösevorgang eines Freigabemechanismus, der Low Shock Release Unit (LSRU), gezeigt.

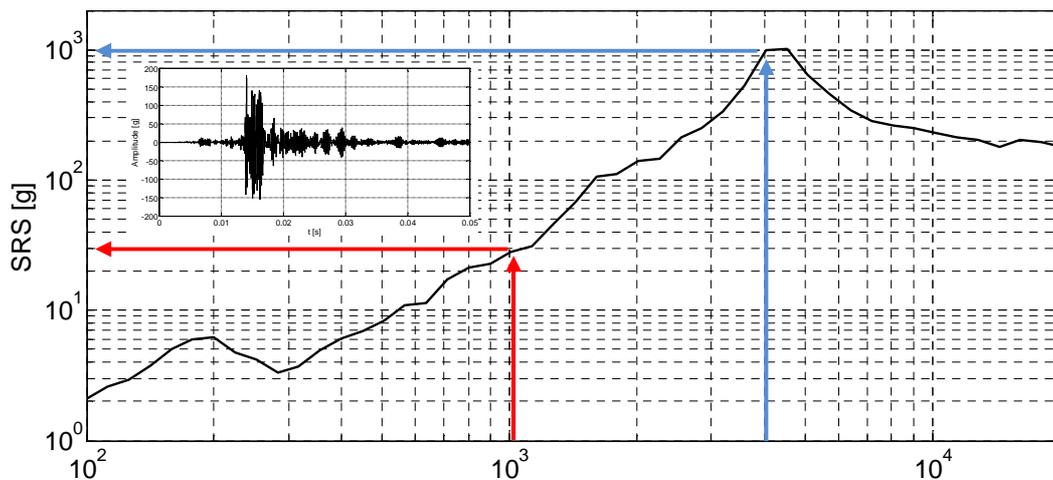


Abb. 2-3 Beschleunigungsdaten (l. o.) und entsprechendes Schockantwortspektrum

Eine am Messort der Beschleunigung montierte Komponente, die in Messrichtung eine Eigenmode bei einer Frequenz von 1000Hz bzw. 4000Hz hat, wird zu einer Schwingung mit einer maximalen Amplitude von 30g bzw. 1000g in diesem Mode angeregt.

Wie anhand des Beispiels gezeigt, eignet sich diese Datenreduktion mittels SRS sehr gut zur Interpretation und Bewertung von Schocklasten. In der vorgestellten Modellierungsmethode in Kapitel 4 wird sie deshalb auch zur Modellierung der Schockausbreitung eingeführt.

2.3 Mechanik der Schock- und Schwingungsreduktion

Die in Kapitel 5 erarbeiteten Schockreduktionsprinzipien und entsprechende Bauelemente basieren auf den folgend gezeigten Grundlagen zur Isolation und Tilgung für den Fall hochdynamischer transientser Belastungen (Schocks).

- Isolation (s. Kapitel 2.3.1 und Abb. 2-4 (links)):
 - Mechanische Entkopplung des schwingungsfähigen Systems von seiner Umgebung.
- Tilgung (s. Kapitel 2.3.2 und Abb. 2-4 (rechts)):
 - Hinzufügen von Tilgern, die in ihrer Eigenfrequenz dem System Energie entziehen und diese speichern und dissipieren.

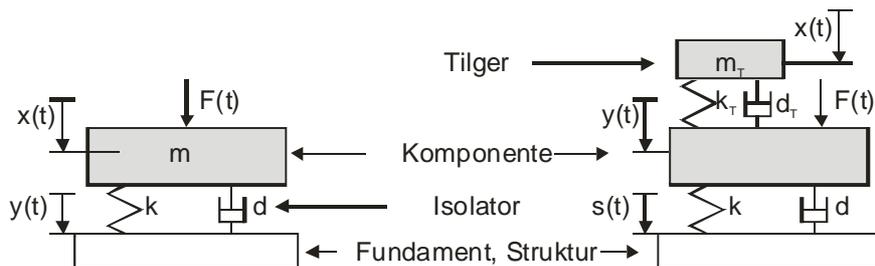


Abb. 2-4 Mechanisches Ersatzsystem des Isolators (links) und Tilgers (rechts)

Dabei können verschiedene Arten der Dämpfung eingesetzt werden:

- viskose Dämpfung, auch Materialdämpfung genannt (s. Kap. 2.3.3)
- strukturelle Dämpfung, z.B. durch Reibung in Verbindungsstellen (s. Kap. 2.3.4)
- aktive Dämpfung [5][42]

2.3.1 Isolation sensibler Komponenten

An schockbelasteten Strukturen können durch Isolation sensible Komponenten von dieser entkoppelt und damit ihre Schockbelastung reduziert werden. Durch geschickte Erzeugung einer nichtlinearen Federkennlinie und gleichzeitig hoher viskoser Dämpfung wird in Kapitel 5.4 gezeigt, dass durch passive Isolation die übertragene Amplitude um bis zu 85% reduziert werden kann. Bei der Schockisolation werden zwei Fälle unterschieden:

- Passive Isolation: Schocks, die durch eine Bewegung der Struktur bestimmt sind, wobei ein Schockisolator die Einwirkung des Schocks auf die Komponente abmildert (Kapitel 5.4)
- Aktive Isolation: Schocks, die durch eine Komponente erzeugt werden, wobei ein Isolator die Einwirkung des Schocks auf die Struktur abmildert

In einem vereinfachten Ansatz werden die beteiligten Systeme (Komponente und Struktur) als starr angenommen. Die Effektivität eines Isolators lässt sich durch die verbleibende Kraftübertragung bewerten. Ein Isolator hat folgende Effekte auf das isolierte System [22]:

- Er reduziert das System bezüglich seiner Wechselwirkung mit dem Fundament zum EMS.
- Er reduziert die Steifigkeit der Verbindung und damit die Eigenfrequenz des isolierten Systems, wobei sichergestellt werden muss, dass diese nicht in den Anregungsfrequenzbereich gebracht wird [22].
- Er fügt der Verbindung Dämpfung zu.

Das dynamische Verhalten des mechanischen Ersatzsystems aus Abb. 2-4 lässt sich mit folgender Bewegungsgleichung beschreiben

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = F(t) + ky(t) + d\dot{y}(t) \quad (2-10)$$

wobei x der Verschiebung der Komponente, m der Komponentenmasse, d der Dämpfungskonstanten des Isolators, k der Steifigkeit des Isolators, $F(t)$ der Kraftanregung und $y(t)$ der Verschiebungsanregung durch das Fundament entspricht. Des Weiteren gelten folgende Zusammenhänge

$$D = \frac{d}{2m\omega_0} \quad \eta = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad \omega_0^2 = \frac{k}{m} \quad (2-11)$$

, wobei D dem Lehrschen Dämpfungsmaß, η der Abstimmung des Isolators, ω_0 der Eigenfrequenz der isolierten Komponente und Ω der Anregungsfrequenz entspricht. Bei passiver Isolation ergibt sich die Schwingungsantwort \hat{x} der isolierten Komponente bei harmonischer Weganregung mit der Amplitude \hat{y} und der Vergrößerungsfunktion V_2 zu:

$$\hat{x} = \hat{y}V_2 \quad (2-12)$$

Bei aktiver Isolation ergibt sich bei harmonischer Erregerkraft der Amplitude \hat{F} mit den Vergrößerungsfunktionen V_1 bzw. V_2 [33] folgende Amplitude der Schwingungsantwort \hat{x} bzw. Bodenkraft \hat{F}_B .

$$\hat{x} = \frac{\hat{F}}{c} V_1 \quad (2-13)$$

$$\hat{F}_B = \hat{F}V_2 \quad (2-14)$$

Der Forderung nach einer möglichst kleinen Bodenkraft, welche durch eine weiche Lagerung bzw. tiefe Abstimmung bei $\eta \gg 1$ erreicht wird, steht meist die Forderung nach einer genügend großen Steifigkeit zur Kraftübertragung entgegen. Beide Fälle der Isolation sind bei harmonischer Anregung durch die Vergrößerungsfunktion V_2 bestimmt, die in Abb. 2-5 (links) für verschiedene Dämpfungen dargestellt ist. Dem gegenüber wird in Abb. 2-5 (rechts) der transiente Belastungsfall durch die numerisch berechnete Überhöhung des EMS auf einen Halbsinus gezeigt. Diese Kennlinien lassen sich in Kapitel 5.4 zur Abschätzung der maximalen Überhöhung bei gegebener Abstimmung und Dämpfung nutzen.

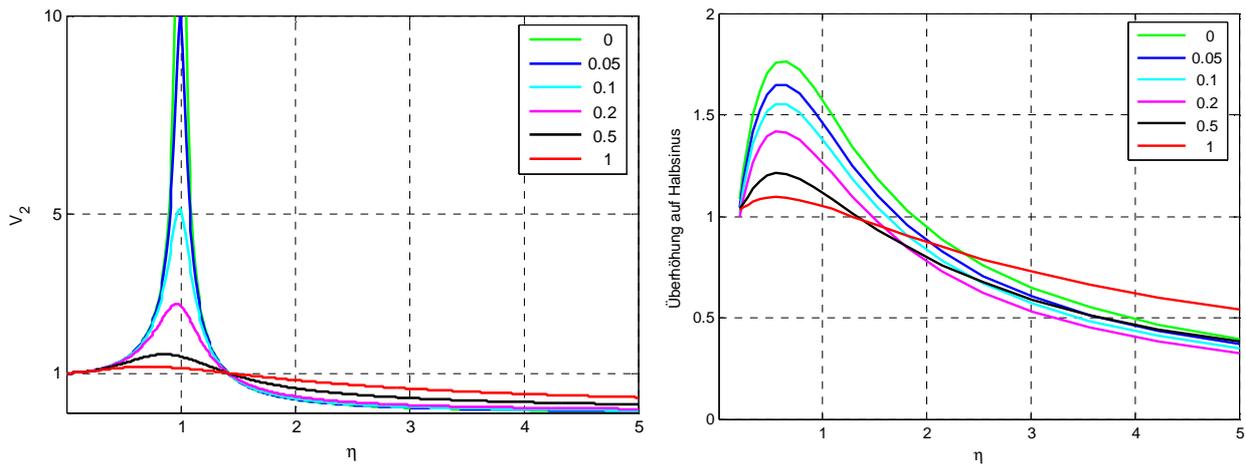


Abb. 2-5 Vergrößerungsfunktion V_2 für harmonische Anregung (links) und transiente Überhöhung auf den Halbsinus (rechts) bei verschiedenen Dämpfungen über die Abstimmung η des Isolators

Bei der Isolation können unterschiedliche Federcharakteristiken eingesetzt werden [30]. Ihr Einfluss ist in Abb. 2-6 gezeigt. Sowohl die maximale Kraft im Isolator F_m als auch die maximale Verschiebung der Komponente x , bzw. Verformung des Isolators δ_m bei gegebener Schockenergie $E_{kin} = \frac{1}{2} m \dot{u}^2$ hängen direkt von der Federkennlinie des ungedämpften Isolators ab. Die Schockenergie (z.B. anfängliche kinetische Energie einer zu verzögernden Masse) lässt sich als Fläche unter der Federkennlinie darstellen.

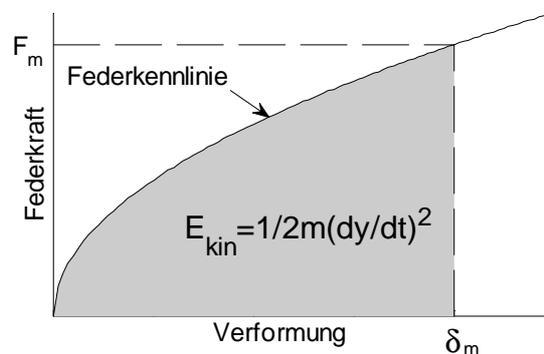


Abb. 2-6 Zusammenhang zwischen maximaler Federkraft F_m und maximaler Verformung δ_m

Eine minimale Auslenkung der Komponente (Verformung des Isolators) bei gegebener Maximalkraft oder –Beschleunigung, wie in Kapitel 5.4 gezeigt, ist das Ziel der Isolatorauslegung. Dazu werden verschiedene Kennlinien genutzt.

Lineare Federkennlinie

Im Falle einer linearen Federkennlinie ist eine einfache analytische Berechnung der Komponentenbeschleunigung \ddot{x} möglich. Die Isolatorkraft F_s ergibt sich unter Annahme einer linearen Federkennlinie k in Abhängigkeit der Verformung δ zu

$$F_s(\delta) = k\delta \quad (2-15)$$

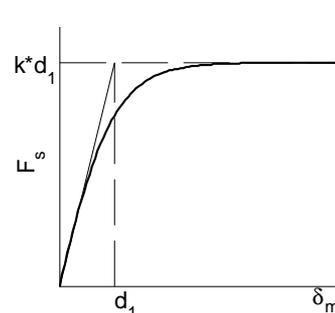
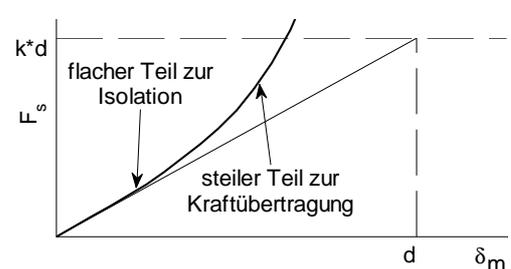
Die maximale Komponentenbeschleunigung \ddot{x}_m ergibt sich mit der Eigenfrequenz $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ und der maximalen Verformung δ_m zu

$$\ddot{x}_m = \omega_n^2 \delta_m \tag{2-16}$$

Nichtlineare Federkennlinie

In Tab. 2-2 sind die zwei typische nichtlineare Federkennlinien und eine mögliche mathematische Beschreibung dargestellt, die bei der Isolatorauslegung eingesetzt werden können. In Kapitel 5.4 wird eine progressive Federkennlinie durch geometrisch nichtlinear verformende Isolationselemente erzeugt und vorteilhaft eingesetzt.

Tab. 2-2 Nichtlineare Federkennlinien bei der Isolatorauslegung [30]

	degressiv	progressiv
Anwendung	geringe statische Kräfte	hohe statische und quasistatische Kräfte
mathematische Beschreibung	$F_s(\delta) = kd_1 \tanh \frac{\delta_m}{d_1}$ 	$F_s(\delta) = \frac{2kd}{\pi} \tan \frac{\pi\delta}{2d}$ 
Wirkung	niedrige Maximalkraft (nach oben begrenzte Federkraft) relativ hohe Verformung	flacher Teil zur Reduktion der Schockbelastung (hochfrequent und damit niederamplitudig) steiler Teil zur Übertragung der statischen und niederfrequenten Kräfte
Umsetzung	Tellerfedern Membranfeder	Blattfedern, Elastomere [54] geometrisch nichtlineare kammartige Isolatoren (Kapitel 5)

2.3.2 Tilgung durch Schwingungsabsorber

Das Prinzip der Tilgung, hier umgesetzt durch strukturintegrierte Schwingungsabsorber, wird in Kapitel 5.3 als Schockreduktionsmethode untersucht. Als Tilgung bezeichnet man allgemein den Energietransfer aus einem schwingenden Hauptsystem (Struktur) in eine mitschwingende, hochgedämpfte Masse (Absorber) mit dem Ziel der Amplitudenreduktion am Hauptsystem, siehe Abb. 2-4 (rechts). Neben dem Begriff „Tilger“ sind auch die Begriffe „Schwingungsabsorber“, „Schockabsorber“ oder im englischen Sprachgebrauch „discrete vibration absorber“ üblich. Hochdämpfenden Materialien wie Silikone, Reibdämpfer, hydraulische, pneumatische oder magnetische Dämpfer werden verwendet, um die entzogene Energie zu dissipieren. Bei harmonischen Schwingungen lassen sich Tilger nach dem analytischen Verfahren von Den Hartog auslegen [39]. Numerische Auslegungsverfahren werden vor allem beim Zusammenspiel viskoser und struktureller Dämpfung bei transienten Lasten angewandt [39]. Grundlegend gilt, dass das Verhältnis der Massen (Absorber- zu Strukturmasse) und das Verhältnis der Eigenfrequenzen (Absorber- zu Struktureigenfrequenz) den größten Einfluss auf die verbleibende Schwingungsamplitude haben.

2.3.3 Viskose Dämpfung

Isolatoren und Tilger können bei harmonischer Anregung durch das Hinzufügen viskoser Dämpfung bis zu doppelt so viel Energie aufnehmen. Der dazu notwendige Lehr'sche Dämpfungswert von 0,4 ist jedoch in der Form von Materialdämpfung nur selten realisierbar. Bei Dämpfungswerten $<0,5$ erfolgt allgemein eine Reduktion der übertragenen Beschleunigung auf bis zu 25% was aber immer noch 80% der Beschleunigung des ungedämpften Isolators entspricht [30]. Die experimentelle Bestimmung der viskosen Dämpfung kann durch die Berechnung des logarithmischen Dämpfungsdekremments aus einem Ausschwingversuch oder durch die Ermittlung der Halbleistungsbreite aus dem Fourierspektrum erfolgen [11].

Viskose Dämpfung reicht deshalb oftmals nicht aus, um eine ausreichende Reduktion von Schwingungen und Schocks zu erreichen

2.3.4 Strukturelle Dämpfung

Zusätzlich kann bei der Schockreduktion strukturelle Dämpfung eingesetzt werden. Den Hauptanteil der strukturellen Dämpfung findet man bei Verbindungselementen (Mikrogleiten). Abhängig von Reibungskoeffizient und Normalkraft tritt unterhalb einer bestimmten Anregungsamplitude kein Gleiten auf. Übersteigt die Anregungskraft jedoch die Haftreibung, so kommt es meist zu mikroskopisch kleinem Gleiten im hohen Frequenzbereich. Resultierend wird im Verbindungselement Energie durch Reibung in Wärme umgewandelt. Dieser Effekt wird sowohl bei der Entwicklung eines Modellierungsverfahrens in Kapitel 4.3 berücksichtigt, als auch bei der Isolatorenentwicklung in Kapitel 5.4 vorteilhaft eingesetzt.

2.4 Beschreibungsebenen von Simulationsmodellen

Simulationsmodelle können entsprechend der jeweiligen Problemstellung in unterschiedlichen Beschreibungsebenen erstellt werden. Deren kurze Darstellung dient sowohl als Grundlage für das in Kapitel 4 vorgestellte Modellierungsverfahren, als auch der Herausarbeitung der Vor- und Nachteile der vergleichend angewandten Modellierungsmethoden.

Physikalischer Raum

Unter dem physikalischen Raum versteht man die Beschreibungsebene in der die physikalischen Gesetzmäßigkeiten formuliert sind. Darin erfolgt die Lösung der Bewegungsgleichung (2-18) für diskrete Zeitschritte in den physikalischen Koordinaten. Zur Beschreibung komplexer Geometrie eignen sich Diskretisierungsverfahren wie die FEM. Physikalische Modelle zeichnen sich meist durch eine große Anzahl von Freiheitsgraden und damit auch durch große Gleichungssysteme aus. Um effiziente Simulationsmodelle zu erhalten, werden bei dynamischen Problemstellungen Modellreduktionen (z.B. die Modalreduktion) vorgenommen.

Modaler Raum

Voraussetzung zur Modalreduktion ist die numerische oder experimentelle Bestimmung genügend vieler Eigenfrequenzen und Eigenformen. Eigenformen sollten in der modalen Strukturbeschreibung bis zum Doppelten des Anregungsfrequenzbereichs berücksichtigt werden, um auch den statischen Anteil der hochfrequenten Moden abzubilden. Die Transformation vom physikalischen Raum (Verschiebungskordinaten x) in den Modalraum (modale Koordinaten q) geschieht mittels der Matrix der berücksichtigten Eigenmoden Φ folgendermaßen:

$$x = \Phi q \quad (2-17)$$

x : Verschiebungskordinate (Dimension $n \times 1$; n = Fhg. im physikalischen Raum)

q : modale Koordinaten (Dimension = $m \times 1$; m = Fhg. im Modalraum)

Φ : Matrix der Eigenvektoren (Dimension = $n \times m$)

Die modale Bewegungsgleichung (2-21) lautet dann nach Linksmultiplikation der physikalischen Bewegungsgleichung eines Mehrmasseschwingers (2-18) mit der transponierten Matrix der Eigenvektoren Φ' bei Verwendung der Bequemlichkeitshypothese ($D = \alpha M + \beta K$) wie folgt.

$$1. \text{ physik. Bewegungsgleichung (z.B. FEM):} \quad M\ddot{x} + D\dot{x} + Kx = F \quad (2-18)$$

$$2. \text{ Einsetzen der modalen Koordinate:} \quad M\Phi\ddot{q} + D\Phi\dot{q} + K\Phi q = F \quad (2-19)$$

$$3. \text{ Linksmultiplikation mit } \Phi': \quad \Phi' M \Phi \ddot{q} + \Phi' D \Phi \dot{q} + \Phi' K \Phi q = \Phi' F \quad (2-20)$$

Sind die Eigenvektoren auf die Massenmatrix normiert, d.h. $\Phi' M \Phi = I$ und $\Phi' K \Phi = \bar{\omega}^2$ gilt mit $\bar{\omega}_i = \sqrt{k_i / m_i}$ und mit den individuellen modalen Dämpfungen $\zeta = d / (2\sqrt{km})$:

$$\ddot{q} + 2\zeta\bar{\omega}\dot{q} + \bar{\omega}^2 q = \Phi' F \quad (2-21)$$

Die Modellreduktion durch Berücksichtigung nicht aller Eigenmoden ($m \ll n$) und die Entkopplung der Differenzialgleichungen führen zu einer Vereinfachung des Gleichungssystems und zu einem besseren Modellverständnis [3]. Die Lösung im physikalischen Raum erhält man durch

Rücktransformation und Superposition der modalen Lösungen. Da aber im hohen Frequenzbereich bereits sehr viele Moden zur Schwingungsantwort beitragen, deren Berechnung jedoch zunehmend rechenaufwändiger und auch ungenauer wird, ist die modale Beschreibung zur Schocksimulation nur bedingt geeignet. Dies zeigt sich bei einem Vergleich mit dem hier erarbeiteten statistischen Schocksimulationsverfahren in Kapitel 4.5.3.

Zustandsraum

Die Zustandsraumdarstellung wird zur Zeitsimulation linearer und nichtlinearer Systeme eingesetzt [3]. Voraussetzung ist dabei, dass deren dynamische Eigenschaft in der Form von Differentialgleichungen vorliegt. Das Differentialgleichungssystem n -ter Ordnung wird in n Differentialgleichungen erster Ordnung überführt, welche als Zustandsgleichungen bezeichnet werden. Durch die Kopplung der modalen Reduktion mit der Zustandsraumdarstellung (ZRD) lässt sich die Zeitintegration transienter Probleme, wie beispielsweise die Schockausbreitung bei moderatem Rechenaufwand durchführen. Im Zustandsraum lässt sich die modale Strukturbeschreibung sehr einfach mit weiteren, über DGL oder analytische Zusammenhänge, beschriebene Vorgänge koppeln, wie z.B. der Hertz'sche Pressung bei Stoßproblemen. Zur Beobachtung von Zuständen und Eingängen (Anregungen) wird zudem eine Ausgangsgleichung aufgestellt. Folgend sind die Zustands- und Ausgangsgleichung für ein Mehrgrößensystem angegeben, wobei zur Unterscheidung von gleichlautenden Variablen ein Unterstrich verwendet wird.

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A}\underline{x} + \underline{B}\underline{u} \quad (2-22)$$

$$\underline{y} = \underline{C}\underline{x} + \underline{D}\underline{u} \quad (2-23)$$

Als Zustände \underline{x} werden dabei die physikalischen Größen ausgewählt, welche das zeitliche Systemverhalten komplett beschreiben, in sind die Eingangsgrößen und in \underline{y} die Ausgangsgrößen des Systems enthalten. In der Systemmatrix \underline{A} wird das System charakterisiert, und Zustände höherer Ordnung verknüpft. In der Eingangsmatrix \underline{B} werden die äußeren Eingänge \underline{u} auf die Zustände transformiert. Die Beobachtungsmatrix \underline{C} überträgt Zustände, die Durchgangsmatrix \underline{D} Eingänge auf die Ausgangsgröße \underline{y} . Die modal basierte Zustandsraumbeschreibung wird in Kapitel 4.5.3 mit dem hier entwickelten Simulationsverfahren, welches im Antwortraum arbeitet, verglichen. Die Ergebnislösung der Zustandsraummodelle hängt dabei stark von der Güte und dem Umfang der modalen Basis ab. Die einfache Kopplung zu anderen Disziplinen bietet bei entsprechenden Problemstellungen viele Vorteile.

Antwortraum

Die Simulation im Antwortraum basiert auf dem Antwortspektrum, das in Kapitel 2.2.2 beschrieben und in Kapitel 4 eingesetzt wird. Beschreibungsparameter für das Strukturverhalten ist nicht die Bewegung der Struktur selbst, sondern die resultierende Antwortschwingung von Einmasseschwingern unterschiedlicher Eigenfrequenz.

Statistische Beschreibung

Unter statistischer Beschreibung versteht man die räumliche und zeitliche Mittelung des Strukturverhaltens. Diese wird bei der SEA angewandt und in Kapitel 2.5 näher beschrieben. Sie dient als Basis für die in Kapitel 4 vorgestellte Modellierungsmethode (SEAFOSS).

2.5 Statistische Energie Analyse zur Beschreibung des Energieaustauschs

Die klassische Statistische Energie Analyse (SEA) dient als Basis für das in Kapitel 4 gezeigte Modellierungsverfahren für schockartige Belastungen (SEAFOSS), da in ihr das SRS als energiebeschreibender Parameter implementiert werden kann. Bei der SEA erfolgt neben einer räumlichen Mittelung (Zusammenfassen ganzer Strukturkomponenten) auch eine zeitliche Mittelung (spektrale Betrachtung). Sie wird zur Berechnung hochfrequenter, hochmodaler vibroakustischer Vorgänge eingesetzt. Sie ist besonders gut geeignet, wenn viele Schwingungsmoden und akustische Moden zur Systemantwort beitragen und das Gesamtsystem in einzelne Subsysteme unterteilt werden kann. Die Eigenschaften und Kopplungen dieser Subsysteme werden über Verlustfaktoren beschrieben. In Subsystemen werden gleichartige Schwingungsmoden eines Strukturelementes zusammengefasst, wie sie z.B. für Platte und Balken in Abb. 2-7 dargestellt sind. Damit wird die Energieausbreitung der beteiligten Schwingungsmoden abgebildet, wobei eine Kopplung innerhalb einer Strukturkomponente und eine Kopplung beim Übergang auf die angrenzende Strukturkomponente, berücksichtigt werden. Bei der Einteilung einer mechanischen Struktur in Subsysteme ist zu beachten, dass es sich um ein möglichst homogenes Bauteil handelt, es eine klare Schnittstelle zum nächsten Bauteil gibt und dass eine Unterteilung der Schwingungsmoden in Gruppen möglich ist. Weitere Voraussetzungen für die SEA-Modellierung sind in Kap. 2.5.3 aufgezeigt.

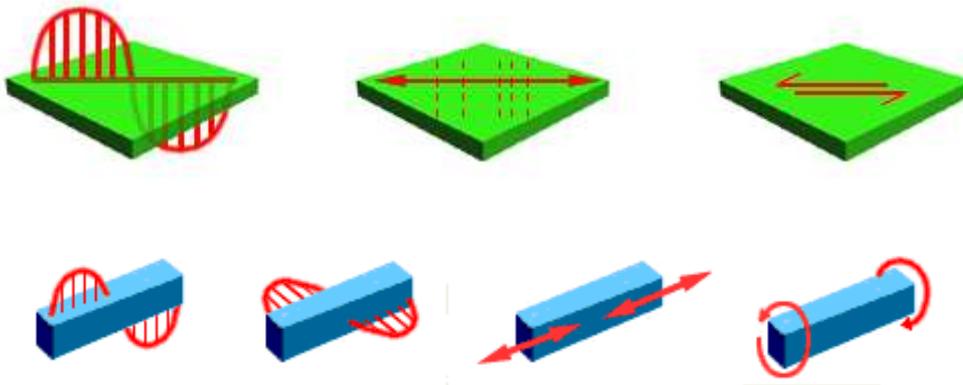


Abb. 2-7 Schwingungsmoden von Platten (oben) und Balken (unten) zur SEA Modellierung

2.5.1 Grundlagen der SEA

Die klassische SEA geht ursprünglich auf die statistische Betrachtung von zwei gekoppelten Einmasseschwingern zurück [46] und beruht auf dem Leistungsgleichgewicht einer Struktur im stationären Schwingungszustand. Das bedeutet, dass die Summe der zugeführten Leistungen der Summe der abgeführten Leistungen entspricht. Die analytische Betrachtung trifft auch auf den Energiefluss zwischen zwei federgekoppelten Masse-Feder-Dämpfer-Systemen [17] zu. In Abb. 2-8 werden die Leistungsflüsse eines 2-Element SEA Systems gezeigt.

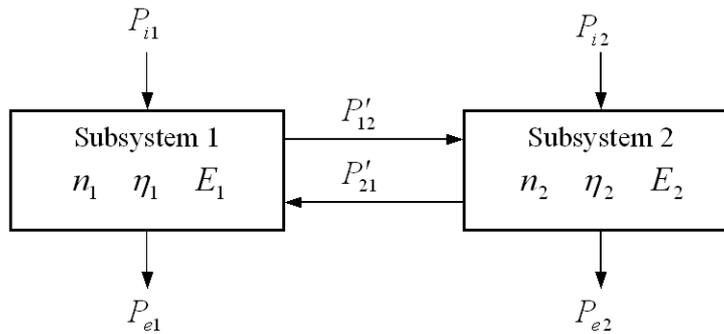


Abb. 2-8 Leistungsflussbeziehung zwischen zwei Subsystemen

Die verwendeten SEA-Variablen und Parameter sind:

$E_x(\omega)$	gespeicherte (Schwingungs-) Energie im Subsystem x
$P_{ix}(\omega)$	zugeführte Leistung des Subsystems x
$P_{ex}(\omega)$	interne Verlustleistung des Subsystems x
$P'_{xy}(\omega)$	Leistungsabgabe von Subsystem x zu Subsystem y
$P_{xy}(\omega)$	effektiver Leistungsfluss von Subsystem x zu Subsystem y
$n_x(\omega)$	modale Dichte des Subsystems x
$\eta_x(\omega)$	Dämpfungsverlustfaktor des Subsystems x
$\eta_{xy}(\omega)$	Kopplungsverlustfaktor von Subsystem x zu Subsystem y
ω	Mittenfrequenz des betrachteten Frequenzbandes

Die Gleichgewichtsbedingungen in Subsystem 1 und 2 lauten:

$$P_{e1} + P'_{12} = P'_{21} + P_{i1} \quad (2-24)$$

$$P_{e2} + P'_{21} = P'_{12} + P_{i2} \quad (2-25)$$

Zur Aufstellung des SEA-Gleichungssystems werden nachfolgend die beteiligten Energieflüsse beschrieben. So ergibt sich die interne Verlustleistung zu

$$P_{e1} = \omega \eta_1 E_1 \quad (2-26)$$

und der Leistungsfluss zwischen den Subsystemen zu

$$P_{12} = -P_{21} = P'_{12} - P'_{21} \quad (2-27)$$

$$P'_{12} = \omega \cdot \eta_{12} \cdot E_1 \quad (2-28)$$

$$P'_{21} = \omega \cdot \eta_{21} \cdot E_2 \quad (2-29)$$

Damit ergibt sich das allgemeine Gleichungssystem eines 2-Element SEA-Systems zu

$$\begin{bmatrix} P_{i1} \\ P_{i2} \end{bmatrix} = \omega \cdot \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{bmatrix} \quad (2-30)$$

Die vibro-akustische Anwendung der SEA stützt sich auf die modalen Eigenschaften der Subsysteme sowie auf einen Zusammenhang zwischen den Kopplungsverlustfaktoren η_{12} und η_{21} und den modalen Dichten der gekoppelten Subsysteme n_1 und n_2 :

$$\eta_{12} \cdot n_1 = \eta_{21} \cdot n_2 \quad (2-31)$$

Dies wird angewendet bei der Simulation von Schwingungsabsorbern in Kapitel 4.5.1: Absorber-Subsysteme entziehen ihren benachbarten Subsystemen Energie, da sie in ihren Eigenfrequenzen eine hohe modale Dichte aufweisen.

Der effektive Leistungsfluss zwischen 2 Subsystemen lautet entsprechend (2-27) bis (2-29) und (2-31).

$$P_{12} = \omega \cdot \eta_{12} \cdot n_1 \cdot \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_2}{n_2} \right) \quad (2-32)$$

Das Leistungsgleichgewicht beider Subsysteme ergibt sich mit (2-24) und (2-25) in Matrixschreibweise zu

$$\begin{bmatrix} P_{i1} \\ P_{i2} \end{bmatrix} = \omega \cdot \begin{bmatrix} (\eta_1 + \eta_{12})n_1 & -\eta_{12}n_1 \\ -\eta_{21}n_2 & (\eta_2 + \eta_{21})n_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_1/n_1 \\ E_2/n_2 \end{bmatrix} \quad (2-33)$$

Macht man den Übergang vom 2-Elemente System zum Mehrelementsystem, so erhält man

$$\begin{bmatrix} P_{i1} \\ P_{i2} \\ \vdots \\ P_{iN} \end{bmatrix} = \omega \cdot \begin{bmatrix} \left(\eta_1 + \sum_{i \neq 1}^N \eta_{1i} \right) \cdot n_1 & -\eta_{12} \cdot n_1 & \cdots & -\eta_{1N} \cdot n_1 \\ -\eta_{21} \cdot n_2 & \left(\eta_2 + \sum_{i \neq 2}^N \eta_{2i} \right) \cdot n_2 & \cdots & -\eta_{2N} \cdot n_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{N1} \cdot n_N & -\eta_{N2} \cdot n_N & \cdots & \left(\eta_N + \sum_{i \neq N}^N \eta_{Ni} \right) \cdot n_N \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_1/n_1 \\ E_2/n_2 \\ \vdots \\ E_N/n_N \end{bmatrix} \quad (2-34)$$

Obwohl in den gezeigten Gleichungen keine statistischen Zusammenhänge erkennbar sind, beinhaltet die SEA eine Mittelung in drei Bereichen [66].

- Die Berechnung erfolgt im Frequenzbereich an den Mittenfrequenzen bestimmter Frequenzbänder. Dadurch ergibt sich eine Frequenzmittelung innerhalb dieser Frequenzbänder.
- Die Energie eines z.T. geometrisch komplexen Subsystems wird lediglich durch eine (frequenzabhängige) Variable beschrieben. Da diese Energie nicht homogen im Subsystem verteilt sein muss, impliziert dies eine räumliche Mittelung.
- Die Berechnung der Eigenschaften bestimmter Subsysteme (z.B. Platten) erfolgt mithilfe weniger Parameter (Dicke, Fläche und Materialparameter). Ihre Form wird durch die geometrische Mittelung nicht berücksichtigt.

2.5.2 Ermittlung der SEA-Parameter, Subsystemenergien und -leistungen

Die Güte der SEA-Parameter beeinflusst die Simulationsergebnisse maßgeblich [15] [25] [32] [58] [67] [69] [79] [53]. So sind der interne Verlustfaktor und der Kopplungsverlustfaktor Struktureigenschaften und keine Materialeigenschaften (wie E-Modul und Dichte bei der FEM). Ihre Bestimmung muss teilweise für jede Analyse bzw. jedes neue Subsystem erneut durchgeführt werden, wozu numerische, experimentelle und empirische Methoden diskutiert werden. Nachfolgend werden die Definition und die Bestimmung der SEA-Parameter und der SEA-Variablen besprochen, soweit sie in der SEAFOSS Verwendung finden und es zu deren Verständnis notwendig ist.

Subsystemenergie

Die gemittelte Energie eines Subsystems ergibt sich für mechanische Subsysteme zu

$$E = m \cdot \langle v^2 \rangle \quad (2-35)$$

Wobei m der Masse des Subsystems und $\langle v^2 \rangle$ dem gemittelten Quadrat der Schwingungsgeschwindigkeiten entspricht.

Zugeführte Leistung

Die Bestimmung der zugeführten Leistung erfolgt messtechnisch für synthetische Lasten mittels Impedanzkopf oder durch Kraftmesszelle und Beschleunigungsaufnehmer in der Nähe der Quelle. Will man die Leistung realistischer Schocklasten ermitteln, ist es einfacher, die Wirkung der Schockquelle auf dem heraus getrennten Strukturbauteil zu bestimmen. Bestimmt man dabei experimentell die Energie, die sich in diesem Bauteil einstellt, so lässt sich mittels des bekannten ILF die zugeführte Leistung folgendermaßen berechnen.

$$P_{I1} = \omega \eta_1 E_1 \quad (2-36)$$

Kopplungsverlustfaktor

Der Kopplungsverlustfaktor beschreibt den Leistungsfluss zwischen den Subsystemen und ist charakteristisch für deren Verbindungs- bzw. Kopplungselement:

$$\eta_{12} = \frac{\omega \cdot E_1}{P'_{12}} \quad (2-37)$$

Die Bestimmung des Kopplungsverlustfaktors kann experimentell, numerisch oder analytisch erfolgen und trägt maßgeblich zur Güte der SEA-Ergebnisse bei.

- Experimentelle Verfahren

Bei zwei Subsystemen lässt sich der Kopplungsverlustfaktor ermitteln, in dem an einem Subsystem angeregt wird und die Antwortenergie beider Subsysteme an verschiedenen Positionen gemessen wird [79].

$$\eta_{12} = \frac{\eta_2 E_2}{E_1 - \frac{n_1(\varpi)}{n_2(\varpi)} E_2} \quad (2-38)$$

- Numerische Verfahren

Ist eine experimentelle Bestimmung nicht möglich, können FEM-Modelle der Koppelstelle zur Abschätzung des Kopplungsverlustfaktors herangezogen werden [15][28].

- Analytische Verfahren

Sie werden anhand der räumlichen Dimension der Koppelstelle und der Dimension der gekoppelten Systeme eingeteilt [58][63]. Beispielhaft erfolgt die analytische Berechnung des CLF linienhafter struktureller Verbindungen folgendermaßen:

$$\eta_{ij} = \frac{c_{gi} L_c \tau}{\pi \omega S_i}, \quad (2-39)$$

wobei c_g der Gruppengeschwindigkeit der Biegewelle, L_c der Länge der Verbindung, τ dem Transmissionsgrad und S der Fläche des Subsystems i entspricht. Diese einfachen analytischen Ansätze sind nicht anwendbar wenn es sich um komplexe Verbindungen handelt.

Interner Verlustfaktor

Für viele Materialien ist eine Abschätzung mit Erfahrungs- und Literaturwerten möglich, siehe Tab. 2-3. Eine experimentelle Überprüfung mit den in 2.3.3 gezeigten Verfahren oder der "Power Injection Method" [79] ist jedoch immer empfehlenswert. Interne Verlustfaktoren sind unabhängig von der Frequenz, außer bei Materialkombinationen, bei denen es zu frequenzabhängiger Reibung in den Fügstellen kommt.

Tab. 2-3 Übersicht über interne Verlustfaktoren einiger Materialien [44][83]

Material	ILF
Aluminium	0,00002-0,002
Aluminium / Aluminium Sandwich	0,01
CFK / Aluminium Sandwich	0,02
Stahl	0,02 – 0,01
hochdämpfende Silikone und Schäume	bis zu 1,0

Zwischen dem internen Verlustfaktor η_i , der Dämpfungskonstante d_i , dem Lehr'schen Dämpfungsmaß D_i und dem Gütefaktor Q_i besteht folgender Zusammenhang [44]:

$$\eta_i = \frac{d_i}{m_i \bar{\omega}_i} = 2D_i = \frac{1}{Q_i} \quad (2-40)$$

Modale Dichte

Die Bestimmung der modalen Dichte erfolgt entsprechend dem Anwendungsfall und der verfügbaren Datenbasis. Moden können direkt gezählt werden, wenn sie aus einer numerischen oder experimentellen Modalanalyse vorliegen oder in einer Übertragungsfunktion identifiziert werden können. Die Berechnung der modalen Dichte $n(\omega_i)$ erfolgt über:

$$n(\omega_i) = \frac{N(\bar{\omega}_i)}{\Delta \bar{\omega}_i} \quad (2-41)$$

wobei $N(\bar{\omega}_i)$ die Anzahl der betrachteten Moden im i -ten Frequenzband und $\Delta \bar{\omega}_i$ die Breite des i -ten Frequenzbandes ist.

Neben experimentellen Verfahren [25][79] eignen sich auch analytische Verfahren zur Ermittlung der modalen Dichte. Sie kann für ein flächiges Subsystem (z.B. Platte) folgendermaßen abgeschätzt werden [36]:

$$n = \frac{A}{4\pi t} \sqrt{\frac{12\rho(1-\nu^2)}{E}} \quad (2-42)$$

Dabei entspricht A der Fläche, t der Dicke, ρ der Dichte, ν der Querkontraktionszahl und E dem E-Modul der Platte.

2.5.3 Annahmen, Voraussetzungen und Grenzen der SEA

Die SEA liefert gute Ergebnisse, wenn die darin getroffenen Annahmen, Voraussetzungen und Limitationen beachtet werden [22]. Relevant sind:

- stationärer Schwingungsvorgang: Transiente Anregungen sind in der SEA nicht darstellbar.
- Linearität: Neben materiellen und geometrischen Nichtlinearitäten kann auch Reibung zu Fehlern bei der SEA-Berechnung führen.
- verlustfreie / konservative Kopplung: Es muss verlustfreie Kopplung zwischen den Systemen vorliegen. Ist dies nicht der Fall, so kann die nicht-konservative Kopplung entsprechend [45] und Kapitel 2.5.4 implementiert werden.
- hohe modale Dichte: Es sollten genügend Moden innerhalb eines Frequenzbandes liegen (mindestens 3) und eine modale Überlappung verbundener Subsystem >1 vorhanden sein [25].

Die Begrenzung auf zeitlich stationäre Schwingungsvorgänge und auf konservative Verbindungen widerspricht den Anforderungen der Schocksimulation. Sie wird mit den in Kapitel 4 vorgestellten Modifikationen aufgehoben.

2.5.4 Verbindungen mit nicht konservativer Kopplung in der SEA

Die Berücksichtigung nicht konservativer Kopplungen, wie der Dämpfung in Strukturverbindungen, ist eine Erweiterung des klassischen SEA-Ansatzes von Lyon [45]. Sie erlaubt, dass der Energiefluss neben der Energiedifferenz auch von den absoluten Energien der beteiligten Subsysteme abhängt, womit ein zusätzlicher Verlust in den Verbindungen berücksichtigt werden kann [9][24][71][72][76][77][80]. Eine schematische Darstellung der nicht konservativen Kopplung ist in Abb. 2-9 gegeben.

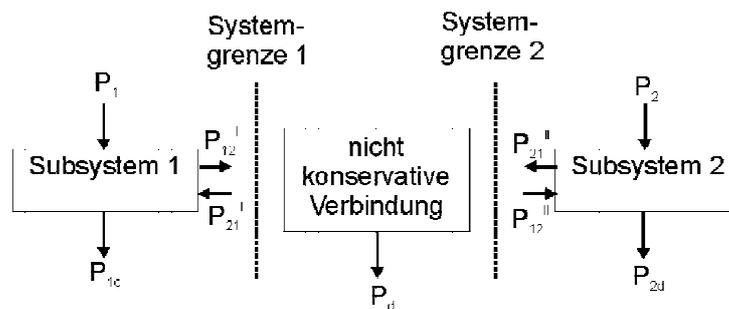


Abb. 2-9 SEA Modell für verlustbehaftete Kopplung [72]

Die ILFs werden um einen Anteil erweitert, der den Kopplungsverlust beschreibt. Für linear gedämpfte Verbindungen ist eine analytische Berechnung dieses effektiven ILFs (EILF) möglich [72][80]. Für nichtlinear gedämpfte Verbindungen wird in Kapitel 4.3 ein Vorgehen zur Bestimmung der EILFs, speziell für Reibverbindungen unter Miteinbeziehung der Schwingungseigenform an der Koppelstelle, vorgestellt.

2.6 Finite Elemente Methode (FEM) und Zeitintegrationsverfahren als Referenzverfahren

Die FEM wird zur Bewertung der SEAFOS (Kapitel 4) und bei den Prinzipuntersuchungen zu Schockdämpfungselementen (Kapitel 5) verwendet. Nachfolgend wird auf die Lösung von transienten Schwingungsproblemen eingegangen. Für eine Darstellung der Grundlagen sei auf [1][6][48][96] verwiesen. In der transienten Analyse wird die Strukturantwort auf beliebige Lastverläufe berechnet. Die Grundlage bildet die Bewegungsgleichung des FEM Modells:

$$M\ddot{x} + D\dot{x} + Kx = F(t) \quad (2-43)$$

Dabei ist M die Massenmatrix, D die Dämpfungsmatrix, K die Steifigkeitsmatrix, F der Vektor der anregenden Kräfte und x der räumliche Verschiebungsvektor. Neben der räumlichen Diskretisierung durch die Vernetzung mit finiten Elementen erfordert die Lösung des Anfangswertproblems eine Diskretisierung des untersuchten Zeitintervalls. Das Gleichungssystem wird zu diskreten Zeitpunkten t_n gelöst. Für die Zeitintegration existieren neben impliziten Verfahren auch explizite Verfahren. Die explizite Zeitintegration wird hier eingesetzt und folgend in ihren Grundzügen beschrieben, da sie sich gut zur Simulation hochmodaler und transienter Strukturodynamik eignet.

Bei der expliziten Zeitintegration wird das Kräftegleichgewicht zu Beginn des jeweiligen Zeitinkrements, also zum Zeitpunkt t formuliert. Die Bewegungsgrößen zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ lassen sich direkt durch Auflösen des Gleichungssystems ermitteln. Zu den expliziten Verfahren zählen das zentrale Differenzenverfahren und das Verfahren nach Runge Kutta [29][82]. Sie sind nur bedingt numerisch stabil, d.h. für zu große Zeitschritte kann die Lösung exponentiell anwachsen. Die Zeitschrittweite muss daher auf die höchste im System vorkommende Eigenfrequenz angepasst werden. Dies erfolgt mit dem Courant-Friedrichs-Lewy-Kriterium (kurz CFL), das besagt, dass für eine stabile Lösung jeder Zeitschritt kleiner sein muss, als

$$\Delta t < \min\left(\frac{l}{c}\right) \quad (2-44)$$

wobei l die kleinste charakteristische Elementlänge und c die Schallgeschwindigkeit ist. In kommerziellen Gleichungslösern für explizite Zeitintegration wird mit

$$\Delta t = 0.9 \frac{l}{c} \quad (2-45)$$

gearbeitet [29]. Eine weitere Besonderheit ist der Hourglass Effekt [29], der bei Elementen erster Ordnung auftritt und zu Schwingungsmoden ohne Energieinhalt führt.

Weitere wesentliche Merkmale der expliziten Zeitintegration sind

- Es gibt viele Zeitschritte (circa 100.000 bei realen Anwendungen).
- Ein einzelner Zeitschritt wird sehr schnell gelöst.
- Es ist kein großes Gleichungssystem aufzustellen (Speicherplatz) und zu lösen (Rechenzeit).
- Es wird bei großen, geometrisch und materiell nichtlinearen Problemen und bei hochfrequenten, transienten Vorgängen angewandt.

3 Stand der Wissenschaft

Die wissenschaftliche Behandlung von schockinduzierten Strukturschwingungen findet in mehreren Bereichen statt. In Kapitel 3.1 werden die Entstehungsursachen und die Auswirkungen von schockhaften Belastungen aufgezeigt. In Kapitel 3.2 werden Modellierungsmethoden vorgestellt. Als Basis für die Schockreduktion wird in Kapitel 3.3 auf die Messung und Quantifizierung von Schockbelastungen und in Kapitel 3.4 auf die Schockreduktionsmaßnahmen eingegangen. In Kapitel 3.5 wird die Strukturüberwachung, allgemein und speziell mittels Schockwellen, erörtert.

3.1 Entstehung und Auswirkung mechanischer Schocks

Da sich die Arbeit mit der Reduktion und Modellierung von Schockbelastungen beschäftigt, werden die Entstehungsursachen und Auswirkungen von Schocks dargelegt. Tab. 3-1 zeigt auszugsweise die Entstehungsursachen von Schocks in verschiedenen Ingenieurwissenschaften [30][22].

Tab. 3-1 Entstehungsursachen mechanischer Schocks

allgemein	spontane Umwandlung bzw. Freigabe potentieller und kinetischer Energie Crash mechanische Anschläge bewegter Teile Haftgleiten (stick-slip)
Transportwesen	Stöße beim Transport von empfindlichen Bauteilen Fahrzeugzusammenstöße Freifall-Schocks
Raumfahrt	Stufentrennung, Trennung der Nutzlastverkleidung pyrotechnische Aktuatoren
Luftfahrt	Flugzeuglandung Bremsen Böen
Militärtechnik	Geschützfeuer Explosionen
Bauwesen	Erdbeben (sehr niederfrequente Schocks)

Mögliche Folgen mechanischer Schocks sind Risse und Brüche in verschiedensten, hauptsächlich spröden, Materialien und in Verbindungen sowie die Verformung sehr kleiner Elemente, wie sie in der Mikroelektronik verwendet werden [22][49][22]. Die Deformation oder das Versagen struktureller Elemente ist aufgrund ihrer niedrigeren Eigenfrequenzen und der damit verbundenen niedrigen transienten Schwingungsantwort selten.

3.2 Darstellung spezielle Modellierungsmethoden für mechanische Schocks

Die Schockberechnung und –abschätzung erfolgt üblicherweise im hohen und sehr hohen Frequenzbereich von 100Hz bis zu 20.000Hz, selten bis zu 1MHz. Um diese und weitere Anforderungen der Schocksimulation zu erfüllen, wurden und werden analytisch/numerische, empirische und statistische Modellierungsverfahren entwickelt.

3.2.1 Analytische und numerische Verfahren

Hier werden analytische und daraus abgeleitete numerischen Verfahren vorgestellt.

Finite Elemente Methode (FEM)

Die FEM eignet sich nur begrenzt zur transienten Simulation hochmodaler, hochfrequenter Schwingungen, da sie oft einen hohen numerischen Aufwand erfordert. Jedoch bei niederfrequenten oder statischen Problemen mit klaren Randbedingungen und Belastungen liefert sie aufgrund der dort mit vertretbarem Aufwand möglichen hohen räumlichen und zeitlichen Diskretisierung gute Ergebnisse. Modifikationen der FEM, wie die Verwendung frequenzabhängiger Ansatzfunktionen, [81], zielen auf eine korrekte Abbildung der frequenzabhängigen Dispersion ab.

Spektralelementmethode (SEM)

Die SEM verbindet die Genauigkeit von Spektralmethoden mit der Flexibilität der FEM. Im numerischen Lösungsverfahren wird die physikalische Problembeschreibung in den Spektralbereich transformiert. Die Unbekannten sind dann keine diskreten physikalischen Größen, sondern die Spektralkoeffizienten der globalen Ansatzfunktion [113]. Die SEM kann auch in der Strukturmechanik eingesetzt werden, wobei die dynamische Elementsteifigkeit aus einer analytischen Beschreibung im Frequenzbereich bestimmt werden kann [114]. Durch ihre wellenform- und frequenzabhängige Dämpfungsberücksichtigung und ihre effiziente Strukturmodellierung (zwischen zwei Impedanzsprüngen wird nur ein Element benötigt) kann sie vorteilhaft zur Simulation schockartiger Belastungen eingesetzt werden.

Modale Modelle

Ihre Anwendung ist durch die notwendige Kenntnis der Eigenmoden auf einen bestimmten Frequenzbereich beschränkt (Kapitel 2.4). Die numerische Berechnung wird mit zunehmender Modenanzahl sehr rechenintensiv, weshalb nur bei Strukturen mit hohen Eigenfrequenzen eine modale Beschreibung im hohen Frequenzbereich der Schocksimulation sinnvoll ist.

Analytische Modelle

Sie bilden das Strukturverhalten bei transienten Lasten im Zeitbereich ab. Im Lagrange- oder Euler-Netz wird die Verteilung und die Änderung von Kräften und die Verschiebung nach den Grundlagen der Kontinuumsmechanik berechnet. Deren Implementierung ist oft aufwändig und die Genauigkeit ihrer Vorhersagen ist mangelhaft [51].

Virtuelle Moden Synthese und Simulation (VMSS)

Obwohl einige Prinzipien der SEA verwendet werden, entspricht die VMSS nicht deren transienter Formulierung, sondern basiert auf einer Abschätzung der harmonischen Antwortamplitude. Virtuelle Moden spiegeln diese für bestimmte Frequenzbereiche wieder und dienen zur breitbandigen Berechnung im Zeitbereich [51]. Vorteile gegenüber der transienten SEA (vgl. 3.2.3)

sind, dass die Anregung nicht quasistationär sein muss, Nahfeldabschätzungen möglich sind, die Lösung im Zeitbereich erfolgt und dass damit ein Schockantwortspektrum berechnet werden kann.

Wave Intensity Methode (WIA)

Sie erlaubt die Analyse im Zeitbereich und basiert auf dem Energietransport durch Wellen mittels der Wellenintensität. Sie beschreibt die hochfrequente Schwingungsantwort elastischer Strukturen, indem das Verschiebungsfeld als eine Überlagerung von Wellen dargestellt wird. Diese Wellen laufen in verschiedene Richtungen und werden durch Amplitude und Phase beschrieben [11].

Energy FEM (EFEM)

Die EFEM beschreibt die Wellenausbreitung in Analogie zur Wärmeausbreitung und beruht auf dem Energieerhaltungssatz, der im Gegensatz zur SEA nicht in einem Subsystem, sondern in einem infinitesimalen Volumen aufgestellt wird. Ihr Vorteil liegt in der räumlichen Auflösung der Energieverteilung und in der Übertragbarkeit zur FEM. Ihr Nachteil ist, dass nur ebene Wellen zum Energieinhalt eines Volumens beitragen. Eine Erweiterung durch richtungsabhängige dynamische Eigenschaften erlaubt die Analyse von Biegeplatten in orthotropen Platten [57].

3.2.2 Empirische Methoden

Empirische Methoden verwenden bekannte Schockantwortspektren der Schockquellen und gesammelte Daten zur abstandsabhängigen Reduktion und zur Dämpfung in Verbindungen, siehe Abb. 3-1. Empirisch ermittelte Schockverläufe in typischen Strukturelementen werden zur Verifikation des in Kapitel 4 vorgestellten Modellierungsverfahrens herangezogen.

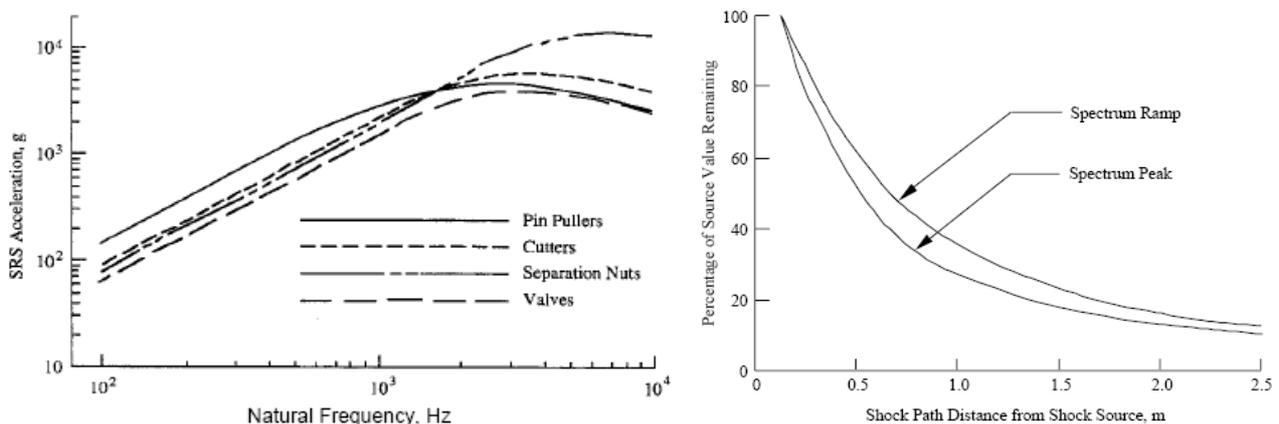


Abb. 3-1 SRS verschiedener pyrotechnischer Komponenten (Pyros) und Abstandsskalierung [51]

Ihr Vorteil liegt in der einfachen Beschreibung, ohne die Notwendigkeit einer detaillierten Kenntnis und Beschreibung der Strukturelemente. Ihre Nachteile sind der Mangel an zuverlässigen Messungen der Nah- oder Mittelfeldantworten von Schockquellen und die sehr begrenzte Vorhersagegenauigkeit, die bei bestimmten Frequenzen um den Faktor 10 abweichen kann. Gute Ergebnisse lassen sich erzielen, wenn die Strukturen ähnlich und die Aktuatoren identisch sind. Die darin beschriebene Skalierung auf den Abstand von der Quelle gibt Aufschluss über die Ausbreitungscharakteristik von Schockwellen und wird zur Überprüfung der SEAFOSS herangezogen. Abb. 3-2 (links) zeigt die entfernungsabhängige Reduktion der Schockamplitude für

verschiedene Strukturelemente. Abb. 3-2 (rechts) zeigt die frequenz- und abstandsabhängige Reduktion des SRS am Beispiel eines bestimmten Strukturbauteils.

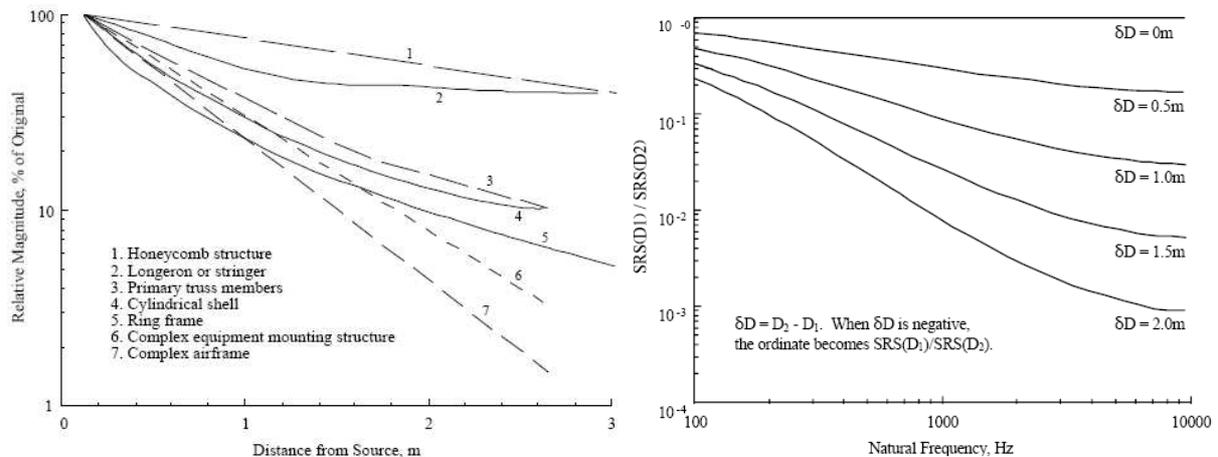


Abb. 3-2 Empirische Skalierung des SRS auf den Abstand von der Quelle [51]

Eine hohe Reduktion des SRS erfolgt durch Strukturverbindungen. Diese wird oftmals mit 50% abgeschätzt, kann jedoch je nach Art der Verbindung 20% bis 75% betragen [51].

3.2.3 Statistische Verfahren

Statistische Verfahren werden zur Modellierung von schockhaften Belastungen angewandt, da sie einen guten Kompromiss zwischen Modellierungsaufwand, Ergebnisgüte und räumlicher Auflösung darstellen. Diese Verfahren basieren ebenso auf physikalischen Grundlagen, unterscheiden sich jedoch von den oben genannten Verfahren durch eine räumliche und zeitliche Mittelung und der damit verbundenen Effizienzsteigerung.

Klassische Statistische Energie Analyse (SEA)

Die SEA wurde in den 60er-Jahren zur Behandlung strukturakustischer Probleme entwickelt. Seither wurde sie ständig weiterentwickelt und in anderen Problemfeldern, z.B. bei Schiffen, Bauwerken, Flugzeugen und Fahrzeugen eingesetzt. Als kommerzielles Softwarepaket hat sich *AutoSEA2* der Firma *ESI Group*® durchgesetzt. Die SEA-Methode hat sich für hohe Frequenzbereiche etabliert, ihre Weiterentwicklung wird auf folgenden Gebieten vorangetrieben:

- Abschätzung der Zuverlässigkeit der SEA-Vorhersagen [58][64][65][69]
- Entwicklung experimenteller Methoden zur Bestimmung der SEA Parameter [25][32][79]
- Analytische Berechnung der Kopplungsverlustfaktoren [63]
- Transiente SEA zur Behandlung nicht harmonischer Vorgänge [62]
- Kombination von SEA und FEM zur effizienten Bestimmung der SEA Parameter [73][31]
- Implementierung von verlustbehafteten Verbindungen (nicht-konservative Verbindungen) [9][24][72]

Die SEA wird in verschiedenen Bereichen der Ingenieurwissenschaften angewandt. Die Wichtigsten werden hier besprochen.

Im Bauingenieurwesen wird die SEA zur Berechnung des Lärm- und Schwingungspegels in Gebäuden herangezogen. So wird in [37] die störende Auswirkung eines Generators in einem Laborgebäude analysiert und mit Messwerten verglichen. Dabei wurde gezeigt, dass die exakte Bestimmung der SEA-Parameter entscheidend ist. Es wurden die modalen Dichten an die Wand und Deckendicken angepasst und die Kopplungsverlustfaktoren zwischen Wänden und Schallräumen unter Einbeziehung des verwendeten Absorptionsmaterials bestimmt.

In [16] wird eine der vielen Anwendung der SEA in der Raumfahrt gezeigt. Die SEA wird zusammen mit der FEM und der Randelementemethode (BEM) zur Analyse der vibroakustischen Antwort eines Satellitenpanels auf Schalldruckanregung verwendet. Mittels FEM und BEM werden die SEA-Parameter ermittelt. Diese werden anschließend in das SEA Gesamtmodell implementiert. Beim Vergleich der SEA-Ergebnisse mit gemessenen Daten zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Schwingungsantwort, jedoch eine hohe Sensitivität bzgl. des internen Verlustfaktors der Befestigungselemente.

Die Anwendung der SEA in der Automobilindustrie ist, aufgrund der Entwicklungen zur Komfortsteigerung durch Lärm- und Schwingungsreduktion, vielfältig. In [56] wird die Innenraumakustik eines PKWs erfolgreich mittels SEA berechnet. In [13] wird die Formulierung eines SEA-Elementes zur Modellierung viskoelastischer Schwingungsisolatoren vorgestellt.

Eine Anwendung in der Militärtechnik wird in [26] beschrieben. Darin wird die Auswirkung ballistischer Schocks durch Beschuss der Frontpartie eines Kampffahrzeuges mit verschiedenen Modellierungsmethoden untersucht. Die Ergebnisse sowie der Modellierungsaufwand werden verglichen. Auf der schockbelasteten Platte führt sowohl die rechen- und modellierungsaufwändige FEM als auch die relativ schnell und einfach anzuwendende SEA (AutoSEA2) zu guten Übereinstimmungen mit den experimentellen Ergebnissen.

Transiente Statistische Energie Analyse (TSEA)

Bei der TSEA wird die Gleichgewichtsbedingung eines SEA Elementes, welches im stationären Fall vereinfacht wie folgt lautet

$$P_{zu} = P_{Dissipation} + P_{ab} \quad (3-1)$$

ersetzt durch die korrespondierende transiente Gleichung

$$P_{zu}(t) = P_{Dissipation}(t) + P_{ab}(t) + \frac{dE(t)}{dt} \quad (3-2)$$

Darin sind die Leistungsflüsse P und die Subsystemenergie E eine Funktion der Zeit t . Die TSEA liefert gute Ergebnisse ohne eine detaillierte Beschreibung der Strukturelemente zu erfordern. So wird in [61] und [62] aufgezeigt, dass die TSEA die Energieverteilung innerhalb impulshaft angeregter Zweimasseschwinger bei etwas zu hohen Anstiegszeiten exakt wiedergibt. Die Nachteile der TSEA sind: die Beschränkung auf das Mittel- und Fernfeld, das oftmals notwendige Abschätzen von Verlust- und Kopplungsfaktoren, die räumliche und spektrale Mittelung, die

Beschränkung auf den höheren Frequenzbereich und die schwierige Bestimmung, Auswertung und weitere Verwendung der Subsystemenergien und Leistungsflüsse.

Hybride Methode

Die hybride FEM-SEA Methode koppelt die durch FEM und SEA beschriebenen Subsysteme in einem Gesamtmodell. Dabei wird in [73] eine Einteilung mittels der betrachteten Wellenlängen vorgeschlagen. Subsysteme, die im Vergleich zur Wellenlänge groß sind, werden statistisch mittels SEA beschrieben, und Subsysteme, die im Vergleich zur Wellenlänge klein sind, werden mittels FEM beschrieben. Der Vorteil der hybriden Methode liegt in der effizienten Beschreibung hochmodaler Systeme mittels SEA und der detaillierten Modellierung von Verbindungen oder kleinen Subsystemen mittels FEM, siehe Abb. 3-3. Wie in der klassischen SEA können nur harmonische Vorgänge abgebildet werden.

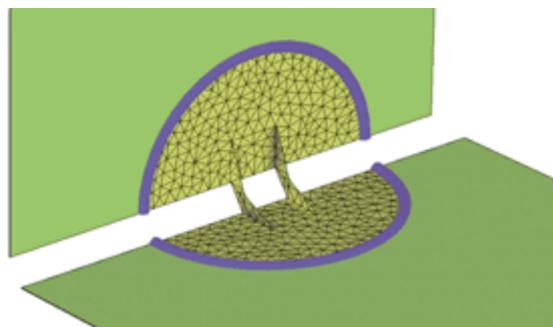


Abb. 3-3 FEM-Kopplungen in AUTOSEA2 [84]

3.2.4 Vergleich der vorhandenen Methoden und Zielsetzung des entwickelten Verfahrens

In Abb. 3-4 werden die Modellierungsmethoden bezüglich dem Aufwand für Modellierung und Berechnung und der Abweichung der Berechnungsergebnisse klassifiziert. Die SEAFOSS soll bei moderatem Aufwand eine ausreichende Ergebnismenge liefern.

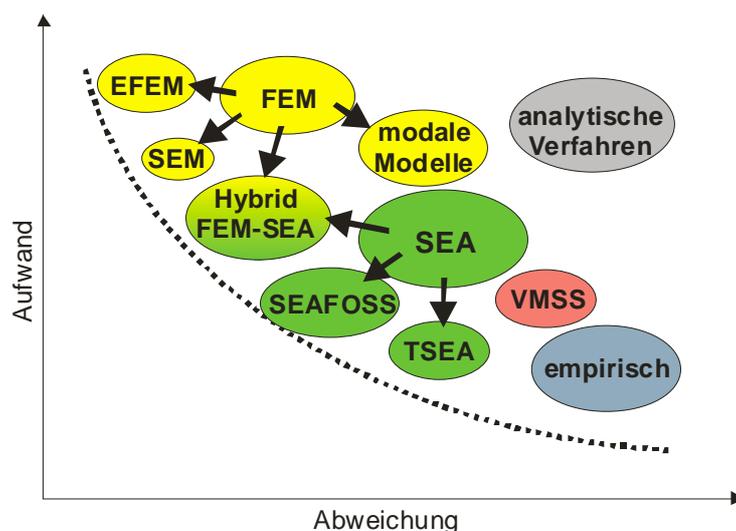


Abb. 3-4 Bewertung und Ausgangsform der Modellierungsverfahren

Um die SEAFOSS (Kapitel 4) einordnen zu können, wird die SEA in Tab. 3-2 mit zwei weiteren großen Simulationen verglichen.

Tab. 3-2 Vergleich der wichtigsten Methoden zur Schockmodellierung

	FEM	SEA	Analytisch
Physikalische Grundlage	Bewegungsgleichung	Energiefluss	Bewegungsgleichung
Diskretisierung / Mittelung	räumliche und zeitliche Diskretisierung	räumliche und zeitliche Mittelung	nicht notwendig
Elementtypen	Verschiebungsansätze	je nach Wellentypen	
typ. Anz. FG	10.000 – 100.000	50-1000	1-5
Beschreibende Parameter	Masse, Steifigkeit und Dämpfung	spektrale interne und Kopplungsverlustfaktoren	Masse, Steifigkeit und Dämpfung oder Modalparameter
Variablen	Verschiebung, Kraft	Energie und Leistung	Kraft, Verschiebung
Frequenz	0 - 1000Hz	100 – 20000 Hz	Beliebig
Voraussetzung	Elementgröße klein genug, um die Modenform wiedergeben zu können und kleiner als die akustische Wellenlänge	Hohe modale Dichte, abgrenzbare Strukturelemente	Struktur muss analytisch beschreibbar sein, z.B. als Mehrmassenschwinger
Anwendung	Harmonische und transiente Simulation im niedrigen Frequenzbereich	Harmonische Analyse von akustischen Problemen	einfache Analysen im frühen Auslegungsstadium
Vorteil	direkte, exakte Lösung, FG-Reduktion durch modale Berechnung möglich	Geringer Modellierungs- und Lösungsaufwand, effiziente spektrale Ansätze für Dämpfung und Strukturverbindungen	direkte, exakte Lösung
Nachteil	sehr hoher Modellierungs- und Berechnungsaufwand, strukturelle Kopplungen sind aufwändig und ungenügend für den hohen Frequenzbereich	räumlich und zeitlich gemittelte Lösung	nur für sehr einfache Problemstellungen, die sich auf wenige FG reduzieren lassen

Bei der Wahl des Simulationsverfahrens sollten neben dem Frequenzbereich die modalen Dichten, Eigenformen und akustischen Wellenlängen der Struktur betrachtet werden [41][22]. Die FEM eignet sich für tiefe, die hybride FEM-SEA für tiefe bis mittlere und die SEA für hohe Frequenzen [51].

3.3 Messung und Quantifizierung von Schockbelastung

Um Modellierungsverfahren und Reduktionsmaßnahmen bewerten zu können, ist die korrekte experimentelle Erfassung der Schockbelastung notwendig. Das Ziel einer Schockmessung ist die Ermittlung der SRS-Verteilung innerhalb eines Strukturelementes nach Anregung durch die untersuchte Schockquelle / Komponente. Dazu müssen die in Kapitel 2.2.2 gezeigten Anforderungen zur Berechnung des SRS beachtet und entsprechend im Versuchsaufbau umgesetzt werden. Abb. 3-5 zeigt einen entsprechenden Testaufbau eines Freigabemechanismus mit mehreren mechanischen Anschlägen. Auf einer Sandwichplatte werden vier dreiaxige Schockaufnehmer (ACC 1 bis ACC 4) angebracht, um die Beschleunigungsantwort während des Auslösevorgangs zu erfassen.

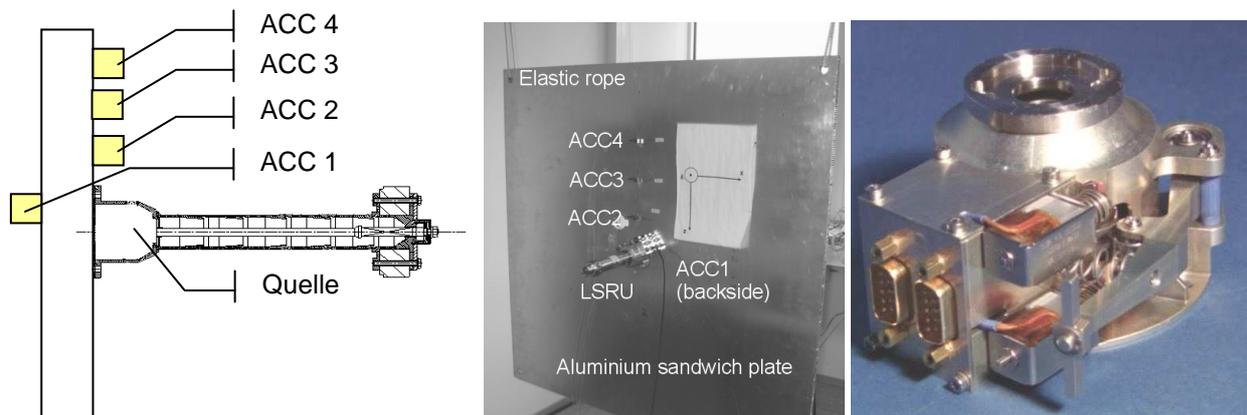


Abb. 3-5 Schockmessung (links und mittig) eines Freigabemechanismus (rechts)

Um die Zusammensetzung des gesamten Freigabeschocks und um damit den Einfluss der mechanischen Anschläge zu untersuchen, werden die schockemittierenden Vorgänge einzeln erfasst. Dadurch lassen sich gezielte Reduktionsmaßnahmen umsetzen. In Abb. 3-6 werden die Antwortspektren in der Wirkrichtung des Schocks für folgende Konfigurationen verglichen:

- 0kN Vorspannung: Anschläge und Freigabe ohne Vorspannung
- 16kN Vorspannung: Anschläge und Freigabe mit Vorspannung (Referenzkonfiguration)
- nur mech Anschläge: Anschläge von Magnetaktuator und Hebel

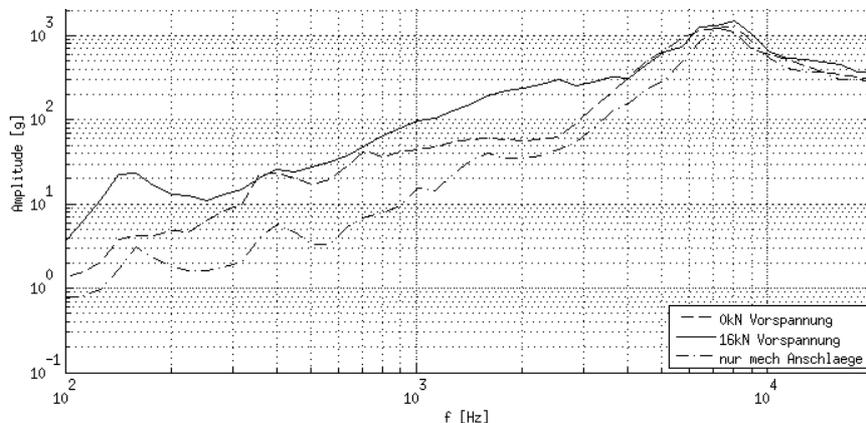


Abb. 3-6 SRS eines Freigabemechanismus (verschiedene Konfigurationen)

In einer relativen Betrachtung zeigt sich in Übereinstimmung mit [49], dass mechanische Anschläge einen hohen Anteil von bis zu 90% im hohen Frequenzbereich haben. Motiviert dadurch werden in Kap. 5.2 viskoelastische Anschlagdämpfer mit reibungsoptimierter Geometrie entworfen und sowohl theoretisch als auch experimentell untersucht.

3.4 Reduktionsprinzipien von Schockbelastung

Die analytische Behandlung der Schockisolation in Kapitel 2.3.1 wird nun deren ingenieurwissenschaftliche Umsetzung gezeigt. Dabei werden in dieser Arbeit ausschließlich passive Dämpfungsmechanismen behandelt. Das weite Feld der aktiven Schwingungsdämpfung [42] wird nur der Vollständigkeit halber genannt. In den Kapiteln 3.4.1 bis 3.4.3 werden drei relevante Disziplinen herausgegriffen und verschiedene Reduktionsprinzipien betrachtet. Anhand der entsprechenden Literatur, z.T. in Verbindung mit den eigenen Arbeiten, werden aktuelle Entwicklungen und Arbeiten diskutiert.

3.4.1 Aktuelle Entwicklungen in der Raumfahrt

Die Schockproblematik und die Schockreduktion ist in der Raumfahrt von großer Bedeutung, da deren Unterschätzung oder Unkenntnis im Extremfall zum Scheitern teurer und langfristig geplanter Satellitenmissionen führen kann [49]. Die Gründe für diese große Bedeutung liegen zum einen in der Präsenz zahlreicher Schockquellen wie u.a. pyrotechnische Auslöse- und Freigabemechanismen. Im Space Shuttle gibt es mehr als 120 Stück davon. Zum anderen liegt es an der steigenden Anzahl und Empfindlichkeit von Komponenten aus der Mikroelektronik und Optik und der Verwendung keramischer Werkstoffe, als auch die geringe Dämpfung der verwendeten Leichtbaumaterialien [49]. Aufgrund der hohen Packungsdichte können Komponenten nicht in der notwendigen Entfernung zu den Schockquellen angebracht werden. Desweiteren steigt die pyrotechnische Leistung aufgrund der größer und schwerer werdenden Solargeneratoren [50][54] und damit die Schockerzeugung von Trennmechanismen. Betrachtet man die gängigen pyrotechnischen Auslöse- und Freigabemechanismen zeigt sich ein hoher Anteil der (pyrotechnisch verursachten) mechanischen Anschläge an der gesamten Schockemission [49] [85]. Die in der Raumfahrt eingesetzten Schockreduktionsmaßnahmen werden anhand ihrer Wirkmechanismen vorgestellt [92].

Reduktion der Schockerzeugung

Die Reduktion unmittelbar am Entstehungsort ist am wirksamsten. Deshalb werden bevorzugt Mechanismen entwickelt, die auf eine pyrotechnische Freigabe verzichten. Beispiele sind u.a. Formgedächtnismaterialien wie die *QWKNUT* (*Starsys Research*), die *Low Force Nut* (*Lockheed Martin Astronautics*) und die *Two Stage Nut* (*Lockheed Martin Astronautics*), welche nur Schocks von 200g bis 500g erzeugen [43][43][59]. Die Verwendung von *Schmelzdrähten* hat eine Minimierung der Schockerzeugung zur Folge wie z.B. in der Freigabeeinheit der *NEA Electronics*. Die langsame Umwandlung der Vorspannungsenergie in Rotationsenergie mittels eines Planetenrollengewindetriebes in der *Low Shock Release Unit* (*EADS Astrium GmbH*) führt zu einer weiteren Minimierung des Freigabeschocks auch bei hohen Vorspannkräften [50].

Anschlagdämpfer

Mechanische Anschläge wie bei Aktuatoren oder Hebeln, welche in fast jedem Mechanismus zu finden sind, tragen beträchtlich zur Schockerzeugung bei [93]. Es werden z.B. viskoelastische Stoßfänger oder auch Dämpfer aus verstricktem Stahldraht [87] zur Minimierung des Anschlagstoßes eingesetzt. Eigene Messungen zeigen, dass durch die Verwendung von verstricktem Stahldraht eine anfängliche SRS-Reduktion um 30%, bei wiederholtem Einsatz nur noch um 10% möglich ist. In Abb. 3-7 ist ein Element gezeigt, das aus einem Hohlzylinder aus verstricktem Stahldraht besteht und sich hauptsächlich durch seine degressive Kennlinie und hohe Strukturdämpfung, aufgrund von Reibung zwischen den Drähten, auszeichnet. Hier wird es zur Dämpfung des mechanischen Anschlags eines federvorgespannten Hebels untersucht.

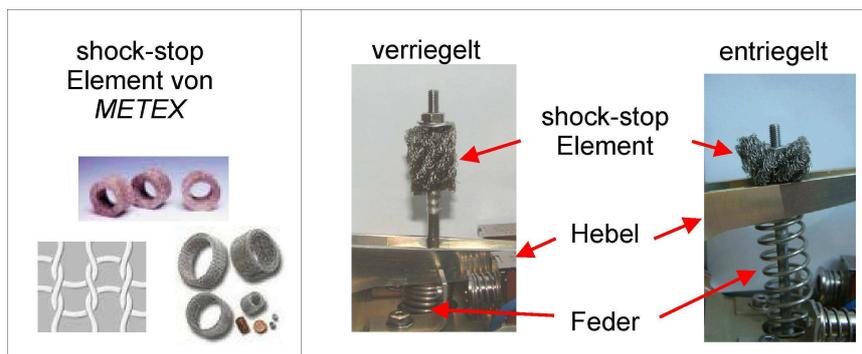


Abb. 3-7 Shock stop Element [87] zur Dämpfung mechanischer Endanschläge, angewandt an der LSRU

Viskoelastische Stoßfänger werden nicht plastisch verformt, zeichnen sich jedoch durch eine ähnlich hohe Dämpfung aus. Ihr Potential wird durch konstruktives Hinzufügen struktureller Dämpfung, wie in Kapitel 5.2 beschrieben, weiter erhöht.

Schockreduktion durch Isolation

In [54] wird ein nichtlinear arbeitender Isolator vorgestellt, der zur Schockreduktion für die Freigabe am Telekommunikationssatelliten *Eurostar 2000+* entwickelt wurde. Die eindimensional wirksame Bauvariante dämpft um den Faktor 2 bei 1000Hz und mindestens um den Faktor 5 bei 5000Hz bei einer hohen Steifigkeit und Maximaltragfähigkeit von 30kN. Verantwortlich für die hohe Amplitudenreduktion ist die nichtlineare Steifigkeit von Elastomerplatten, welche auf Schub belastet werden. In [21] werden Systeme zur Schwingungs- und Schockisolation von Satelliten während des Starts verglichen. Das darin vorgestellte *SoftRide* System führt sowohl zu einer Schwingungsreduktion als auch zu einer guten Körperschall- und Schockreduktion.

Schockreduktion durch Absorption

Die Absorptionsfähigkeit von Insert-Verbindungen kann nach [10] durch viskoelastische PU-Zwischenlagen in einem Schichtaufbau mit GFK-Schichten um den Faktor 3-4 im Vergleich zu herkömmlichen Inserts verbessert werden. Eine Erhöhung der Absorptionsfähigkeit von Strukturen lässt sich durch den Einsatz verschiedenster Reibdämpfer und Elastomerelemente erreichen [60]. Für den Einsatz in der Luft- und Raumfahrt werden spezielle hochdämpfende viskoelastische Elastomere entwickelt wie z.B. *SMACTANE*® der Firma *SMAC* [88].

3.4.2 Schock- und Schwingungsdämpfer im Bauingenieurwesen

Im Bauingenieurwesen gilt es, ausreichend Sicherheit gegenüber Erdbeben-, Wind- und Böenlasten sowie gegenüber Anprall- und Explosionsereignissen für gefährdete Gebäude und Brücken zu bieten. Ist diese nicht gegeben, kann es dramatische Folgen haben, siehe Abb. 3-8. Wie in der Raumfahrt spielt die Schockproblematik durch die immer höheren und filigraneren Bauwerk, eine immer größere Rolle im Entwurfsprozess [75].



Abb. 3-8 Schadensbilder bei Erdbeben (links: Torsionsversagen, rechts: Bodenverflüssigung)

Die Auslegung der Dämpfungsmechanismen und die Bewertung der Bauwerkskonstruktion erfolgt mit analytischen und numerischen Methoden, die in den Kapiteln 2.2.2, 2.3 und 2.6 dargestellt werden. Da der Zeitverlauf der Bodenbeschleunigung a priori nicht bekannt ist, werden auch hier Antwortspektren verwendet. Diese wurden anhand gemessener Zeitverläufe ermittelt und sind in DIN 4149 [75] in geglätteter Form gezeigt. In einem zweiten Schritt erfolgt die Analyse des realen Bauwerks mit dessen Schwingungseigenformen. Die berechneten Näherungswerte werden dann zur Bemessung des Bauwerks herangezogen. Besonders bei schlanken und hohen Bauwerken und Brücken ergibt sich meist eine geringe Schubsteifigkeit, so dass verschiedene zusätzliche Maßnahmen ergriffen werden müssen. Es wird versucht, die Resonanzüberhöhung zu minimieren, indem die schon vorhandene Baustoff- und Verbindungsdämpfung durch zusätzliche konstruktive Dämpfungselemente erhöht wird. Dazu wurden die in Abb. 3-9 gezeigten Systeme entwickelt und zum Einsatz gebracht [60][39].

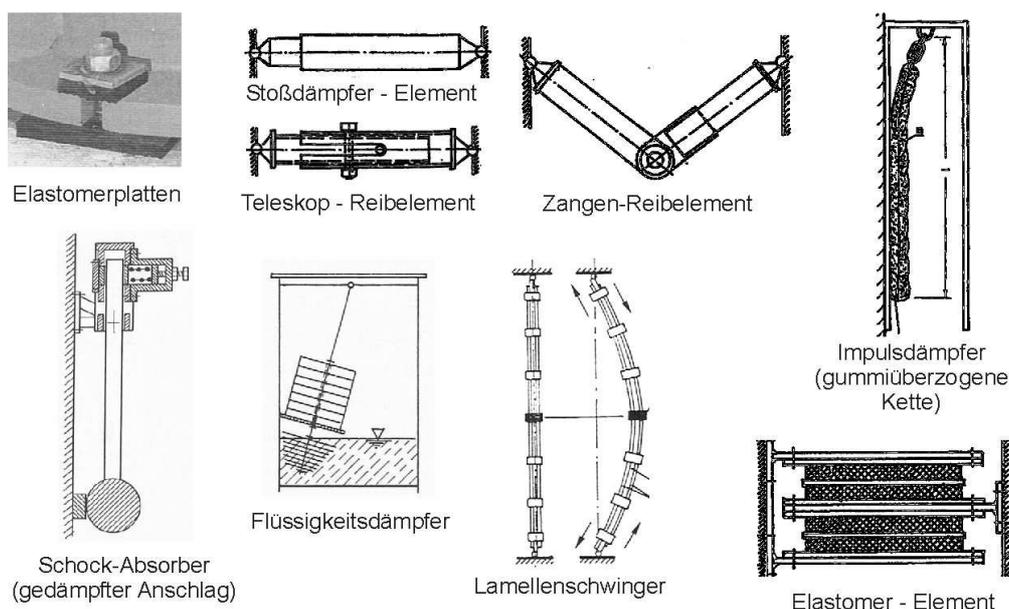


Abb. 3-9 Schock- und Schwingungsdämpfer im Bauwesen

3.4.3 Schockuntersuchungen durch Falltests bei elektronischen Instrumenten

Vorrangiges Ziel ist es, sensible und teure Güter durch eine geeignete Verpackung vor Stößen während des LKW-Transports und der Auslieferung ausreichend zu schützen [55]. Niederamplitudige aber lang andauernde Vibrationen wie beim Transport führen meist zu äußeren Beschädigungen an den Reibpunkten des Verpackungsmaterials, z.B. dem Abstumpfen von Lacken. Hochamplitudige, transiente Schocklasten wie beim Aufschlagen auf den Boden aus dem freien Fall können z.B. zu Platinenbruch oder Mikrorissen führen. Eine typische Anforderung an Verpackungen ist, dass ein Sturz aus einer Höhe von 80cm auf jede Seite, Kante und Ecke so gedämpft werden, dass das verpackte Gut keinen Schaden nimmt. Die Prüfvorschriften sind in DIN ISO 2206 und DIN ISO 2248 sowie in Verpackungsleitfäden der entsprechenden Firmen wie UPSTM definiert.

Um dies zu erreichen, werden Entwicklungen in verschiedenen Ebenen vorangetrieben:

- Topologie und Geometrie (Folien- und Schaumverpackung, Chips, Luftpolsterfolie, Schaumdicken und Verzahnung)
- Material (Schäume & Folien unterschiedlicher Dichte, Naturmaterialien z.B. Maismehlfolien)

Zur experimentellen Untersuchung der Dämpfungseigenschaften werden Freifalltests und geführte Falltests (definierte Fallrichtung und -höhe) mit folgenden Untersuchungszielen durchgeführt:

- Zustand der Verpackung nach dem Aufprall (Kundenakzeptanz)
- Funktionsfähigkeit des Verpackungsgutes nach mehrfachem Fall
- Erfassung der Stoßbeschleunigung zur Optimierung der Verpackung

In Abb. 3-10 (links) sind am Beispiel eines Notebooks zwei Verpackungstypen dargestellt. In Abb. 3-10 (mittig) ist ein Versuchsaufbau für einen geführten Falltest und in Abb. 3-10 (rechts) ein typisches Messergebnis gezeigt.



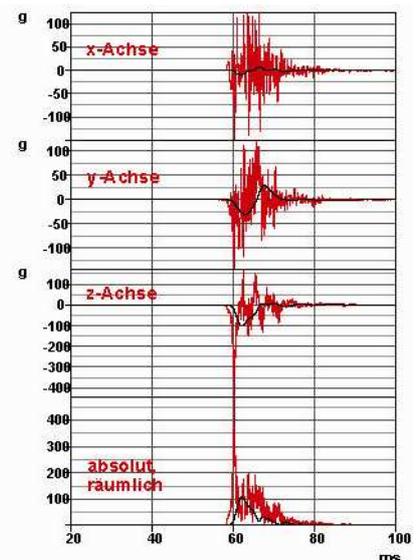
EPP Schaumverpackung (verzahnt)



Tiefziehfolie (160µm und 200µm)



Notebookverpackung im geführten Falltest



gemessene Beschleunigung in 3 Achsen (zus. mit 100Hz gefiltert)

Abb. 3-10 Verpackungstypen (links), Versuchsaufbau (mitte) und Ergebnisse von Falltests (rechts)

Hier ist die Interpretation der gemessenen Zeitdaten wichtig. Neben einer einfachen Tiefpass-Filterung der Zeitdaten und einer Bewertung der maximalen Amplitude wird eine Anwendung des Schockantwortspektrums untersucht [20]. Durch Anwendung des SRS wird die Anzahl der zerstörenden Tests an den Transportgütern minimiert und damit eine Kostenreduktion bei der Verpackungsentwicklung erreicht [12]. Wie in der vorgestellten Arbeit kommen viskoelastische Materialien und das SRS zur Anwendung.

3.5 Verfahren zur Schall- und schwingungsdiagnostische Schadensindikation

Obwohl versucht wird Schockbelastungen und transiente Körperschallwellen zu reduzieren bzw. zu vermeiden, können diese sehr nützlich sein bei der Schadensindikation (Kapitel 6). Hier werden einige aktuelle Entwicklungen zur schwingungs- und schalldiagnostischen Schadensindikation aufgezeigt. Man versteht unter Schadensindikation im Sinne einer Bauteilüberwachung die Überwachung bestimmter physikalischer Zustände oder Eigenschaften eines Bauteils [78]. Daraus lassen sich Aussagen über dessen Belastung und dessen Verschleißzustand treffen. Damit ist es möglich die Belastungen anzupassen, um eine Verlängerung der Lebensdauer zu erreichen bzw. dieses Bauteil zeitoptimal auszutauschen [36].

Die Anlagenüberwachung (condition monitoring), Zustandserkennung und Schadensfrüherkennung ist durch die Weiterentwicklungen in den Gebieten Sensorik, Signalanalyse und Modellierung in den 80er Jahren entstanden. In [14] wird der Bedarf des „Structural Health Monitoring“ auf die Wartungsintervalle von Flugzeugen hervorgehoben. Die aktuellen Forschungs- und Entwicklungsarbeiten beschäftigen sich mit der:

- Sensorentwicklung (verteilte Sensorik, kabellose Signalübertragung, Sensorzuverlässigkeit)
- Einleitung von Diagnosesignalen (z.B. Lamb-Wellen) zur aktiven Strukturüberwachung
- Signalanalyse zur Verarbeitung und Interpretation von Messdaten bei verteilter Sensorik
- Schadensinterpretation und –identifikation
- System- und Strukturintegration von Sensorik und Aktorik
- Miniaturisierung der einzelnen Komponenten

In Tab. 3-3 sind neben dem in Kapitel 6 angewandten akustischen Emissionsverfahren einige andere Verfahren aufgeführt und beschrieben [74].

Tab. 3-3 Vergleich einiger Inspektionsverfahren [74]

Verfahren	Schadenstyp	Vorteile	Einschränkungen
visuelle Inspektion	Ermüdungsriß, Delamination, Beschichtungsversagen	einfache Instrumente, kostengünstig	begrenzte Genauigkeit, zeitaufwändig, Zugänglichkeit notwendig
Ultraschall	Ermüdungsriß, Delamination, Impact	gut verstanden, etabliert, empfindlich, Ortung möglich, kostengünstig, während des Betriebs	akustische Ankopplung, geometriesensitiv
Thermografie	Ermüdungsriß, Delamination, Impact, Beschichtungsversagen	schnell, an großen Strukturen einsetzbar, an komplexer Geometrie	teuer, unempfindlich, geringe Eindringtiefe
akustische Emission	Ermüdungsriß, Delamination, Impact, Beschichtungsversagen	gut verstanden, etabliert, an großen Strukturen und komplexer Geometrie während des Betriebs einsetzbar	erfordert Anregung, schlecht reproduzierbar, unempfindlich

Die passiven und aktiven Verfahren sind wie folgt aufgebaut.

Bei passiver Diagnostik werden Sensoren auf die Struktur aufgebracht. Während des Betriebes werden die Messdaten aufgezeichnet und mit hinterlegten Daten der unbeschädigten Struktur verglichen. Die Anregung der Struktur erfolgt durch bekannte und reproduzierbare Betriebslasten. Das gemessene Signal gibt die Antwort auf diese unbekannte Anregung aus. Schwingungsbasierte Systeme haben sich bereits im industriellen Einsatz zur Überwachung rotierender Maschinen etabliert, z.B. zur Lager- und Ventilüberwachung an Pumpen. Unter aktiver Diagnostik versteht man den regelmäßigen Vergleich von Messdaten mit Daten bekannter externer Anregungen. Damit ist ein Rückschluss auf eine Zustandsveränderung möglich.

Die akustischen Inspektionsverfahren [38] (zerstörungsfreie Prüfverfahren) lassen sich einteilen in Ultraschallprüfungen [7][18], akustische Resonanzverfahren, Klangprüfungen und Schallemissionsanalysen [35]. Bei den beiden ersten Verfahren wird das Untersuchungsobjekt zu einer charakteristischen Schwingung angeregt und die Schallabstrahlung messtechnisch erfasst. Bei der Schallemissionsanalyse nutzt man die Tatsache, dass beim Entstehen einer Schädigung, z.B. einem Riss, Energie frei wird, welche sich als Festkörperwelle ausbreitet. Der genutzte Frequenzinhalt dieser akustischen Ereignisse liegt im Frequenzbereich zwischen 10kHz und 1MHz. Niederfrequenterer Frequenzinhalte sind aufgrund der überlagerten harmonischen Betriebsschwingungen ungeeignet. Die passive Schallemissionsanalyse kann während des Betriebes auch an integrierten und komplexen Strukturen angewendet werden [74][27]. In [8] wird gezeigt, dass aktives Aussenden von sog. Lamb-Wellen und das Erfassen ihrer Reflexion an Schäden, bzw. Bauteilgrenzen, die Detektion und Lokalisation von schadhafte Strukturereichen erlaubt. Mittels aufgeklebter Piezoplaten wurden an einer etwa 1 x 0,5 m² großen Sandwichplatte Hagelschäden detektiert und auf etwa 2-5 cm genau lokalisiert.

4 Modifizierung der statistischen Modellierung zur Schocksimulation

Nun wird ein Hauptteil dieser Arbeit vorgestellt, die Modifikation und Erweiterung der SEA zur SEAFOSS und damit zu einem Modellierungsverfahren für schockinduzierte Strukturschwingungen.

In Kapitel 4.1 wird die SEA in das weite Feld der strukturellen Schockmodellierung eingeordnet. Die Grenzen und der Modellierungsaufwand der FEM motivieren zu einer Weiterentwicklung der SEA zur Analyse schockartiger Schwingungsvorgänge.

In Kapitel 4.2 wird der modifizierte Modellierungsansatz „SEAFOSS“ (Statistical Energy Analysis for Shock Simulation) vorgestellt. Die SEAFOSS wird in eine grafische Benutzeroberfläche integriert und macht damit das Modellierungsverfahren effizient und für ein breites Anwendungsspektrum nutzbar.

In Kapitel 4.3 wird eine modalbasierte Berücksichtigung nichtkonservativer Kopplungen vorgestellt. Diese dient zur genaueren Modellierung von Strukturverbindungen in der SEAFOSS.

In Kapitel 4.4 wird die Verifikation der SEAFOSS auf einer breiten, aber weitgehend qualitativen Basis gezeigt. Eine detaillierte quantitative Untersuchung erfordert die Bestimmung aller SEA-Parameter entsprechend der klassischen SEA, die nicht Schwerpunkt dieser Arbeit ist.

In Kapitel 4.5 wird auf die Anwendungsmöglichkeiten der SEAFOSS und einen Vergleich mit gängigen Modellierungsmethoden anhand von drei Fallbeispielen eingegangen.

In Kapitel 4.6 rundet eine Zusammenfassung und Bewertung den Teilbereich der Simulation schockinduzierter Strukturschwingungen ab.

4.1 Grenzen der FEM und Motivation für ein neues Schockmodellierungsverfahren

Am Aluminiumsandwichbalken wird die notwendige Abbildungstreue typischer Strukturelemente ermittelt. An zwei miteinander verbundenen Aluminiumsandwichbalken wird die notwendige Abbildungstreue von Verbindungselementen untersucht. Für beide Fälle werden Modelle mit zunehmender Komplexität erstellt und mit experimentellen Ergebnissen verglichen. Im Vergleich zu realen Leichtbaustrukturen wie Flugzeugen, Satelliten und Fahrzeugen weisen die betrachteten Beispiel-Strukturen zwar eine relativ geringe Komplexität auf, beinhalten aber trotzdem alle relevanten Aspekte, erreichen. In Verbindung mit ANSYS als Postprozessor kommt der explizite Gleichungslöser *LS-DYNA* zur Anwendung (siehe Abb. 4-1).

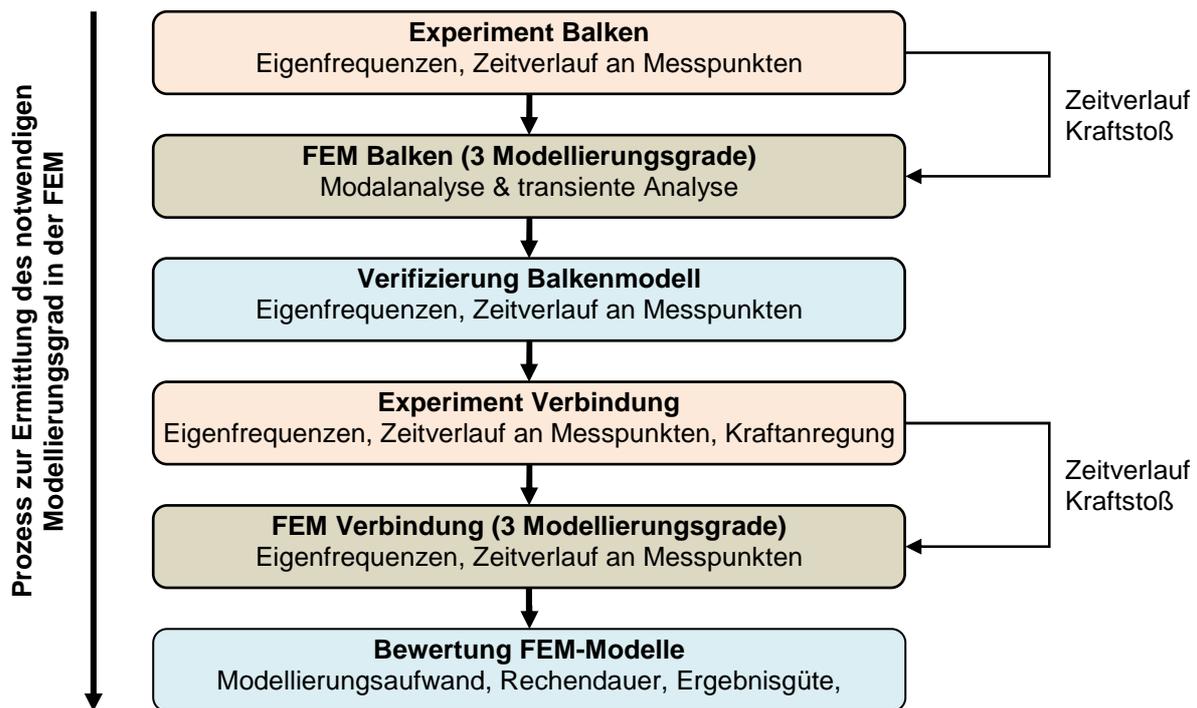


Abb. 4-1 Prozess zur Ermittlung des notwendigen Modellierungsgrades in der FEM

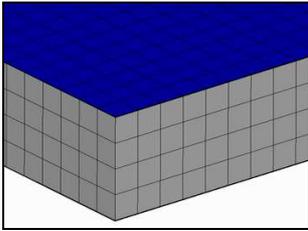
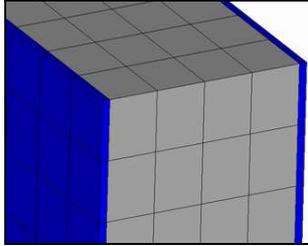
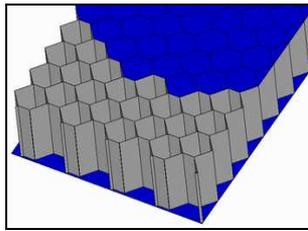
4.1.1 Ausbreitung von Schocks in Strukturelemente

Am Sandwich-Honigwaben-Balken wird der notwendige Modellierungsgrad für transiente Strukturschwingungen in der FEM untersucht. Er besteht aus zwei wesentlichen Bestandteilen, den Alu-Deckschichten und dem Alu-Wabenkern. Dieser Aufbau weist die typischen Eigenschaften von Leichtbauelementen auf: Anisotropie und Verbundbauweise.

Modellierungsmethoden

In Tab. 4-1 sind die drei Modellierungsvarianten und ihre charakteristischen Eigenschaften zusammengefasst.

Tab. 4-1 Modellierungsvarianten des Sandwichbalkens

	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Deckschicht	Schalenelement	Volumenelement	Schalenelement
Wabenkern	Volumenelement	Volumenelement	Schalenelement
Modellierung	Orthotropes Materialverhalten des Kerns (lt. Hersteller), Klebermasse nicht berücksichtigt, Deckschicht als Schalen ggf. zu steif modelliert	Angenähertes isotropes Materialverhalten Schubverformung auch in Deckschichten	Massen- und Steifigkeitsverteilung wird optimal angenähert (Masse des Klebers ist auch berücksichtigt)
FEM - Modell			

Modale Verifikation

Zur Berechnung der ersten zehn Eigenfrequenzen wird der *Block-Lanczos-Solver* verwendet, der sich besonders für Modelle eignet, in denen Schalen- und Volumenelemente gemischt vorkommen.

Zur experimentellen Bestimmung der Eigenfrequenzen wird der Sandwich-Balken an einem Gummiband aufgehängt um eine Annäherung an das frei-frei gelagerte FE-Modell zu erreichen. Mit einem Impulshammer wird auf mehrere Orte des Balkens geschlagen, um die Anregung aller Moden zu gewährleisten. Aus den gemessenen Zeitdaten der beiden Beschleunigungsaufnehmer und des Hammers werden die Transferfunktionen berechnet und daraus die Eigenfrequenzen ermittelt. Der Versuchsaufbau ist in Abb. 4-2 gezeigt.

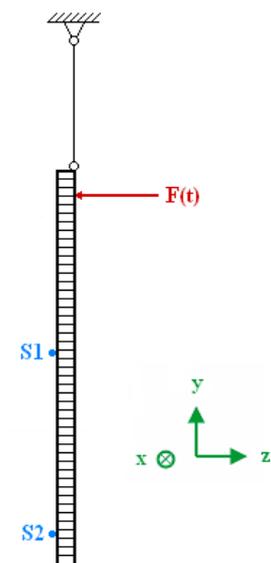


Abb. 4-2: Versuchsaufbau des Sandwich-Balkens (Anregung $F(t)$ und Sensoren S1 und S2)

Die durch 5 Wiederholungsmessungen statistisch abgesicherten gemessenen Eigenfrequenzen werden in Tab. 4-2 mit den modalen Ergebnissen (10 Eigenfrequenzen) der drei FEM-Varianten verglichen.

Tab. 4-2 Modale Verifikation der drei Modellierungsvarianten eines Sandwichbalkens

FEM-Variante	1	2	3
Abweichung berechneter Eigenfrequenzen	+9%	+83%	+2%
Bestimmtheitsmaß der Ausgleichsgeraden	0,985	0,945	0,987
Fehlerursache	etwas zu steif oder zu leicht (Kleber)	deutlich zu steif	nahezu ideale Steifigkeits- und Massenverteilung
Bewertung	gut	unzureichend	sehr gut

Transiente Analyse

Nach der modalen Bewertung der FEM-Modelle wird nun ihr transientes Antwortverhalten untersucht und mit experimentellen Ergebnissen verglichen. Die Hammeranregung löst eine Schockwelle aus, die sich als transversale Welle durch den Balken vorbei an den Sensoren S1 und S2 fortpflanzt.

Zur expliziten FEM-Analyse werden die Elementtypen angepasst und die Materialdaten aus der Modalanalyse übernommen. Sie werden zusätzlich um einen experimentell ermittelten globalen Dämpfungskoeffizient von 2 % ergänzt. Die Zeitschritte bewegen sich im Bereich von $0,02\mu\text{s}$ bis $0,5\mu\text{s}$. Die Dauer der Simulation beträgt 5 ms und bezieht mehrere Reflexionen der Schockwelle an den freien Enden mit ein.

Versuch und Simulation wird anhand der Beschleunigungswerte von Sensor 1 und Sensor 2 verglichen. Tab. 4-3 zeigt, ob Steifigkeitsverteilung, Massenverteilung und Dämpfung korrekt durch das FEM-Modell wiedergegeben werden. Die gemessenen und berechneten Zeitverläufe sind für die sehr gut geeignete Modellierungsvariante 3 in Abb. 4-3 dargestellt.

Tab. 4-3 Transiente Berechnungsergebnisse der drei Modellierungsvarianten des Sandwichbalkens

FEM-Variante	1	2	3
Abweichungen Zeitachse	hoch ab 1ms	läuft voraus (Schallgeschwindigkeit zu hoch)	gering ab 2ms
Abweichungen Amplitude	~15%	~15%	~5%
Fehlerursache	vgl. Tab. 4-2		
Eignung	bedingt geeignet	ungeeignet	sehr gut

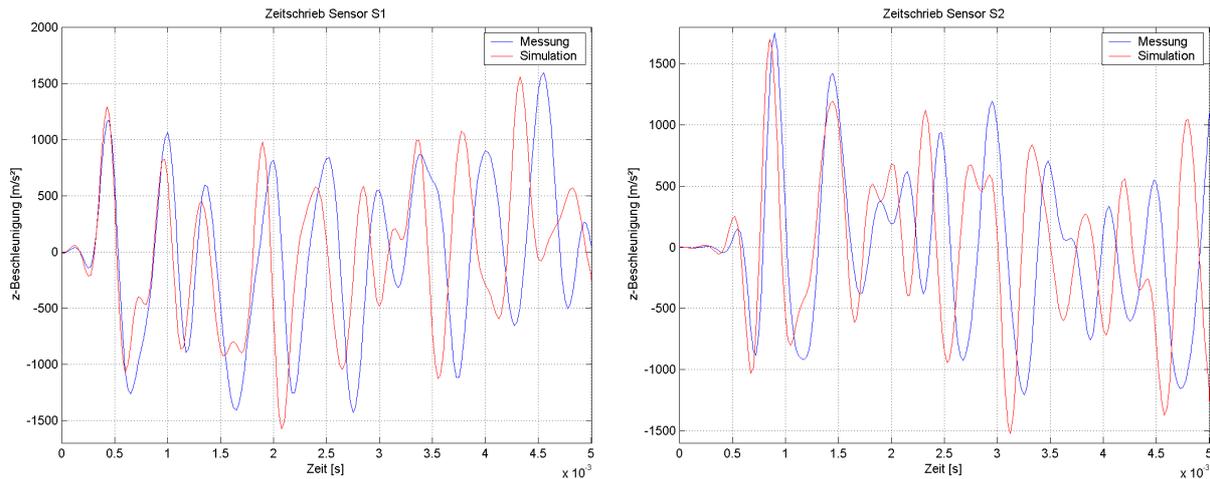


Abb. 4-3: Beschleunigungsverlauf Sensor S1 (links) und Sensor S2 (rechts), FEM-Variante 3

Bewertung und Vergleich

Die sehr detaillierte FEM-Modellierungsvariante 3 eignet sich gut für die Kurzzeitdynamik, da die modalen Eigenschaften und die Eigenschaften der Wellenfront gut abgebildet werden. Diese aufwändige Art der Modellierung kann nur angewandt werden, wenn die Gesamtstruktur nicht zu groß ist.

4.1.2 Übertragung von Schocks über Strukturverbindungen

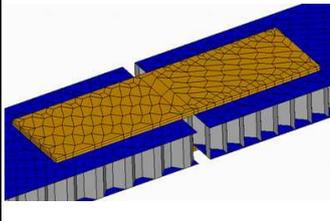
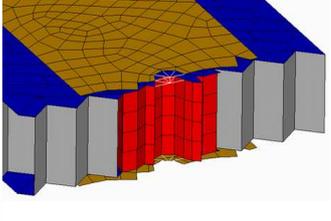
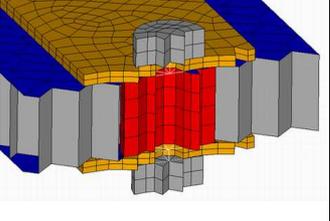
Die untersuchte Struktur besteht aus zwei Balken, entsprechend Kapitel 4.1.1, und einer Schraubverbindung mit eingeklebten Inserts und zwei Verbindungsblechen.

Modellierungsmethoden

Als optimale Modellierungsmethode wurde Variante 3 (siehe Tab. 4-3) ermittelt, mit der nun weitergearbeitet wird. Zur Untersuchung der Verbindungsmodellierung werden drei FE- Modelle mit zunehmender Abbildungstreue aufgebaut und evaluiert.

In Tab. 4-4 werden die drei Modellierungsvarianten der Verbindung mit steigender Abbildungstreue aufgeführt und ihre charakteristischen Eigenschaften zusammengefasst.

Tab. 4-4 Modellierungsvarianten von Verbindungen

	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Ankopplung der Verbindungsbleche	gemeinsame Knoten (keine Reibung berücksichtigt)	verbundene steife Balkensterne (unabhängige Vernetzung, kein Kontakt, keine Vorspannung)	über Reibung mit Schraubenkopf und Balken
Modellierung von Inserts, Schrauben und Beschleunigungsaufnehmer (ACCs)	durch MASS21- Elemente	Schrauben durch Balkensterne, Inserts durch Volumenelemente, ACCs durch MASS21	Schrauben durch vorgespannte Balkenelemente, Schraubenkopf durch Volumenelemente, Inserts durch Volumenelemente, ACCs durch MASS21
FEM - Modell			

Modale Verifikation

Vor der Untersuchung im Zeitbereich wird wieder ein modaler Vergleich mit Versuchsergebnissen durchgeführt. An beiden Balken werden jeweils zwei Beschleunigungsaufnehmer angebracht, einer in der Balkenmitte und einer sehr nahe an der Verbindung (siehe Abb. 4-4). Dadurch wird die Schockwelle direkt vor und nach der Verbindung gemessen. Die ersten 10 Biegeeigenfrequenzen werden ermittelt und statistisch abgesichert und mit den Ergebnissen der numerischen Modalanalysen in Tab. 4-5 verglichen.

Tab. 4-5 Modale Verifikation der drei Modellierungsvarianten einer Schraubverbindung

FEM-Variante	1	2	3
Abweichung berechneter Eigenfrequenzen	0%	-6%	-3%
Bestimmtheitsmaß der Ausgleichsgeraden	0,990	0,989	0,988
Bewertung	sehr gute Abbildung der Eigenfrequenzen		

Transiente Analyse

Die Ausbreitung einer Schockwelle durch das Bauteil wurde für den transversalen und den longitudinalen Anregungsfall untersucht, wobei sich die Ergebnisdarstellung auf den transversalen Fall beschränkt. Abb. 4-4 zeigt den Versuchsaufbau, sowie die gemessenen Zeitsignale der Hammeranregung und die Schwingungsantwort. Die Dauer der Simulation beträgt 5 ms und

bezieht damit mehrere Reflexionen der Schockwelle an den freien Enden und z.T. an der Verbindungsstelle mit ein (die Laufzeit über die Struktur beträgt 0,52 ms).

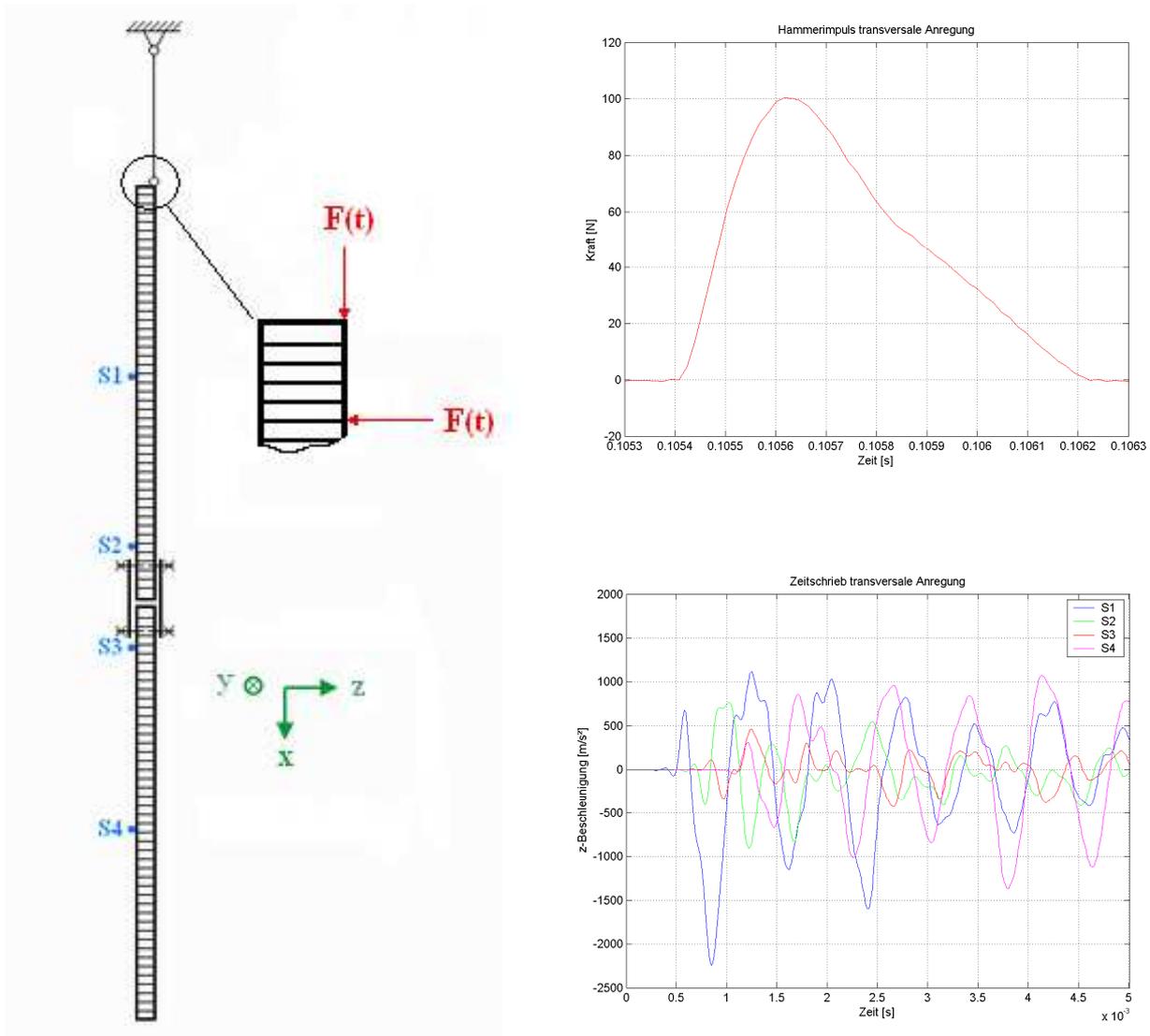


Abb. 4-4: Darstellung des Sandwichbauteils (links), Anregung (r, o) und Schwingungsantwort (r, u)

Es wird untersucht, wie die reale Verbindung die Schockwelle reduziert, und ob die FEM-Modelle dies abbilden können. Der Vergleich in

Tab. 4-6 konzentriert sich auf den Zeitverlauf und das Schockantwortspektrum (SRS) vor und nach der Verbindung, also auf die Sensoren S2 und S3 für den Fall der transversalen Anregung. Für Variante 2 werden die gemessenen und berechneten Zeitverläufe in Abb. 4-5 und die Antwortspektren in Abb. 4-6 dargestellt. Die Reduktion der Antwortspektren mittels

$$SRSR(\varpi) = \frac{SRS_{nach}(\varpi)}{SRS_{vor}(\varpi)} \tag{4-1}$$

wird in Abb. 4-7 dargestellt, wobei sich der Mittelwert der Messung (0,55) sehr gut mit der empirischen Annahme (0,5) und nur bedingt mit der Simulation (0,7) deckt.

Tab. 4-6 Transiente Berechnungsergebnisse der drei FEM-Modellierungsvarianten der Verbindung

FEM-Variante		1	2	3
Übereinstimmung im Bereich vor der Verbindung	Zeit	gut (erste Wellenfront deckt sich vollständig)	gut Abweichung im gesamten Zeitbereich < 20%	gut für die ersten Wellenfronten danach zu hohe Amplituden
	SRS	gut	sehr gut über weiten Frequenzbereich	sehr gut über weiten Frequenzbereich
Übereinstimmung im Bereich nach der Verbindung	Zeit	Amplitude 150% höher	sehr gut bei den ersten Wellenfronten Reflexionen führen zu Abweichungen	gut bei den ersten Wellenfronten danach bis zu 200% zu hohe Amplituden
	SRS	zu hoch (um 100%-200%) v.a. bei $f > 500\text{Hz}$	zu hoch (um <100%) Frequenzverlauf gut	zu hoch (um >200%) Frequenzverlauf gut
Reduzierung durch die Verbindung	SRS	mit diesem Modell nicht darstellbar im Mittel: 0%	etwas zu gering (FEM:30% / Exp:45%)	bei $f < 1\text{kHz}$ Amplitudensteigerung
Bewertung		viel zu steif (verbundene Knoten)	zu steif zu wenig Reibungsverlust	trotz hohem Aufwand Abbildung der Kopplungsverluste nicht möglich
Eignung		ungeeignet	bedingt geeignet beste Variante im Vergleich	ungeeignet

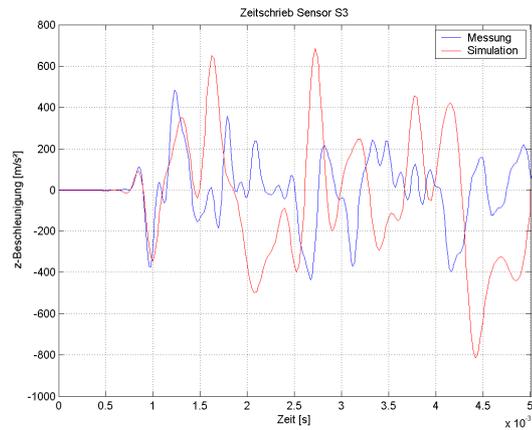
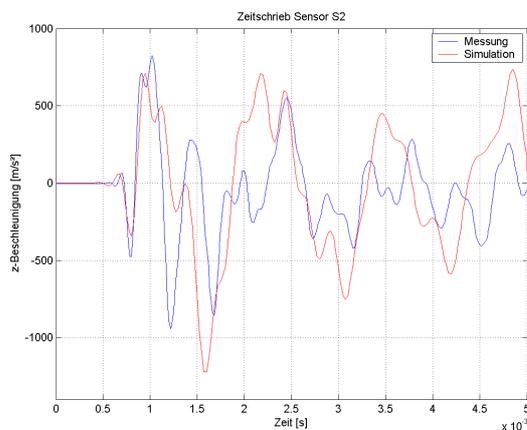


Abb. 4-5: Beschleunigung für Sensor 2 (links) und 3 (rechts), Verbindung 2

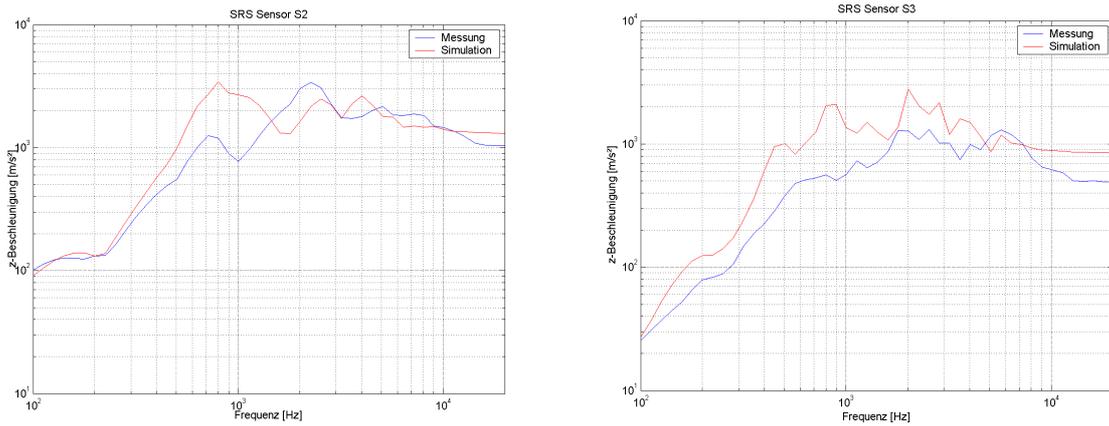


Abb. 4-6 SRS für Sensor S2 (links) und S3 (rechts), Verbindung 2

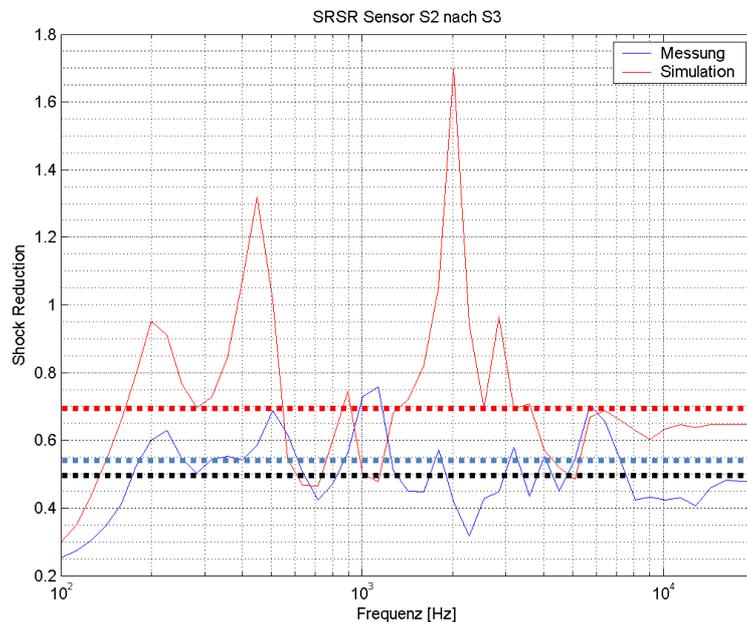


Abb. 4-7 SRS Reduktion von Verbindung 2 (SRS_{nach}/SRS_{vor} ; empirisch (schwarz), Messung, Simulation)

4.1.3 Bewertung, Diskussion und Ausblick der untersuchten FEM-Modellierungsvarianten

Die Ergebnisse zur Modellierung des Strukturelementes sind:

- FEM- Variante 1 stellt eine sehr gute Möglichkeit dar, die global gesehen anisotropen Eigenschaften der Struktur auf ein orthotropes Modell zu reduzieren.
- FEM- Variante 3 kann für genauere Untersuchungen des dynamisch, transienten Verhaltens der Struktur dienen. Jedoch müsste dafür noch die Dämpfung der Struktur genauer ermittelt werden

Die Ergebnisse zur Modellierung der Strukturverbindung sind:

- Verbindung 3 erzielt trotz der umfassendsten Abbildung nicht die beste Übereinstimmung. Variationsrechnungen bezüglich des statischen und dynamischen Reibwertes zeigen deren Einfluss im Abklingverhalten nach der Verbindung. Als Grund für die zu hohen Amplituden wird der spontane Übergang von Haft- zu Gleitreibung ausgemacht, wie es das verwendete Coulomb'sche Reibmodell vorsieht. Dies führt zu transienten Kraftänderungen und damit zu einer starken Schwingungsanregung.
- Verbindung 2 bildet die Reduktion tendenziell gut ab und kann ggf. weiter angepasst werden und somit zur Berechnung von Kopplungsverlustfaktoren für ein globales (SEAFOSS-) Modell genutzt werden.

Selbst für eine einfache Struktur ist der Modellierungsaufwand bei Schocksimulationen mittels FEM sehr groß, verlangt genaueste Voruntersuchungen und die Ergebnisse können dennoch mit einem Fehler von ~50% behaftet sein. Es bedarf daher eines neuen Modellierungsverfahrens zur Schocksimulation, das im Rahmen dieser Arbeit entwickelt und in Kap. 4.2 beschrieben wird.

4.2 Entwicklung eines neuen statistischen Schocksimulationsverfahrens

4.2.1 Motivation und Anforderungen des Schocksimulationsverfahrens

Die Motivation, eine verbesserte Modellierungsmethodik zur Schocksimulationen zu entwickeln, gründet neben den oben diskutierten Grenzen der FEM auf den folgenden Gesichtspunkten.

Schwächen und Restriktionen der FEM (und verwandter Verfahren)

- hoher Modellierungs- und Rechenaufwand bei der FEM durch die notwendige feine räumliche und zeitliche Diskretisierung
- die Bestimmung der dynamischen Struktureigenschaften, wie der Materialdämpfung und der Dämpfung in Verbindungen, gestaltet sich oft schwierig
- diese können standardmäßig nicht frequenzabhängig implementiert werden
- die ermittelten Zeitantworten lassen sich z.B. aufgrund von Reflexionen an Impedanzübergängen schwer interpretieren und vergleichen
- die notwendige Berechnung des SRS von allen relevanten Ergebnissen
- Schocklasten können nicht in der Form von SRS in FEM Analysen implementiert werden

Im Folgenden sind die Anforderungen aufgeführt, die an das neu entwickelten Verfahren gestellt werden.

Anforderungen an die Schocksimulation

- Strukturelemente und deren Verbindungen sollen hinreichend genau abgebildet werden
- die Schockverteilung soll mit einer ausreichenden Vorhersagegenauigkeit ermittelt werden (Positionierung von Komponenten)
- Unterstützung bereits in der frühen Designphase bzgl. Strukturelementen und -verbindungen
- Schocklasten sollen in Anlehnung an experimentell bestimmten SRS aufgebracht werden
- Simulationsergebnisse sollen kompatibel zu den Auslegungs- und Testkriterien sein

4.2.2 Modellierungsansatz basierend auf der SEA

Wie in Kapitel 2.2.2 und 3.2.2 gezeigt, eignet sich das SRS sehr gut zur Quantifizierung von schockinduzierten Strukturschwingungen. Die zur Verfügung stehenden Modellierungsverfahren arbeiten jedoch im Zeitbereich oder im fouriertransformierten Frequenzbereich. Will man das SRS in eines dieser Verfahren implementieren, so bietet sich die SEA an, da sie das Strukturverhalten auch im Frequenzbereich wiedergibt und eine geeignete Idealisierung der Struktur und ihrer Verbindungen bietet. Die somit entstandene SEAFOS (SEA For Shock Simulation), siehe Abb. 4-8, bildet damit im Gegensatz zur SEA den transiente Charakter von Schocklasten ab.

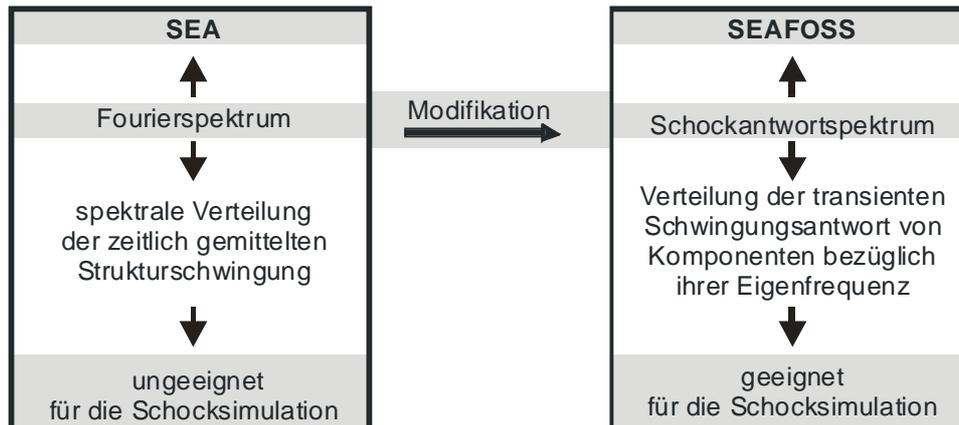


Abb. 4-8 SEAFOS Modellierungsansatz

Die Bestimmung der Subsystemenergie – bzw. einer äquivalenten Energiegröße – erfolgt nicht mittels der Leistungsdichte der Geschwindigkeitsquadrate (2-35) sondern mittels der Schockantwortspektren.

$$E_{PSD} = M \cdot \langle \{v^2\}_{PSD} \rangle \Rightarrow E_{SRS} = M \cdot \langle \{v^2\}_{SRS} \rangle \quad (4-2)$$

Die spektrale Berechnung bzw. Schockantwortrechnung bezieht sich auf die Geschwindigkeitsquadrate in geschweiften Klammern. Die spitzen Klammern drücken die räumliche Mittelung innerhalb eines Subsystems aus. Neben der Energie eines Subsystems wird auch der Energieaustausch über die verschiedenen Leistungen, wie z.B. die interne Verlustleistung, in den Antwortbereich transferiert.

$$P_{e,SRS} = \omega \eta E_{SRS} \quad (4-3)$$

Die Bestimmung der Kopplungs- und Verlustfaktoren als frequenzabhängige Größen erfolgt mit Hilfe der klassischen SEA (siehe Kapitel 2.5.2), da sie inhärente Eigenschaften der Strukturelemente und –verbindungen darstellt und somit unabhängig vom transienten Energieinhalt und –austausch ist.

Die Begriffe „Energie“ und „Leistungsfluss“ werden im Sinne einer besseren Übertragbarkeit bei der SEAFOS weiterhin verwendet, obwohl es sich beim SRS um eine Antwortgröße handelt, die nur indirekt mit dem Energieinhalt des Subsystems und deren Leistungsfluss zusammenhängt.

4.2.3 Analytische und empirische Basis des neuen Verfahrens

In [30] wird ein analytischer Zusammenhang zwischen der Beschreibungsebene "Fourierspektrum" und der vorgeschlagenen Beschreibungsebene "Antwortspektrum" aufgezeigt. Daraus lässt sich erkennen, inwieweit sich das SRS zur Analyse von Schockausbreitungen eignet. Für den dämpfungsfreien Fall einer Fußpunktbeschleunigung und der Betrachtung von Anregungen bei $t < 0$ und Antworten bei $t > 0$ (d.h. nach Wirken der Anregung) ergibt sich die Amplitude der äquivalenten maximalen Beschleunigung (=SRS) A_{eq} zu

$$A_{eq} = \frac{\overline{\omega}}{g} F(\omega), \quad (4-4)$$

wobei $F(\omega)$ das zeitabhängige Fourierspektrum der Anregung darstellt. Die Gültigkeit dieses Zusammenhangs und damit die theoretische Gültigkeit einer SRS-basierten Analyse hängen stark von der Dauer und Art der Anregung ab und sollte im Einzelfall betrachtet werden.

Neben dieser analytischen Basis, stützt sich die SRS basierte Modellierung auf eine empirische Basis, die z.T. in 3.2.2 dargestellt wurde. In Abb. 3-1 (rechts) ist ein Verlauf des SRS im Ausbreitungspfad gezeigt, der sich auch durch ein entsprechendes numerisches Modellierungsverfahren abbilden lässt.

Ergänzend wird das Verfahren mit entsprechenden Referenzfällen verifiziert, siehe 4.4, und durch praktische Untersuchungsbeispiele untermauert, siehe 4.5.

4.2.4 Entwicklung einer effizienten Modellerstellung und numerischen Umsetzung

Die SEAFLOSS-Modellerstellung wird durch eine grafische Benutzeroberfläche unterstützt. Darin werden die Subsysteme und ihre Kopplungen definiert und die SEAFLOSS-Gleichung gelöst.

Definition der SEAFLOSS-Subsysteme

Die Ermittlung der Dämpfungs- und Kopplungsverlustfaktoren, der modalen Dichten und die Definition der SEAFLOSS-Subsysteme erfolgt äquivalent zur klassischen SEA, wie in Kapitel 2.5.2 beschrieben. Aufgrund der geometrischen Mittelung werden im klassischen Fall gesamte Strukturbauteile durch ein SEA-Element je Schwingungsmodus abgebildet. Dies kann auch unerwünscht sein.

Verbesserung der räumlichen Auflösung durch Größennormierung der Verlustfaktoren

Soll etwa eine Aussage über die Verteilung der Schocklast innerhalb eines Strukturbauteils getroffen werden, so kann dies durch dessen Diskretisierung und mit größennormierten Verlustfaktoren erfolgen. Abweichend vom klassischen SEA-Ansatz ist es dann möglich, den Gradienten einer Schockbelastung innerhalb eines Strukturelements zu ermitteln, womit der räumlich mittelnde Charakter der SEA aufgeweicht wird. Um die interne Verlustleistung einer Strukturkomponente bei weiterer Unterteilung in mehrere Subsysteme konstant zu halten, wird sie anhand der Subsystemgröße aufgeteilt. Das Subsystem x (Abb. 4-9, links) wird in n kleinere Subsysteme x_1 bis x_n (Abb. 4-9, rechts) unterteilt. Um den gesamten Verlust P_{xd} konstant zu halten, werden die Verlustleistungen $P_{x,id}$ anhand der charakteristischen Größe des Subsystems x_i und entsprechender ILFs $\eta_{x,id}$ aufgeteilt.

$$P_{xd} = \sum_{i=1}^n P_{x,id} \tag{4-5}$$

Grafisch lässt sich dies, wie in Abb. 4-9, mittels dreier Subsysteme (gelb, rot, blau), darstellen. Das rote Subsystem x wird dabei diskretisiert.

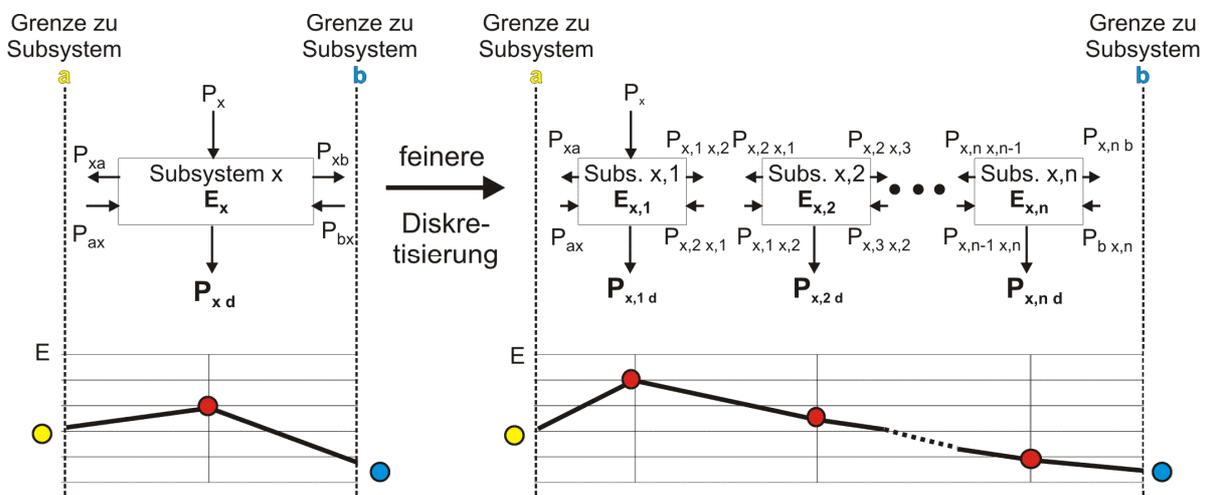


Abb. 4-9 Größenskaliertes internes Verlustfaktoren

Wendet man diese Diskretisierung an flächigen oder volumenförmigen Elementen an, so ist auf eine gleichmäßige Vernetzung zu achten. Diese wird z.B. durch die Verwendung rasterförmiger Netze (mapped mesh), wie sie in FEM-Preprozessoren erzeugt werden können, erreicht. Eine ungleichmäßige Vernetzung führt zu einer inhomogenen Dissipation bei der Schockausbreitung, da verzerrte Elemente bei gleicher Größe einen größeren Abstand haben können, als regelmäßige Elemente.

Grafische Benutzeroberfläche "Structural Shock Modelling Toolbox"

Die SEAFOSS wurde in der Programmierumgebung Matlab in eine grafische Benutzeroberfläche (GUI) integriert, in der grafisch und menügesteuert auf die notwendigen Berechnungs- und Darstellungsfunktionen zugegriffen werden kann. Die "Structural Shock Modelling Toolbox" enthält sehr viele Funktionalitäten im Bereich der Schocksimulation und -bewertung. Neben der Kopplung mit dem Preprozessor von ANSYS zur effizienten Erstellung komplexer Modelle lassen sich auch umfangreiche Schocktests sehr schnell auswerten, bewerten und dokumentieren. In Abb. 4-10 werden beispielhaft drei in der SEAFOSS GUI erzeugte graphische Darstellungen gezeigt (GUI mit Ergebnisplot, Eingabemaske zur Balkendefinition, automatische Modenselektion zur Berechnung der modalen Dichte) erzeugt. Über Menüpunkte lassen sich verschiedenste Funktionen ansprechen, siehe Tab. 4-7. Dabei wurden Funktionen zur Datenverwaltung, zur Transformation zwischen den Beschreibungsebenen, zur Berechnung der SEAFOSS-Parameter, zum Aufbau und zur Lösung von SEAFOSS-Modellen (auch mit nicht-konservativer Kopplung) und zur Ergebnispräsentation programmiert, verifiziert und in die GUI und somit auch in die globale strukturelle Variablenumgebung implementiert.

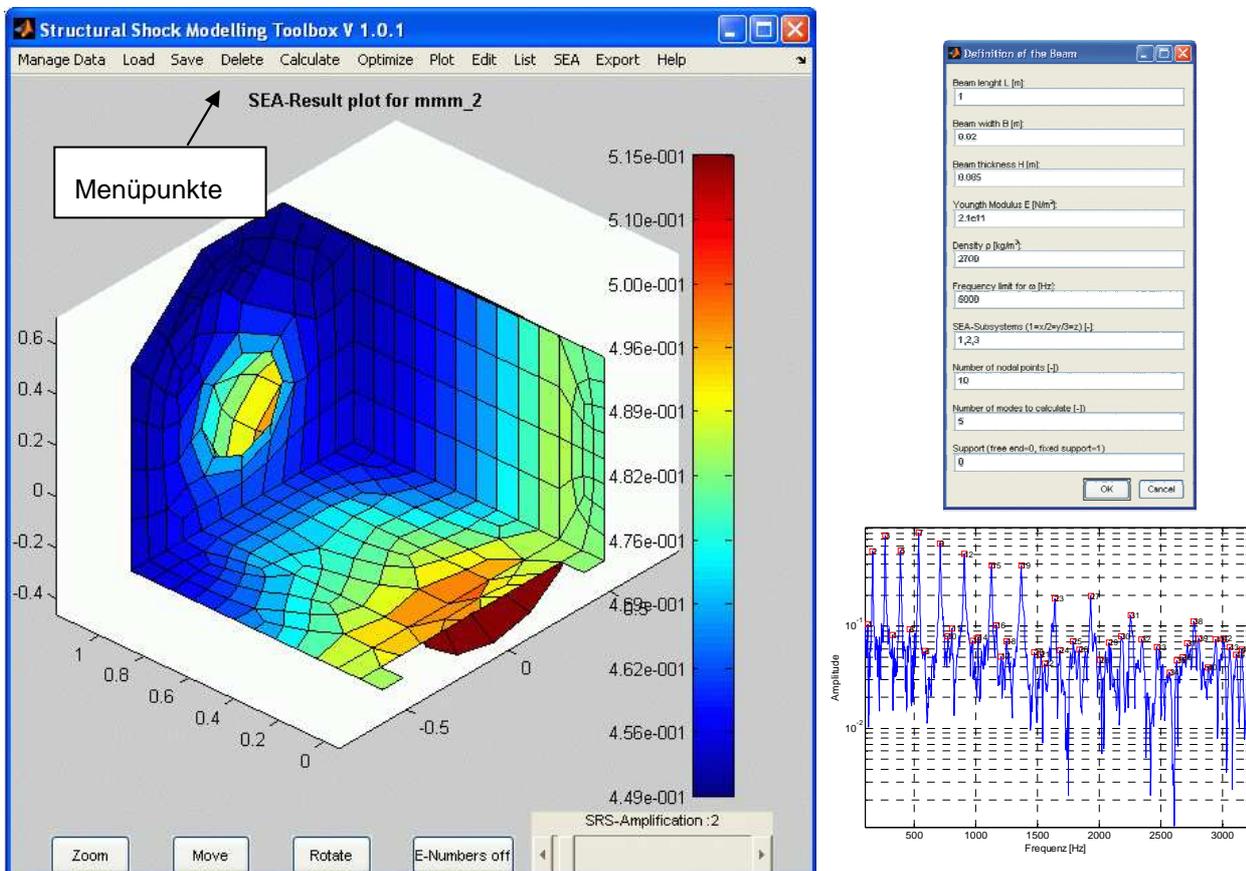


Abb. 4-10 Ergebnisdarstellung, Eingabemaske und Eigenfrequenzsuche mit der SEAFOSS-GUI

Tab. 4-7 Umfang der Funktionen des entwickelten Softwaretools

Manage Data	Delete WorkData from Workspace	Arbeitsspeicher leeren	Optimize	TF to mini. SRS	Parameter einer Transferfunktion optimieren, um das SRS eines damit gefilterten Zeitdatensatzes zu minimieren	
	Load WorkData	Datensatz laden		Plot	Time	Zeitdaten zeigen
	Save WorkData	Datensatz speichern			Frff	Fourierspektren zeigen (Amplitude, Amplitude & Phase, Amplitude & Phase & Nyquist)
	Change Working Directory	Arbeitsverzeichnis ändern			SRS	SRS zeigen
Load Data	Time Signal	Zeitdaten als ASCII mit oder ohne Zeitvektor laden	SRS-Reduction		SRS-Reduktion zeigen	
	Load SRS	Schockantwortspektren laden	PSD		Spektrale Leistungsdichte zeigen	
	Load SEATime	Zeitdatensätze zur Berechnung der SEA-Parameter laden	ILF		Internen Verlustfaktor zeigen	
	Load FFT	Fourierspektren laden	Modal Density		Modale Dichte zeigen	
	Load SRSReduktion	Schockantwortspektrumreduktion laden	CLF		Kopplungsverlustfaktor zeigen	
	Load LsPost xy curves	Zeitdaten aus LSDyna laden (xy-Datensatz)	Modal Overlap		Modale Überlappung zeigen	
	Load LS-Dyna NODOUT file	Zeitdaten aus LSDyna laden (Daten aus nodout Datei)	FE-Model		FE-Modell (Elemente und Knoten) zeigen	
	Load ILF	Internen Verlustfaktor laden	SEA-Model		SEA-Modell (Elemente) zeigen	
	Load Modal Density	Modale Dichte laden	Plot SEA Result		Ergebnisse einer SEAFOSS-Berechnung graphisch zeigen	
	Load CLF	Kopplungsverlustfaktor laden	Plot SEA-Result along path		SEAFOSS-Ergebnisse entlang eines Pfades als Diagramm zeigen	
	Load Modal Overlap	Modale Überlappung laden	Plot SRS along distance		SEAFOSS-Ergebnisse entlang einer Richtung als Diagramm zeigen	
	Load Eigenfrequency List	Eigenfrequenzliste laden	Edit		Filter	Filtern von Zeitdaten und Spektren
	Load Ansys Geometry	Geometriemodell (Elemente & Knoten) aus Ansys laden			Cut	Abschneiden von Zeitdaten und Spektren
	Load and assign Ansys modal rst File	Modallergebnisse aus Ansys rst Datei laden		Resample	Nachabtasten von Zeitdaten und Spektren	
Save Data / Delete Data	Time	Speichern / Löschen von Zeitdaten		Cut Time to Percent limit --> before SRS	Zeitdaten auf z.B. 10% der Maximalamplitude begrenzen (vor SRS-Berechnung)	
	Time to ANSYS	Speichern von Zeitdaten als LS-Dyna Eingabedatei		Scale / Offset time	Skalieren und verschieben von Zeitdaten	
	SRS	Speichern / Löschen von Antwortspektren	List	Eigenfrequency	Eigenfrequenzen listen	
	Frff	Speichern / Löschen von Fourierspektren		Mode Shape	Eigenformen listen	
	SRS-Reduction	Speichern / Löschen von SRS-Reduktion		Setup SEA Model	SEAFOSS-Modell manuell erstellen	
	ILF	Speichern / Löschen von internen Verlustfaktoren		FE to SEA	SEAFOSS-Modell aus FE-Modell erstellen	
	Modal Density	Speichern / Löschen von modalen Dichten	SEA	Calculate ILF	ILF berechnen	
	CLF	Speichern / Löschen von Kopplungsverlustfaktoren		Calculate CLF	CLF berechnen	
Modal Overlap	Speichern / Löschen von modalen Überlappungen	Calculate Plate Properties		SEA-Eigenschaften von Platten berechnen (modale Dichte, Kopplungsverlustfaktor)		
Calculate	Time Signal	Zeitdaten berechnen (Sinus, Halbsinus, Cosinusglocke...)		Calculate P_in of 1 S/S	Eingangsleistung rückwärts aus gemessenem SRS an einem SEA-Element bestimmen	
	SRS from Time	SRS berechnen (aus Zeitdaten)		Calculate Friction CLF	Reibungsverlustfaktor für definierte Reibverbindung berechnen	
	Multiple SRS	Mehrere SRS auf ein Mal berechnen (aus mehreren)		Assign Friction CLF	Reibverbindung zuweisen	
	Multiple SRS normalized to Excitation	Mehrere SRS normiert auf die Anregung berechnen		Export	Print	Grafische Anzeige als Datei speichern (*.fig, *.eps, *.emf, *.bmp)
	Shock Test Reporting	Testbericht für Schocktest erstellen (Berechnung SRS, FFT from Time)			Make new figure	Grafische Anzeige als neue Matlab-figure darstellen
	Averaged Spectrum (SEA)	Berechnung und Mittelung mehrere Spektren zur Berechnung der SEA-Parameter			Data to workspace	Datensatz der Benutzerumgebung (GUI) in den Matlab-Arbeitsspeicher schreiben
	Count Peaks	Eigenfrequenzen in Fourierspektrum identifizieren und zählen			Help	Hilfedatei öffnen (Beschreibung aller Funktionen und Definition der verwendeten Variablen)
	SRS-Reduction from 2 SRS	SRS-Reduktion aus zwei SRS berechnen		SEA	Orientate and couple beams	Reibverbindung zuweisen (Balken verbinden und damit Richtung der Gleitfläche zur Richtung der SEA-Schwingungsmoden orientieren)
	Power Spectral Density	Spektrale Leistungsdichte berechnen (aus Zeitdaten)	Assign		SEA-Parameter einem manuell erstellten SEA-Modell zuweisen	
	Time after TF	Berechnung von Zeitdaten nach Durchgang durch definierte	Transform		SEA-Parameter und Schockantwortspektren vor der Berechnung auf eine Frequenzteilung umrechnen	
	Specify TF	Definition einer Transferfunktion (Zähler/Nenner, EF und	Run Simulation		Manuell erstelltes SEA-Modell berechnen	
	Modal Density from Frff	Modale Dichte direkt aus Frequenzspektrum berechnen	Export		Print	Grafische Anzeige als Datei speichern (*.fig, *.eps, *.emf, *.bmp)
	Modal Density from EF	Modale Dichte aus Eigenfrequenzen berechnen			Make new figure	Grafische Anzeige als neue Matlab-figure darstellen
	Define Frequency	Simulationsfrequenz für SEA Berechnung definieren (log., oktav,	SEA		Data to workspace	Datensatz der Benutzerumgebung (GUI) in den Matlab-Arbeitsspeicher schreiben
	Define beam / Calculate modal properties	Balken definieren & modale Eigenschaften berechnen (zur SEA-Simulation)			Help	Hilfedatei öffnen (Beschreibung aller Funktionen und Definition der verwendeten Variablen)

4.3 Modalbasierte Berücksichtigung nichtkonservativer (verlustbehafteter) Kopplung

Bei der Modellierung von Leichtbaustrukturen ist es notwendig, die nichtkonservative, d.h. verlustbehaftete, Kopplung von Strukturelementen zu berücksichtigen, siehe Kapitel 2.5.4. In der klassischen Formulierung ist die Energieübertragung durch diese Verbindungen hauptsächlich abhängig von der Anzahl der Moden, d.h. der modalen Dichte der gekoppelten SEA-Elemente. Die Schwingrichtung der Moden an der Verbindungsstelle, d.h. die Höhe und Richtung ihrer Eigenform, bleibt dabei unberücksichtigt. Bei diskreten Reibverbindungen ist die Schwingrichtung jedoch entscheidend. Die Kraftübertragung in Normalenrichtung unterscheidet sich stark von der Kraftübertragung in Gleitrichtung. Die SEAFOSS ist für Schocksimulationen solcher komplexer Strukturen mit Reibverbindungen konzipiert. Es folgt ein Modellierungsansatz für Reibverbindungen, der

- sich vor allem für punktförmige Verbindungen eignet
- bei der Berechnung der modalen Dichte neben den Eigenfrequenzen auch die Amplituden der Eigenformen der verbundenen Teile an der Verbindungsstelle berücksichtigt
- die meist aus FE Modellen bekannten Eigenformen und –werte zur exakteren Bestimmung des Kopplungsverlustes nutzt

Abb. 4-11 zeigt ein Schwingungssystem, bestehend aus zwei, in einem beliebigen Winkel über Reibung verbundene Balken. Es werden deren Biegeeigenformen und Schwingungsknoten dargestellt. Im SEA Modell wird jeder Balken durch drei Subsysteme (Quer- und Längsbiegemoden und longitudinale Moden) idealisiert.

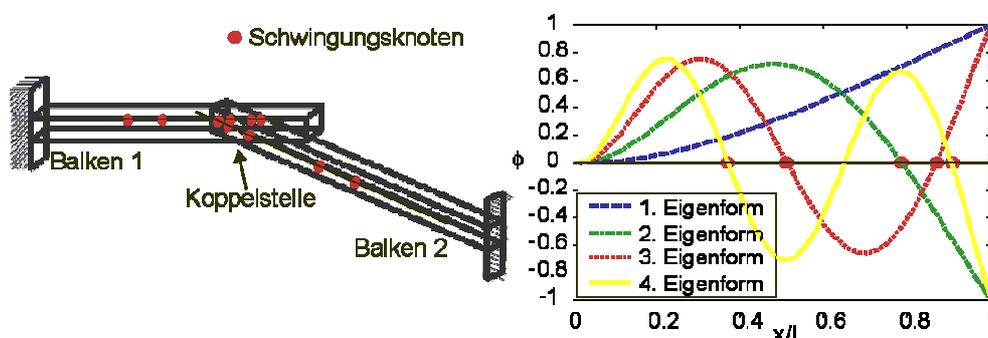


Abb. 4-11 Nichtkonservative Kopplung durch Reibung

Damit ein Energieaustausch zwischen den beiden Balken stattfinden kann, müssen Eigenfrequenzen und ausreichende Amplituden dieser Eigenform an der Koppelstelle vorhanden sein. Wenn an einem Balken die Koppelstelle mit einem Schwingungsknoten zusammenfällt kann der Balken in dieser Eigenmode weder Energie abgeben noch aufnehmen. Dies wird schematisch in (4-6) an der absoluten Verlustmatrix (ALF) veranschaulicht. Sie steht für ein SEA System aus sechs Subsystemen unter Einbeziehung der in Kapitel 2.5.4 erläuterten nichtkonservativen Kopplung. Nichtkonservative Kopplung entsteht zwischen den beiden Balken, also zwischen ihren Subsystemen (1-3 und 4-6). Innerhalb eines Balkens wirken die effektiven Verlustfaktoren, hauptsächlich der interne Verlustfaktor (ILF).

$$\mathbf{ALF} = \left(\begin{array}{c} \left[\begin{array}{c} (ILF + CLF)_{\text{Balken 1}} \\ \left[\begin{array}{ccc} \eta_{14} & \eta_{24} & \eta_{34} \\ \eta_{15} & \eta_{25} & \eta_{35} \\ \eta_{16} & \eta_{26} & \eta_{36} \end{array} \right] \\ \text{nicht konservative} \\ \text{Kopplungsfaktoren} \\ \text{Balken 1} \rightarrow \text{Balken 2} \end{array} \right] \\ \left[\begin{array}{c} \text{nicht konservative} \\ \text{Kopplungsfaktoren} \\ \text{Balken 2} \rightarrow \text{Balken 1} \\ \left[\begin{array}{ccc} \eta_{41} & \eta_{51} & \eta_{61} \\ \eta_{42} & \eta_{52} & \eta_{62} \\ \eta_{43} & \eta_{53} & \eta_{63} \end{array} \right] \\ (ILF + CLF)_{\text{Balken 2}} \end{array} \right] \end{array} \right) \quad (4-6)$$

Bei der Formulierung der nicht konservativen Kopplungsverlustfaktoren η_{ij}^{\cdot} wird eine Abhängigkeit vom dynamischen Reibwert μ der Verbindungsstelle ($\eta_{ij,\mu}^{\cdot}$) und den dort wirkenden Eigenvektoren ϕ angenommen.

$$\eta_{ij}^{\cdot} = \eta_{ij,\mu}^{\cdot} \cdot \bar{\phi}_i \cdot \bar{\phi}_j \quad (4-7)$$

$\bar{\phi}_i$ und $\bar{\phi}_j$ sind die mit den modalen Dichten gewichteten Beträge der Eigenformen in den Reibpunkten i und j . Sie werden für die Frequenzbänder n von α bis β folgendermaßen bestimmt.

$$\left[\bar{\phi}_i \cdot \bar{\phi}_j \right]_{\alpha}^{\beta} = n_i \sum_{n=\alpha}^{\beta} |\phi_i|_n \cdot n_j \sum_{n=\alpha}^{\beta} |\phi_j|_n \quad (4-8)$$

Damit lassen sich alle Einträge der absoluten Verlustmatrix (4-6) berechnen. Der Term η_{ij}^{\cdot} beschreibt den Kopplungsverlust zweier Subsysteme über eine Reibverbindung. Er wird als Reibkopplungsverlustfaktor (Friction CLF: FCLF) bezeichnet. Er fließt neben den experimentell ermittelten internen Verlustfaktoren in das numerische SEA Model der beiden verbundenen Balken ein. Zur experimentellen Verifikation der vorgeschlagenen modalbasierten Kopplungsmodellierung wird vorab eine geeignete Balkenkonfiguration ermittelt. Dazu werden die modalen Dichten eines 1,5 m langen Stahlbalkens mit verschiedenen Dicken für die Längsbiegemoden (y-Richtung) analytisch ermittelt, siehe Abb. 4-12 (links). Abb. 4-12 (rechts) gibt wieder, dass die Längsbiegemoden (y-Richtung) aufgrund ihrer geringeren Steifigkeit bereits im niedrigen Frequenzbereich eine hohe modale Dichte haben. Dem gegenüber haben die Querbiegemoden (x-Richtung) eine vergleichsweise niedrige modale Dichte. Noch geringer ist die modale Dichte für die longitudinalen Moden (z-Richtung), deren erster Mode erst im letzten Frequenzband erscheint.

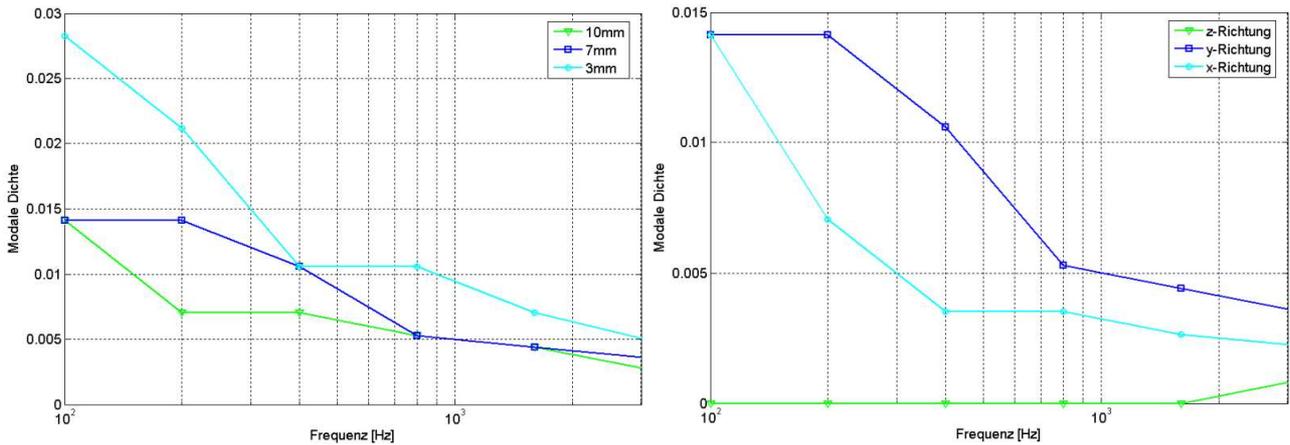


Abb. 4-12 Modale Dichte eines 1,5 m Stahlbalkens, Dicken- (links) und Richtungsabhängigkeit (rechts)

Basierend darauf werden die Balkenabmessungen auf eine Länge von 1500 mm, eine Breite von 20 mm und eine Höhe von 3 mm festgelegt.

Da in y-Richtung die meisten Moden im mittels Impulshammer anregbaren Frequenzbereich liegen, sind dort die Kopplungsverluste am besten zu beobachten. Um den Versuchsaufbau möglichst einfach zu halten, sind beiden Balken parallel angeordnet und die Reibflächen an den zeitlichen Flächen angeordnet (siehe Abb. 4-14 rechts). Die Anzahl der unabhängigen FCLF reduziert sich hierdurch von neun auf zwei reduzieren, nämlich η'_{25} und η'_{52} (identisch aufgrund gleicher Balkenabmessungen). Die Subsysteme 2 und 5 entsprechen den betrachteten Biegemoden in y-Richtung (Längsbiegung) von Balken 1 und 2.

Nun wird der Verlauf des FCLF (η'_{25}) über die Balkenlängsachse für fünf, gleichmäßig auf einer Balkenhälfte (Symmetrie) verteilte, Kopplungspunkte numerisch und experimentell untersucht, siehe Abb. 4-13.

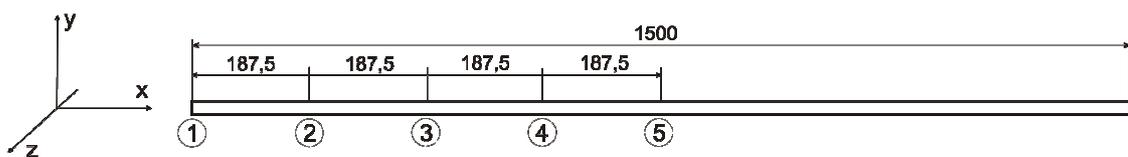


Abb. 4-13 Kopplungspunkte 1 bis 5 am Balken

Im Experiment werden die Balken nacheinander an den gleichen Kopplungspunkten verbunden wie bei einer durchgeführten modalbasierten Berechnung des FCLF. Durch statistisch verteilte Hammeranregung, Beschleunigungsmessung und Berechnung der gemittelten Energien kann der FCLF bestimmt werden. Der Versuchsaufbau in Abb. 4-14 zeigt beide Balken, die elastisch aufgehängt (Gummibänder) und am Kopplungspunkt verbunden sind. Der Kopplungspunkt besteht aus zwei Reibtellern, die über eine Feder und Gewindestangen mit einstellbarer Normalkraft aufeinander gleiten und so die Energie zwischen den Balken übertragen.

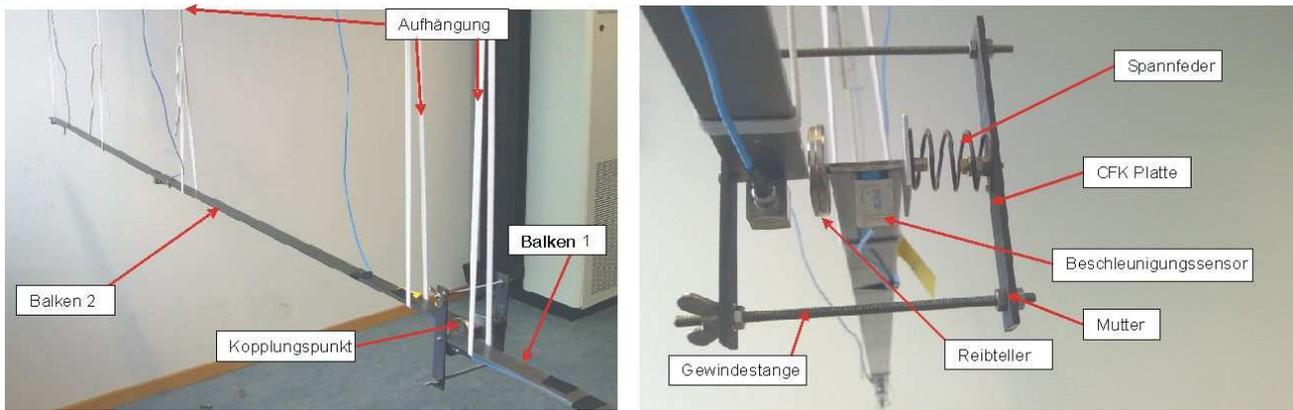


Abb. 4-14 Versuchsaufbau zur Bestimmung der nicht-konservativen Kopplungsverlustfaktoren

Abb. 4-15 vergleicht die Berechnung mit der Messung anhand des FCLF an den fünf Kopplungspunkten.

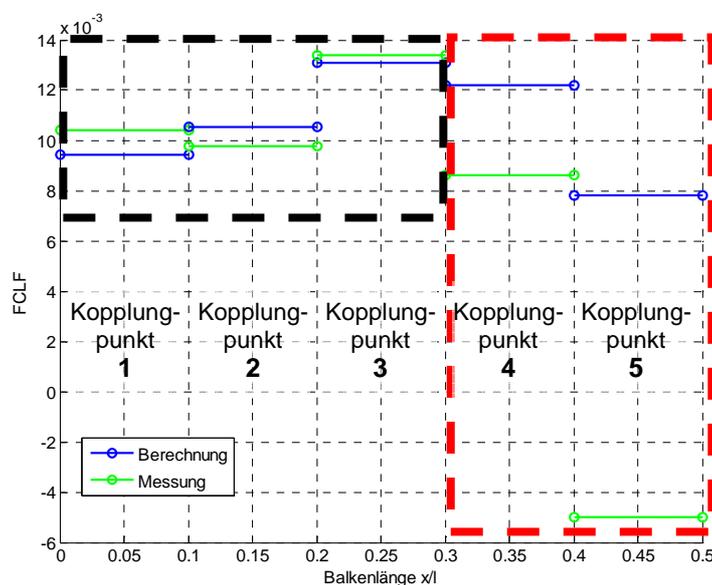


Abb. 4-15 FCLF verschiedener Kopplungspunkte

Bei der Kopplung am Balkenende (1-3, schwarzer Rahmen) gibt es eine gute Übereinstimmung der FCLFs. Die Diskrepanz nimmt zur Balkenmitte hin (4-5, rot) deutlich zu. Vermutlich liegt dies an den dort schwer vermeidbaren Doppelschlägen, welche die nachfolgende Berechnung des gemessenen FCLF verfälschen. Insgesamt spiegelt die modalbasierte Berechnung des FCLF die Versuchsergebnisse gut wieder, wodurch die vorgeschlagene Modellierungsmethode bestätigt wird. Dennoch gilt es den Versuchsaufbau bezüglich Doppelschlägen, Dämpfung der Gummileinen, Einfluss des Sensorgewichts und des Gewichts der Reibelemente zu verbessern.

4.4 Verifikation des neuen Verfahrens zur Schocksimulation

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Simulationsmethode SEAFLOSS wird mittels empirischer, experimenteller und numerischer Referenzbeispiele verifiziert. Die Bestimmung aller Material- und Verbindungsparameter ist bereits Stand der Technik ([15][17][25][32][56][63][64][68][69][72]), so dass sie der Literatur entnommen werden konnten.

4.4.1 Korrelation mit empirischen Daten

Umfangreiche experimentelle Untersuchungen zur Ausbreitung von Schockbelastungen an verschiedensten Leichtbaustrukturen wurden bereits als empirische Abschätzungen [51] zusammengefasst (s. Abb. 3-2). Aufgrund ihres homogenen Charakters werden ein Stab und eine ebene Platte zur Verifikation herausgegriffen. Da die empirischen Daten frequenzunabhängig sind, wird die SEAFLOSS-Berechnung an einer repräsentativen Frequenz von 4000Hz durchgeführt. In Abb. 4-16 werden die aus [51] entnommenen, empirisch ermittelten Schockverläufe (NASA-Stab und NASA-Platte) mit den Ergebnissen der beiden SEAFLOSS-Modelle (SEA-Stab und SEA-Platte) verglichen.

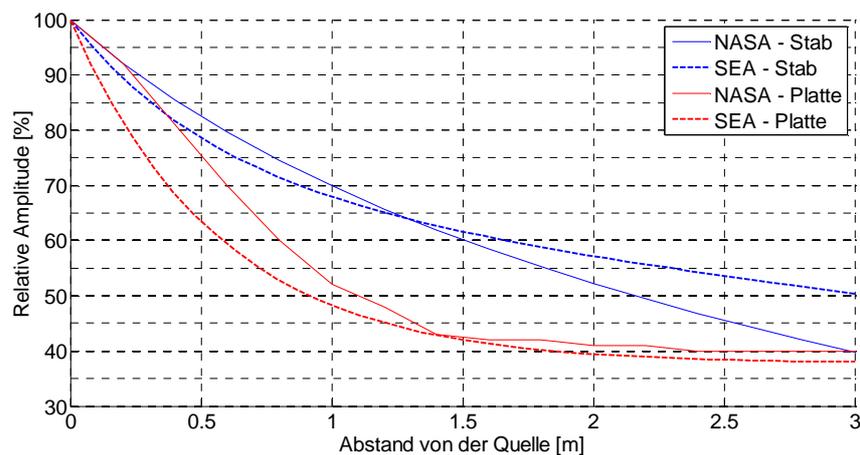


Abb. 4-16 Verifikation der SEAFLOSS mittels empirisch belegter Daten

Der Vergleich zeigt, dass die SEAFLOSS in der Lage ist, typische Schockbelastungsverläufe darzustellen. Im nächsten Schritt wird eine quantitative Verifikation an einem Strukturelement durchgeführt.

4.4.2 Korrelation anhand von experimentellen und numerischen Untersuchungen

Zur quantitativen Verifikation wird eine reproduzierbare transiente Belastung durch einen Impulshammer auf eine 2mm dicke Stahlplatte mit den Abmessungen 700mm x 1140mm (siehe Abb. 4-17) mittels Experiment, FEM- und der SEAFOSS-Simulation betrachtet.

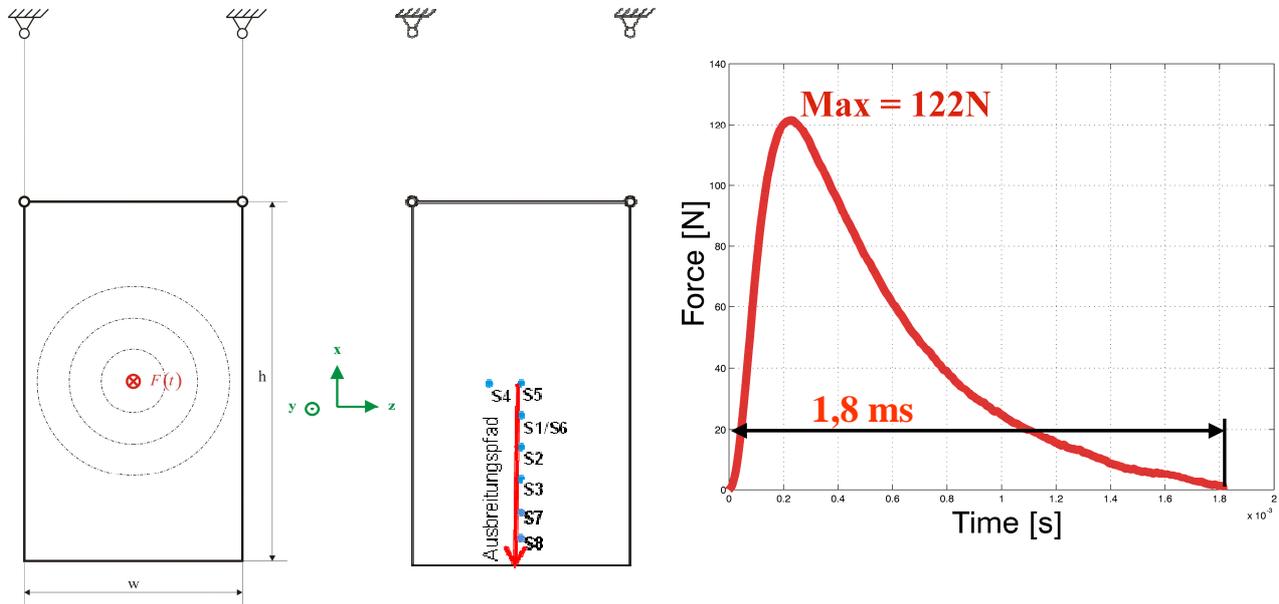


Abb. 4-17 Testaufbau (links), Sensorpositionen, Auswertepfad (mitte) und Hammerimpuls (rechts)

Experiment

Die Platte wird in der Mitte durch einen Hammerimpuls angeregt und die Beschleunigungen werden an acht Beschleunigungsaufnehmern aufgezeichnet. Die ermittelten Zeitantworten an den Messpunkten S1 bis S8 werden anschließend für einen Vergleich mit der SEAFOSS in den Antwortbereich transferiert. Abb. 4-19 zeigt die Schockantworten entlang des betrachteten Ausbreitungspfad für Frequenzen von 100Hz bis 6400Hz. Wird die Platte in der Mitte angeregt (S5) zeigt sich mit steigender Entfernung eine anfängliche Reduktion durch Dissipation. Bei einigen Frequenzen bemerkt man ein deutliches Ansteigen der Schockantwort zum Rand der Platte hin (S8). Dies lässt sich auf Randeffekte wie Reflexion und hohe Amplituden der dort beteiligten Eigenformen zurückführen. Im hohen Frequenzbereich (ab 3200Hz) sind diese Randeffekte weniger ausgeprägt. Hier ist ein Vergleich mit der SEAFOSS-Modellierung möglich.

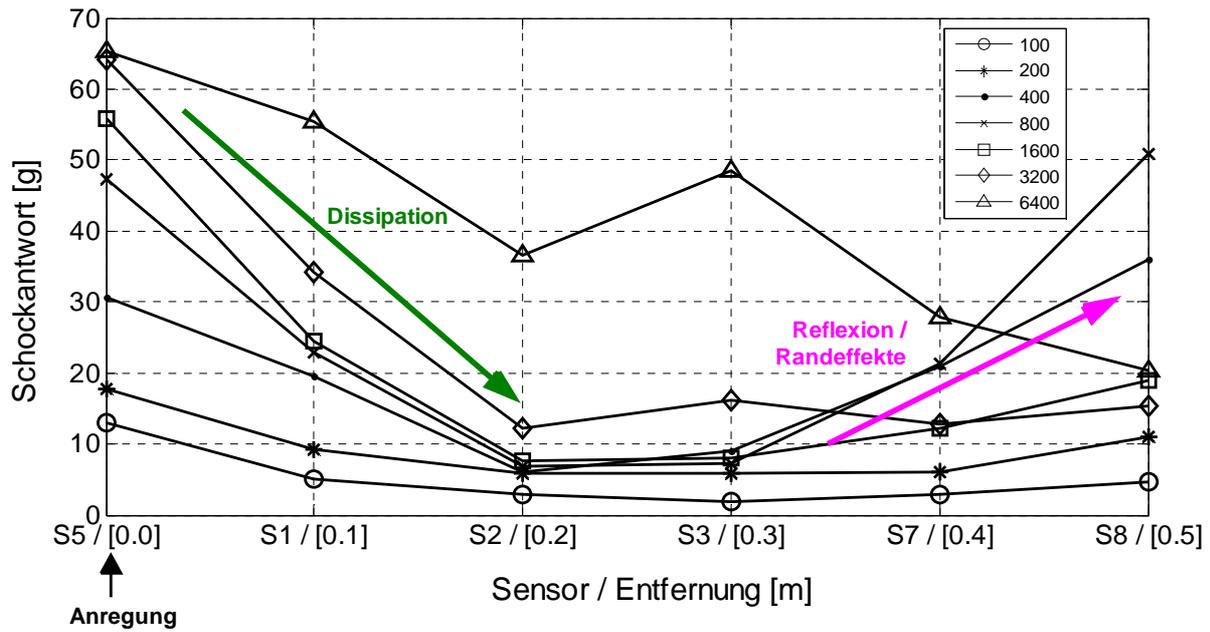


Abb. 4-18 Schockantwort entlang des betrachteten Ausbreitungspfad

FEM Simulation

Für den Versuchsaufbau wird ein explizites FEM Model in Ansys / LS-dyna erstellt. Dazu wird die Platte mit 68x114 Schalenelementen der Kantenlänge 1cm vernetzt und am zentralen Knoten eine Kraft gleich der gemessenen Impulskraft aufgebracht. Die viskose Dämpfung wird experimentell mit dem Verfahren der halben Leistungsbreite zu 1,5 % bestimmt (siehe Kapitel 2.3.3) und im Materialmodel berücksichtigt. Abb. 4-19 zeigt eine graphische Veranschaulichung der Wellenausbreitung mit den einhergehenden Effekten der Reflexion und Dissipation.

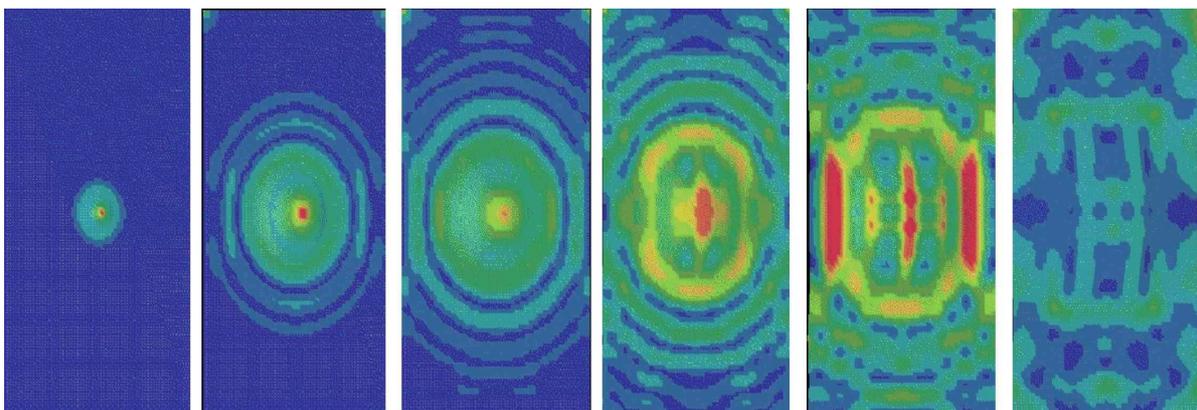


Abb. 4-19 Darstellung der Wellenausbreitung, Reflexion und Dissipation

Abb. 4-20 zeigt, dass für die untersuchte Stahlplatte bei korrekter Implementierung der Materialeigenschaften, Randbedingungen und des Anregungsimpuls eine gute Übereinstimmung des Zeitverlaufs und Schockantwortspektrums der FEM-Berechnung mit den Messergebnissen erreicht wird. Deshalb genügt es, die Messergebnisse zur Überprüfung der SEAFOSS-Simulation zu verwendet.

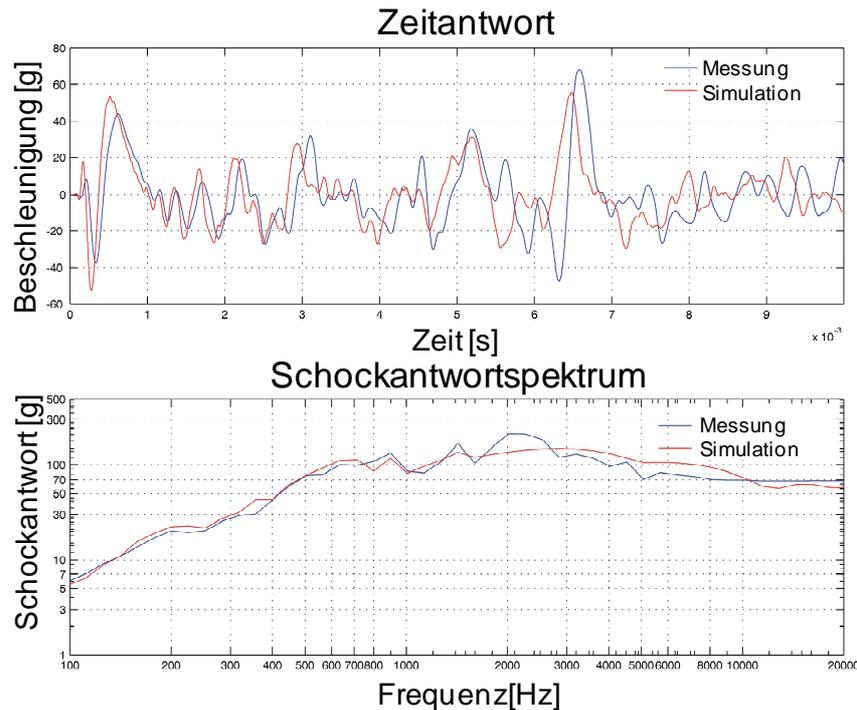


Abb. 4-20 Zeitantwort und SRS an einer Platte aus Messung und SEAFOSS-Simulation

SEAFOSS Simulation

Zum Vergleich wird ein SEAFOSS Modell der betrachteten Stahlplatte erstellt und die Ausbreitung des Schocks simuliert. Da bei der Messung nur Schwingungen orthogonal zur Plattenebene angeregt und erfasst wurden, wird auch hier eine Beschränkung auf Biegewellen vorgenommen. Ein Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen dient zur Validierung der SEAFOSS. Es wird folgendermaßen vorgegangen:

- Berechnung des Schockeintrags des gemessenen Hammerschlages entsprechend (2-36)
- Berechnung des CLF für Platten aus (2-39) und des ILF entsprechend Kapitel 2.5.2
- Aufbau des SEAFOSS Modells der Stahlplatte und Diskretisierung bzgl. den Messpunkten
- Aufbringen der Schockleistung am Anregungsort
- Lösen der Gleichungssysteme und Speicherung der SRS entlang des Auswertepfades

Zur Berechnung des frequenzabhängigen ILF und der modalen Dichte, siehe Abb. 4-22, werden die Eigenfrequenzen mit der Matlab-GUI bestimmt, siehe Abb. 4-21.

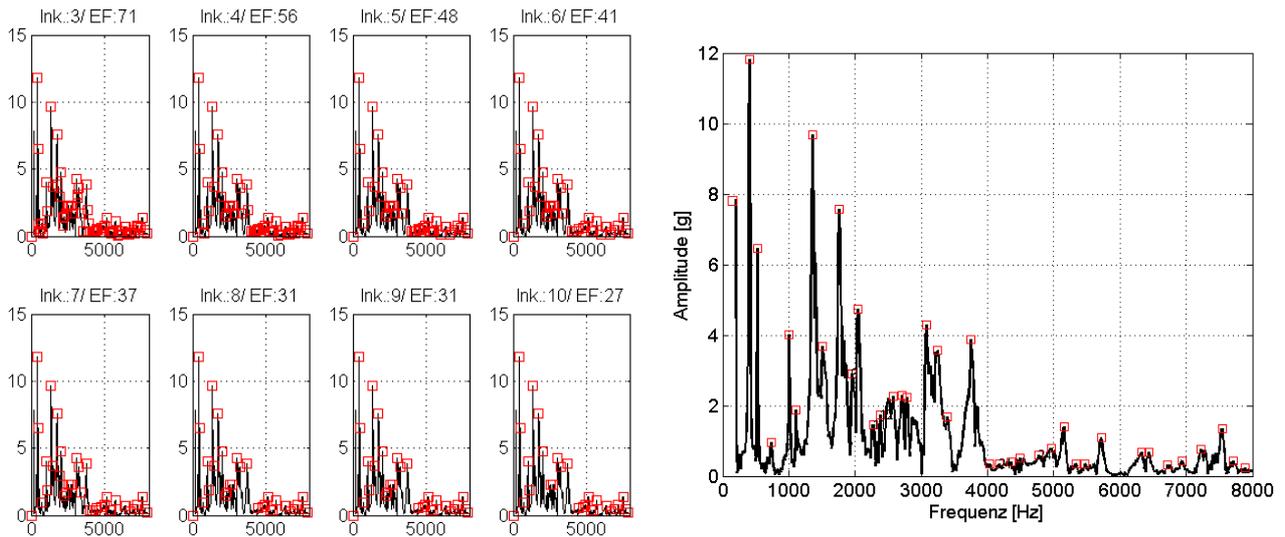


Abb. 4-21 Eigenfrequenzselektion mit Abstandskriterium (links), Auswahl mit Abstand 7 (rechts)

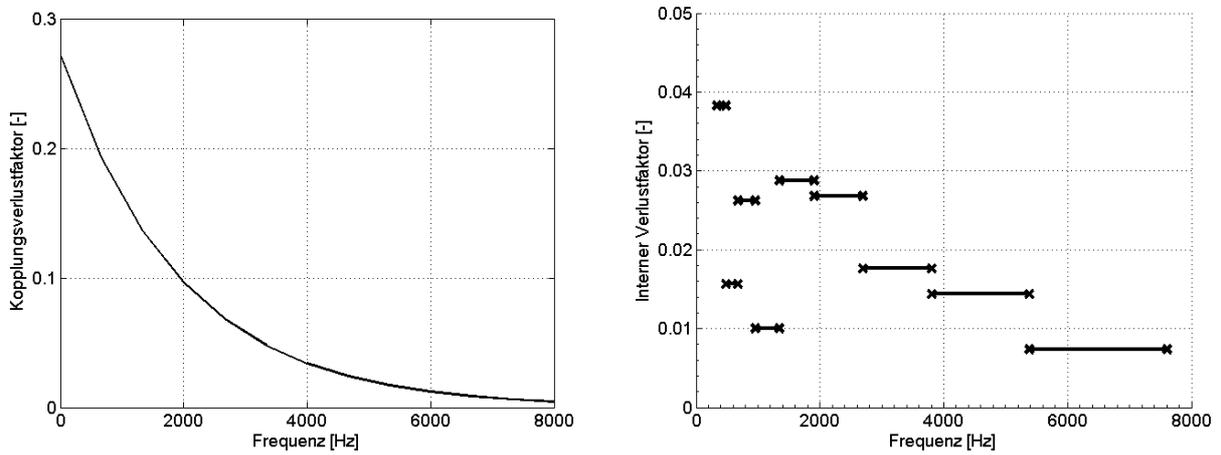


Abb. 4-22 Ermittelter Kopplungsverlustfaktor (links) und interner Verlustfaktor (rechts) für die Stahlplatte

Mit diesem Datensatz wird das SEAFOSS-Modell mit Hilfe der GUI (siehe Kapitel 4.2.4) aufgebaut. Die SEA-Gleichung (2-34) wird aufgestellt und gelöst. Die Schockverteilung und ein Vergleichsdiagramm der Ergebnisse bei 3400Hz wird in Abb. 4-23 dargestellt.

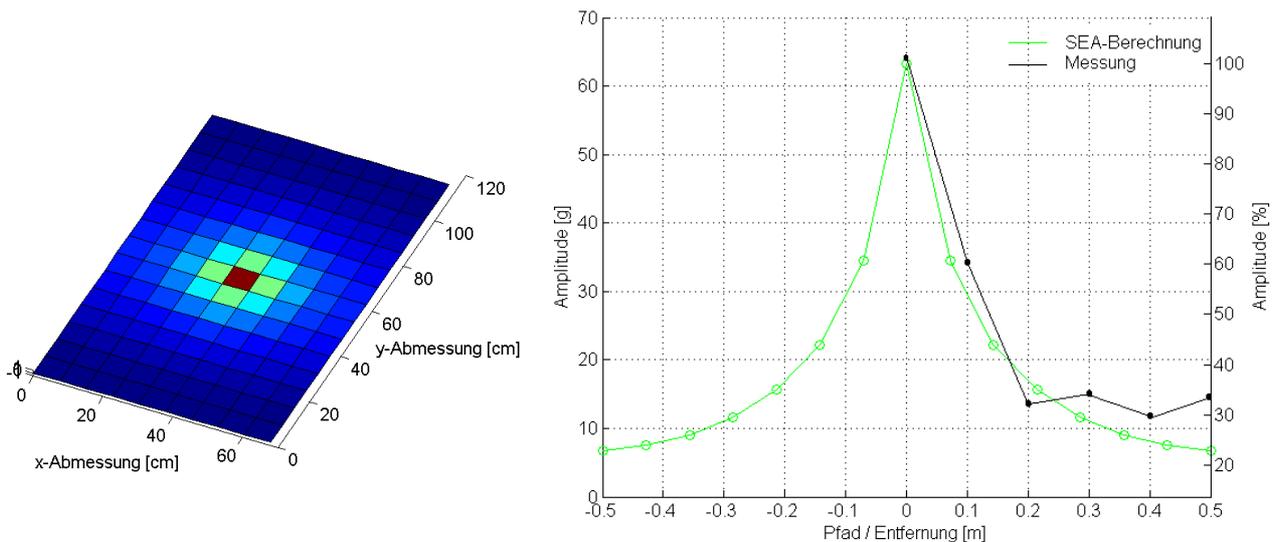


Abb. 4-23 SEAFOSS-Ergebnisdarstellung (links) und Vergleichsdiagramm (rechts) bei 3400Hz

Vergleich und Bewertung

Die Gegenüberstellung der experimentellen, FEM- und SEAFOSS-Ergebnisse zeigt

- eine gute Übereinstimmung der SEAFOSS mit Experiment und FEM (vor allem im ungestörten mittleren Bereich)
- Dissipationseffekte mit gleichem qualitativem und quantitativem Charakter
- keine Wiedergabe von Randeffekten wie Reflexionen durch die SEAFOSS

Die SEAFOSS ist somit ausreichend verifiziert, um ihre Praxistauglichkeit und Anwendbarkeit zu untersuchen.

4.5 Anwendungen und Vergleich des neuen Verfahrens zur Schocksimulation

Die drei gezeigten Anwendungsszenarien zielen nicht auf eine exakte Problemlösung unter Berücksichtigung aller Randbedingungen mit Ermittlung aller Material- und Kopplungsparameter ab. Sie dienen dazu,

- die SEAFOSS im weiten Feld der Simulationswerkzeuge einzuordnen
- die speziellen Eigenschaften der SEAFOSS vorteilhaft anzuwenden
- die enge Verknüpfung der SEAFOSS zu Versuchen und FEM zu zeigen
- die Anwendbarkeit bei verschiedensten Fragestellungen der schockinduzierten Strukturschwingung aufzuzeigen, wie der
 - o Ausbreitung von Schockwellen in Strukturen
 - o Konzeptionierung von akustischen Überwachungssystemen
 - o Untersuchung zusätzlicher Schockreduktionsmaßnahmen
 - o Auslegung und Implementierung von Reduktionsmaßnahmen (z.B. Absorber)
 - o Analyse im frühen Entwurfsprozess von Leichtbaustrukturen (z.B. Satellit)

Als Untersuchungsbeispiele werden gewählt:

- strukturintegrierter Absorber (siehe Kapitel 5.3)
- Satellitenstruktur Micro Mars Mission Orbiter (siehe [95])
- Spulensystem des Fusionsexperimentes Wendelstein 7-X (siehe Kapitel 6 und [86])

4.5.1 Entwicklung und Simulation strukturintegrierter Absorber zur Schockreduktion

Strukturintegrierte Absorber minimieren die Schockbelastung an empfindlichen Komponenten oder Strukturbauteilen, indem sie der Schockwelle in ihrem Übertragungsweg Energie entziehen und diese dissipieren. Das SEAFLOSS-Modellierungsbeispiel zeichnet sich aus durch:

- Modellierung im Antwortbereich, d.h. die frequenzabhängige Absorptionsfähigkeit der Absorberbalken wird direkt integriert
- einfache Modellerstellung und kurze Berechnungszeiten
- reduziertes, schnelles 3- bzw. 39-Elementmodell in der SEAFLOSS (9000 Elemente bei FEM)
- einfache Integration in die Strukturgesamtmodelle (wie in 4.5.2)

Abb. 4-24 zeigt anhand des FE-Modelles den Aufbau des strukturintegrierten Absorbers. Zur Absorption und Dissipation von hochfrequenten Schockwellen werden im Strukturelement (hier Stab) mehrere Absorberbalken integriert. Sie speichern die Energie der durchlaufenden Schockwelle in ihren Eigenfrequenzen und führen zu einer Reduktion der transienten Schwingungsamplituden nach dem Absorberelement. Der Stab dient als Anwendungsbeispiel, da er oft als Versteifungsstrebe, z.B. zwischen Platten oder in Fachwerkstrukturen eingesetzt wird. Er überträgt neben der statischen Belastung auch die hochfrequenten Schocks in der Struktur.

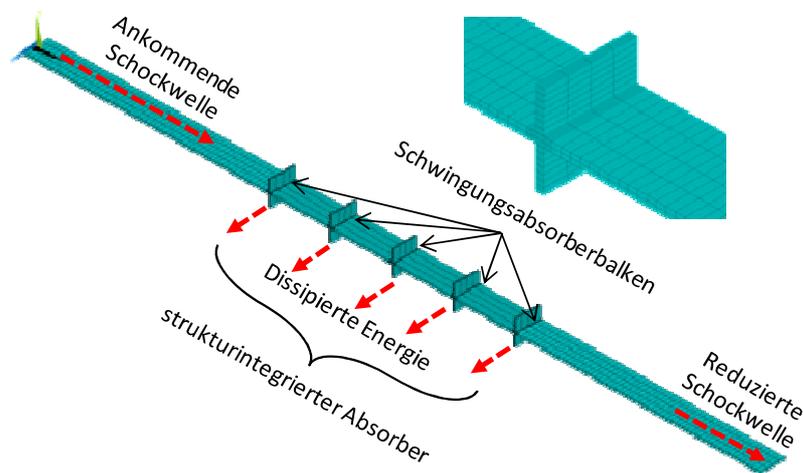


Abb. 4-24 Aufbau und Funktionsweise eines strukturintegrierten Absorbers

Das SEAFLOSS-Modell beinhaltet die frequenzabhängigen Verlustfaktoren und die Schocklast in Form eines Antwortspektrums. Die Modellreduktionsfähigkeit wird anhand von zwei Modellen unterschiedlicher Größe veranschaulicht. Geeignet sind ein 39-Element Modell und ein 3-Element Modell, siehe Abb. 4-25. Im 39-Element Modell werden die fünf Absorberbalken einzeln modelliert (blau), im 3-Element Modell werden diese zu einem Absorberelement (blau) zusammengefasst. Die grünen Elemente bilden die unveränderte Struktur ab. Der Schockeintrag erfolgt im Vorlauf bei Element 1, die reduzierte Schockbelastung wird im Nachlauf an Element 39 bzw. 3 ausgelesen.

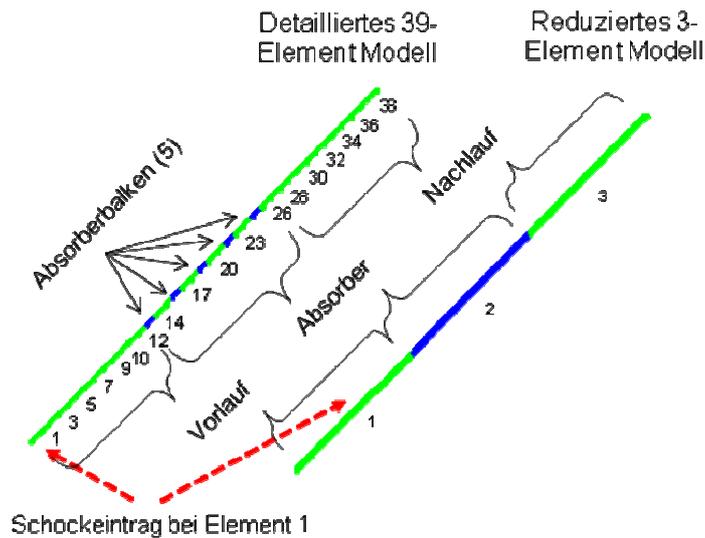


Abb. 4-25 SEAFLOSS-Modell des strukturintegrierten Absorbers (39- und 3 Elemente)

Am internen Verlustfaktor, der im Frequenzbereich der ersten Balkeneigenform ein Maximum aufweist, s. Abb. 4-26, wird die Modellierung der frequenzabhängigen Dissipation der Absorberelemente veranschaulicht. Der absolute Wert wird an die jeweilige Subsystemgröße angepasst.

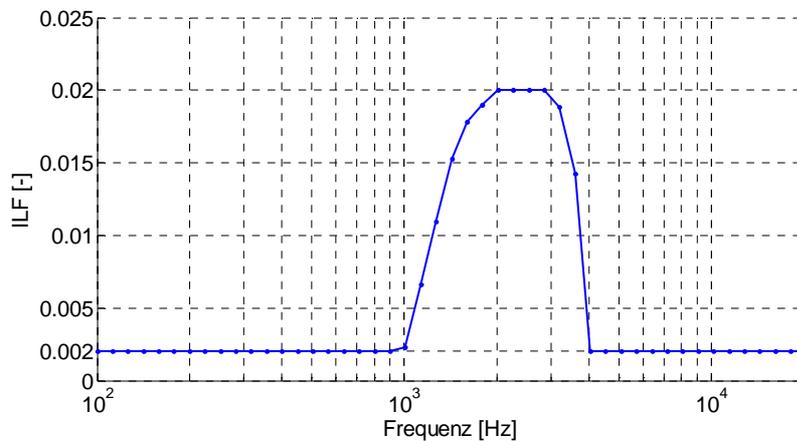


Abb. 4-26 ILF eines Absorberbalkens

In Abb. 4-27 ist für vier untersuchte Modellvarianten der Verlauf des SRS bei der Absorberfrequenz in Balkenlängsrichtung dargestellt. Die Schockdämpfung wird, mit und ohne Absorberelemente, für ein 3- und ein 39-Element Modell verglichen. Zur besseren Veranschaulichung der Absorberwirkung wird ein hoher ILF angenommen wie er z.B. durch viskoelastische Dämpfungsschichten erreicht werden kann. Im detaillierten 39-Element Modell erkennt man die Amplitudenreduktion jedes Absorberbalkens und die Dissipation im Vor- und Nachlauf. Im reduzierten 3-Element Modell ist die räumlich gemittelte Schockamplitude im Vorlauf, im Absorberbereich und im Nachlauf dargestellt. Im Bereich der Eigenfrequenz ergibt sich durch die Absorber eine zusätzliche Reduktion.

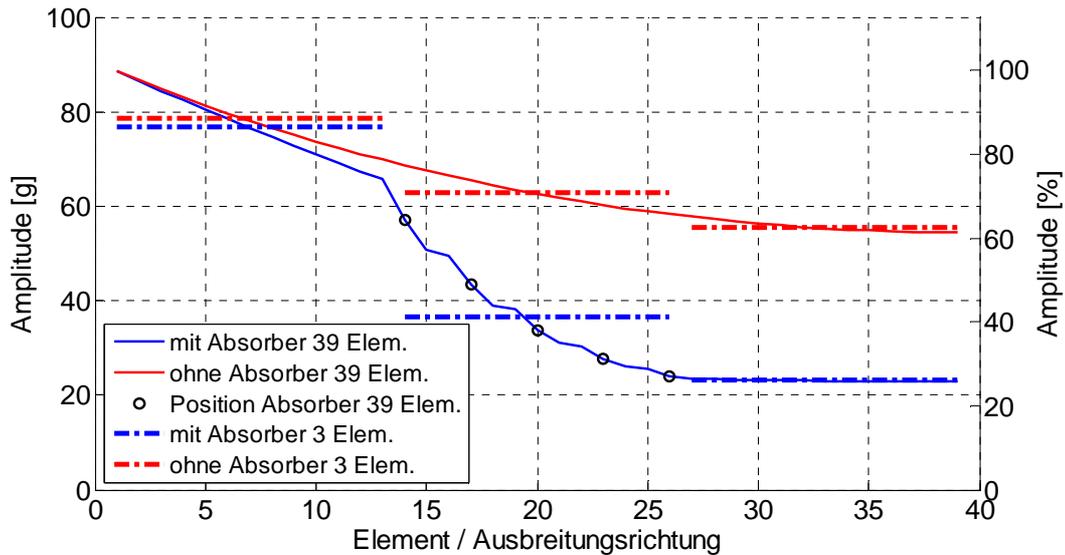


Abb. 4-27 Schockverlauf in einem strukturintegrierten Absorber entlang der Ausbreitungsrichtung

In Abb. 4-28 ist die frequenzabhängige Reduktion im Schockantwortspektrum dargestellt. Wie bei den FE- und experimentellen Untersuchungen zu strukturintegrierten Absorbern (Kapitel 5.3 Abb. 5-14) zeigt sich eine erhöhte Amplitudenreduktion im Bereich der Eigenfrequenz der Absorberbalken.

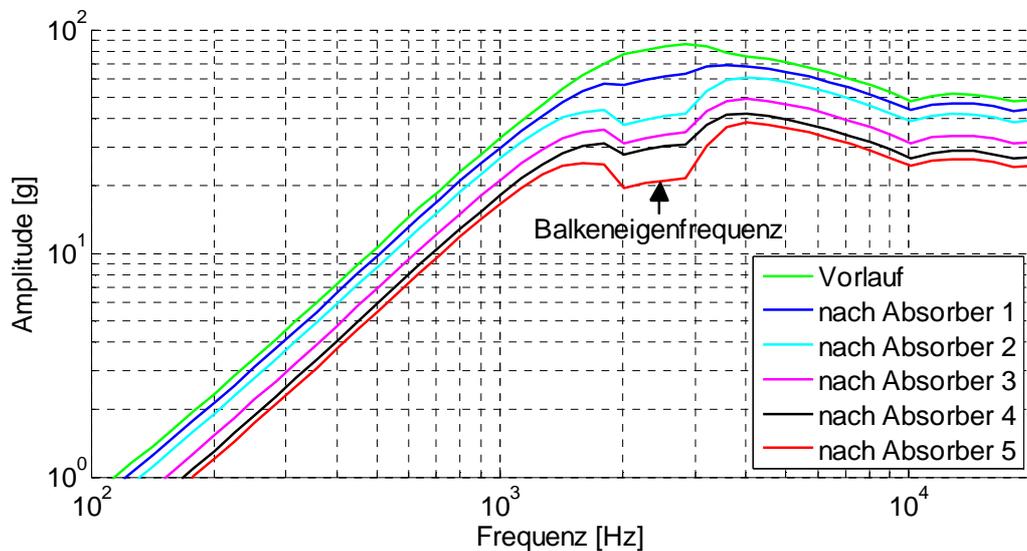


Abb. 4-28 Reduktionsmechanismus eines Absorbers, dargestellt im Schockantwortspektrum

Betrachtet man den einfachen Modellaufbau und die anschauliche Ergebnisauswertung ist die SEAFLOSS sehr gut geeignet für numerische Untersuchungen und für die Bewertung von Schockreduktionsmaßnahmen. Eine äquivalente transiente FEM-Simulation mit anschließender SRS-Berechnung erfordert einen erheblich höheren numerischen Aufwand (Berechnungszeit SEA < 1min / FEM > 3h) und lässt sich aufgrund der Modellgröße schwer in Gesamtstrukturmodelle integrieren.

4.5.2 Effizienter Einsatz des Verfahrens in der Entwicklung einer Satellitenstruktur

Als Leichtbaustruktur wird die Satellitenstruktur des Micro Mars Mission (MMM) Orbiter gewählt, weil hier die Ausbreitung von Schocklasten eine große Rolle spielt Abb. 4-29 (links). Der MMM Orbiter ist ein Forschungssatellit des DLR, der bis zur Vorentwurfsphase entwickelt wurde. Am LLB wurden die strukturellen FEM-Berechnungen durchgeführt [95]. Als Modellierungsgrundlage für die SEAFLOSS wurde ein grob vernetztes FEM-Strukturmodell verwendet, siehe Abb. 4-29 (rechts). Ziel der Simulation ist die räumliche Verteilung der Schocklasten (SRS) damit die Belastung der sensitiven Komponenten (Lander, Kamera, Antenne, Elektronik ...) dargestellt werden kann.

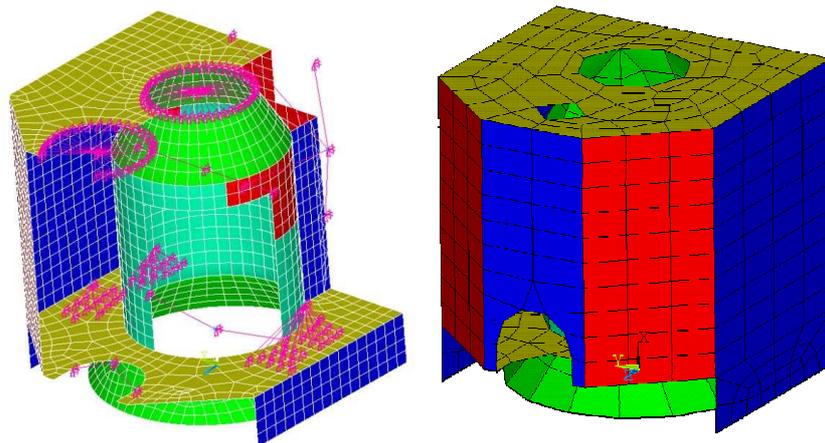


Abb. 4-29 FE-Modell mit Komponenten (links), SEAFLOSS Analyse (rechts) des MMM Orbiters

Durch eine SEAFLOSS-Simulation können bereits in dieser frühen Entwurfsphase zwei typische Lastfälle bewertet und die Ergebnisse in den Entwicklungsprozess eingebunden werden:

- Schocklasten am Separationsring bei Trennung von der Trägerrakete (s. Abb. 4-30, links)
- Freigabeschock des seitlich angefalteten Solargenerators (Abb. 4-30, rechts)

Nach der Lösung der SEAFLOSS-Gleichung wird die räumliche Verteilung der Schockantwort für eine Frequenz dargestellt. Bei beiden Lastfällen ergeben sich am Ort des Schockeintrags hohe Schockantworten (rot) und an den weiter entfernten Strukturteilen geringe Schockantworten (blau).

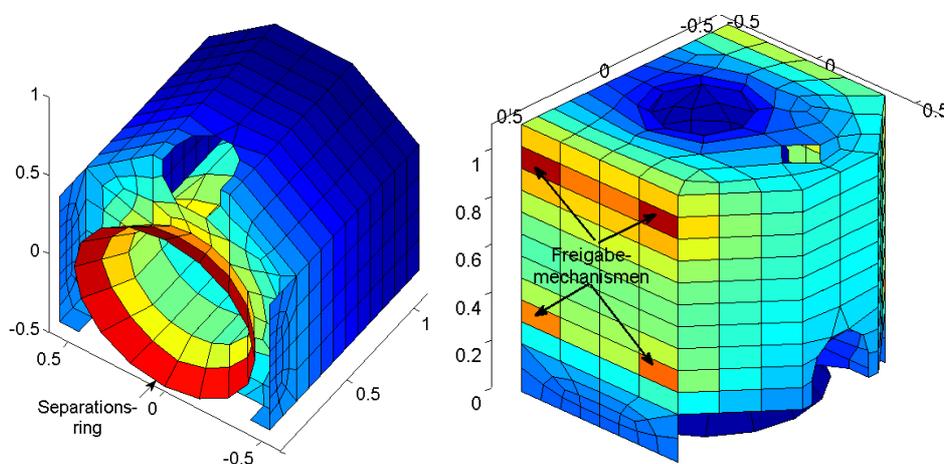


Abb. 4-30 Schockverteilung bei 1000Hz für Separation (links) und Freigabe (rechts)

Die SEAFLOSS-Modellierung lässt sich vorteilhaft in den Entwicklungsprozess einbinden. So wurden in den frühen Entwurfsphasen nur statische, harmonische und zufällige (random) Lasten betrachtet. Eine Positionierung und Auslegung der Subsysteme bezüglich Schocklasten wurde z.T. aufgrund unzureichender Modellierungsmethoden erst sehr spät überprüft, z.B. am mechanischen Strukturmodell. Gegebenenfalls müssen mit großem Aufwand erhöhte Schocklasten für die Komponenten definiert, deren Position geändert oder zusätzliche Reduktionselemente integriert werden. Da der Schockeintrag (als SRS) vorab ermittelt wird und statistisch abgesichert ist, können in einem SEAFLOSS-Modell bereits früh Aussagen über die Schockverteilung in der Satellitenstruktur getroffen werden. Die berechneten Schockantwortspektren am Montageort empfindlicher Komponenten können bei der Auslegung und bei den Komponententests verwendet werden. Das enge Zusammenwirken von Entwicklung, SEA-Modellierung und Test wird in Abb. 4-31 anschaulich dargestellt.

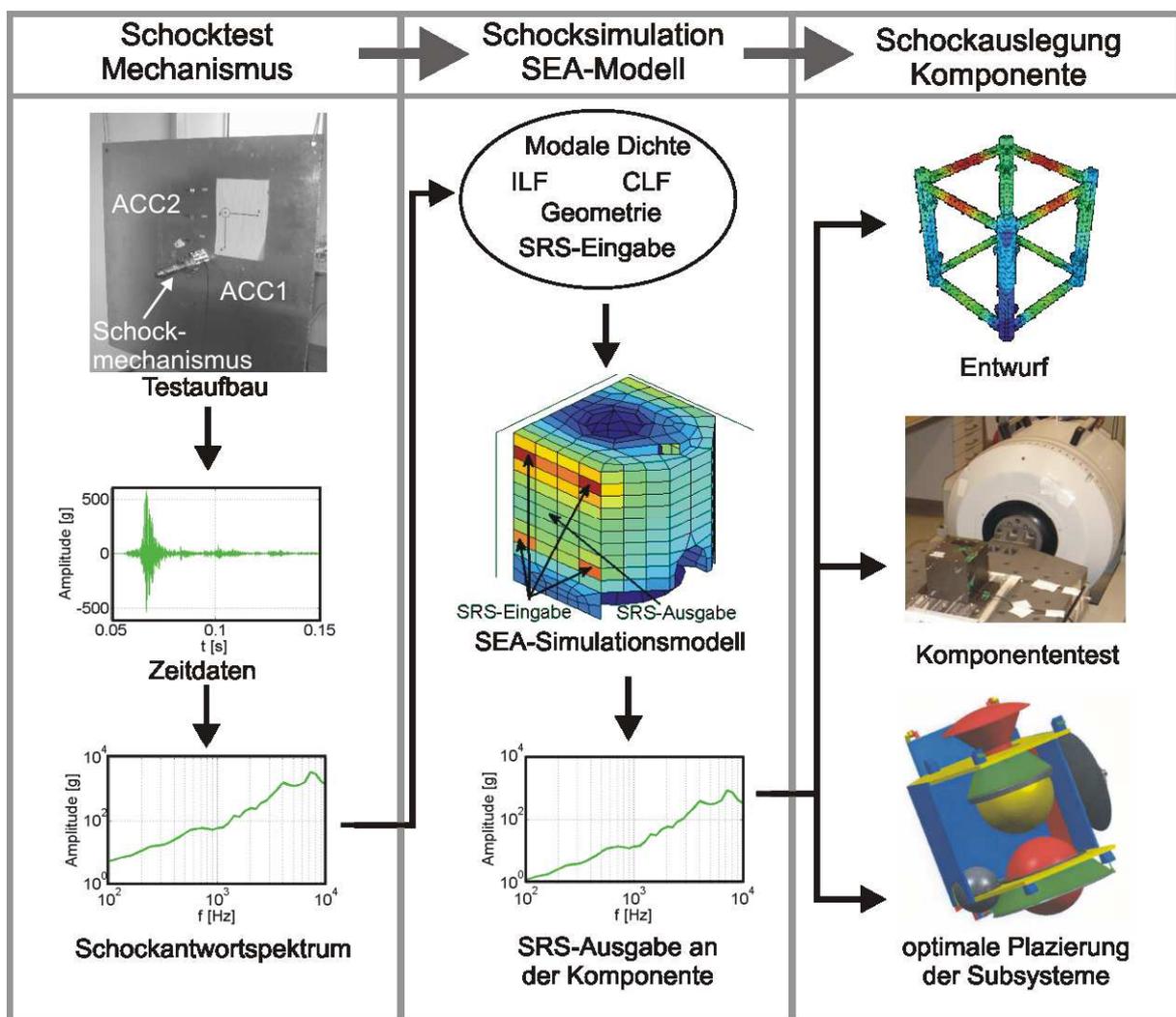


Abb. 4-31 Einbindung von Schocksimulation in den Entwicklungsprozess von Leichtbaustrukturen

4.5.3 Analyse der Schockausbreitung in dem Spulensystem eines Fusionsexperimentes

Als Letztes wird die SEAFOSS an der sehr komplexen mechanischen Struktur des Spulensystems des Fusionsexperimentes Wendelstein 7-X (W7-X) [86] angewandt. Das Spulensystem besteht aus 50 nicht-planaren Spulen, welche an mehr als 300 Engstellenstützen verbunden sind (siehe Kapitel 6.1 und [86]). Untersuchungsziel ist die Ermittlung der Schockausbreitung innerhalb einer Spule und die Schockausbreitung im gesamten Spulensystem. Die Spulen werden durch Ruckgleiten (stick-slip) der Engstellenstützen zu Schwingungen angeregt. Diese können zu einem Verlust der Supraleitung ("Quench") führen. Experimentell wird dieses Verhalten durch Stoßversuche Abb. 4-32 untersucht. Auf die unter Strom stehende Spule werden mittels einer Schwungmasse und einer Transferstange Schocks eingeleitet. Es wird ermittelt, ab wann die Spule quencht. Eine SEAFOSS-Analyse, eine explizite FEM-Berechnung und eine Analyse im Zustandsraum (ZRD) werden vorab durchgeführt. Sie bilden zusammen mit den experimentellen Voruntersuchungen eine breite Datenbasis für die Stoßtests im bestromten Zustand in einem Heliumkryostat.

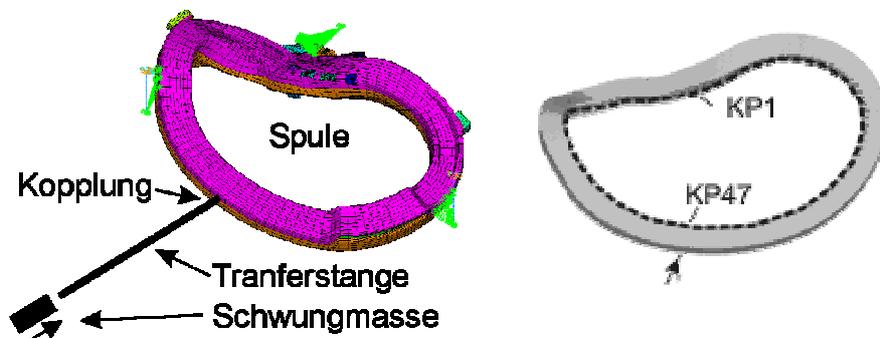


Abb. 4-32 Versuchsaufbau und FE-Modell (links), Wickelpaket nummeriert, innerer Bereich (rechts)

Folgend wird näher auf die ZRD-, FEM- und SEAFOSS –Modelle eingegangen. Grundlagen siehe Kapitel 2.4 bis 2.6.

Semi-analytisches Zustandsraummodell

Das dynamische Verhalten der Spule wird durch Kombination von Zustandsraumdarstellung und modaler Reduktion abgebildet. Die Systemgleichungen werden in ein Simulink-Simulationsmodell implementiert (Abb. 4-33), welches die Transferstange und den Hammer mittels modaler Parameter beschreibt. Die beiden Kontakte, Hammer-Transferstange und Transferstange-Spule, werden mittels Hertz'scher Kontakttheorie abgebildet. Eine Beobachtungsmatrix gibt die Geschwindigkeiten am inneren Wickelpaket zur weiteren Verarbeitung aus, z.B. der Berechnung der SRS.

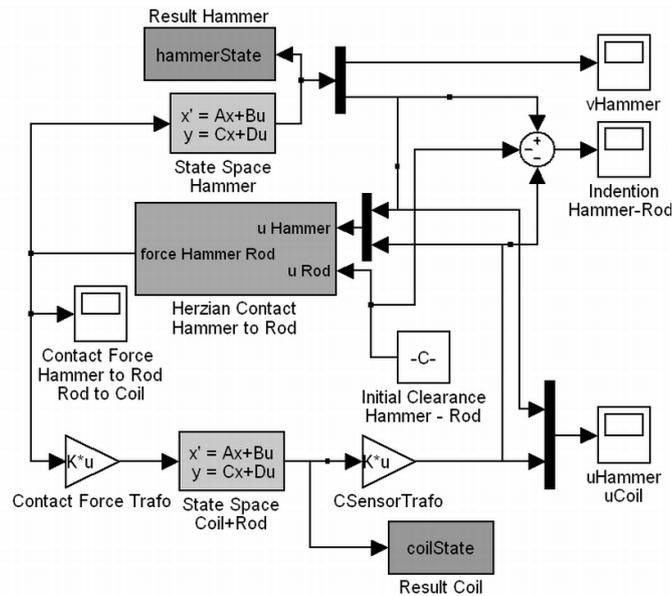


Abb. 4-33 Zustandsraummodell zur Schocksimulation einer Spule

Die modalen Konstanten der untersuchten Transferwege geben ab 3300Hz den starken Einfluss der hochfrequenten Glockenmoden auf die Wickelpaket-Beschleunigungen wider (Abb. 4-34, rechts). Die modal basierte Zustandsraumdarstellung stößt hier an ihre Grenzen. Es wird immer aufwändiger, die zugrunde liegenden modalen Daten zu berechnen. Die Berechnung der ersten 400 Eigenmoden (bis 4500Hz) des 180.000 FHG FEM-Modell braucht auf einem Quadro Core AMD Opteron mit 2,4GHz und 4GB RAM ca. 3 Stunden. In Abb. 4-34 links ist die 283. Eigenform mit einer Eigenfrequenz von 3483 Hz dargestellt. In dieser Abbildung werden die hohe Verformung des Wickelpakets in diesem Eigenmode und der innere Aufbau der Spule gezeigt.

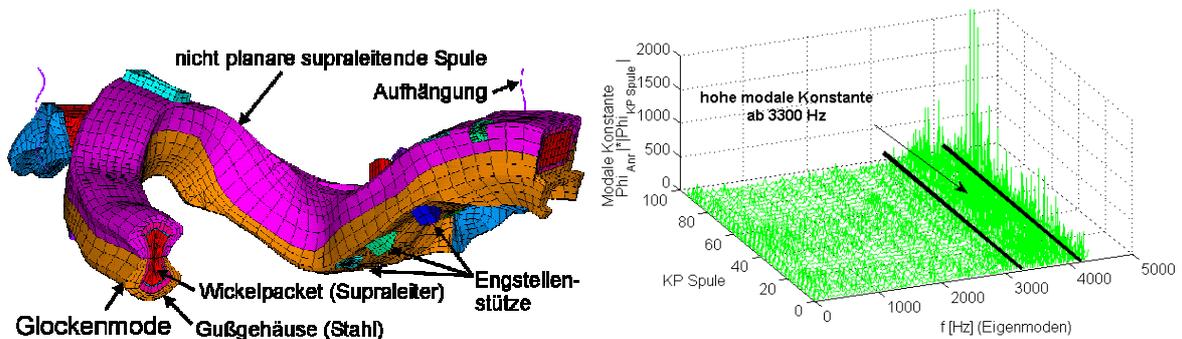


Abb. 4-34 Glockenmodes bei 3483Hz einer nichtplanaren Spule (links) und modale Konstanten (rechts)

FEM-Modell

Das FE-Modell wird sowohl zur Berechnung der modalen Parameter als auch zur direkten expliziten Zeitintegration verwendet. Die Randbedingungen des Modells bilden die Aufhängung der Spule im Prüfstand und die richtungstreu aufgebrachte transiente Anregungskraft zwischen Transferstange und Spule ab. Als globale Dämpfung wird 1% angenommen. Dies konnte im Experiment bestätigt werden. Die Zeitdauer der Simulation wird auf 10ms begrenzt, die Zeitschrittweite mittels CLF (2-44) zu 1e-6s bestimmt, wodurch das Gleichungssystem an 10.000 Zeitpunkten zu lösen ist. Am Wickelpaket werden die Knotenergebnisse zur weiteren Verarbeitung gespeichert (827 MB), z.B. SRS-Berechnung.

SEAFLOSS (Statistische Energie Analyse zur Schocksimulation)

Die Spule wird durch 96 SEAFLOSS-Elemente beschrieben, die aus dem FEM-Modell des inneren Wickelpakets abgeleitet werden. Sie werden durch ihren frequenzabhängigen internen Verlustfaktor und ihre modalen Dichten charakterisiert und über ihren frequenzabhängigen Kopplungsverlustfaktor miteinander verbunden. Die Bestimmung dieser Parameter geschieht folgendermaßen:

- modale Dichte: Zählen der Eigenfrequenzen aus dem gemessenen Antwortspektrum (der Vergleich mit der FEM-Modalanalyse ergibt eine gute Übereinstimmung im niedrigen Frequenzbereich)
- Dämpfungsverlustfaktor: Berechnung der modalen Dämpfung aus den Antwortspektren mittels der Methode der Halbleistungsbreite und Normierung auf die SEA-Elementgröße (vgl. Kapitel 4.2.4)
- Kopplungsverlustfaktor: eine messtechnische Bestimmung war nicht möglich, weshalb ein analytischer berechneter Wert von 0.001 abgeschätzt wurde ([45], linienförmig gekoppelte Platten spiegeln das dünnwandige Gussgehäuse gut wider)
- eingeleitete Schockenergie: aus dem SRS des Kraftimpulses der Hammeranregung (2-36)

Das 96 DOF SEA-Gleichungssystem wurde an 14 Frequenzpunkten im Bereich von 100Hz bis 6400 Hz gelöst.

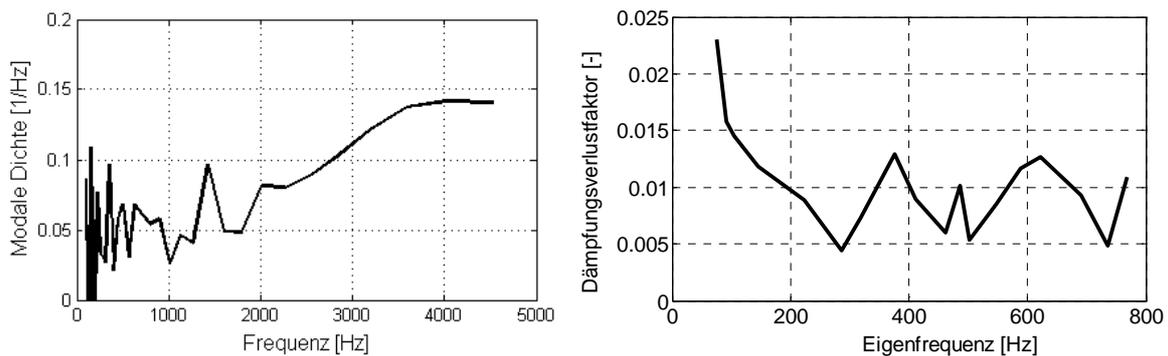


Abb. 4-35 Experimentell ermittelte modale Dichte und ermittelter Dämpfungsverlustfaktor

Experimentelle Voruntersuchung

Abb. 4-35 zeigt den am IPP Greifswald durchgeführten Vorversuch bei RT. Beim Stoßversuch wurde die Spule frei aufgehängt und mittels Impulshammer (rot) angeregt. Durch mehrere Beschleunigungsaufnehmer wurde die schockinduzierte Strukturschwingung an fünf Positionen (blau), verteilt am Spulenumfang, aufgezeichnet. Neben dem Antwortspektrum wurde auch das Fourierspektrum ermittelt, aus dem die Eigenfrequenzen, die modale Dichte und der Dämpfungsverlustfaktor für die SEAFOSS-Analyse berechnet werden.

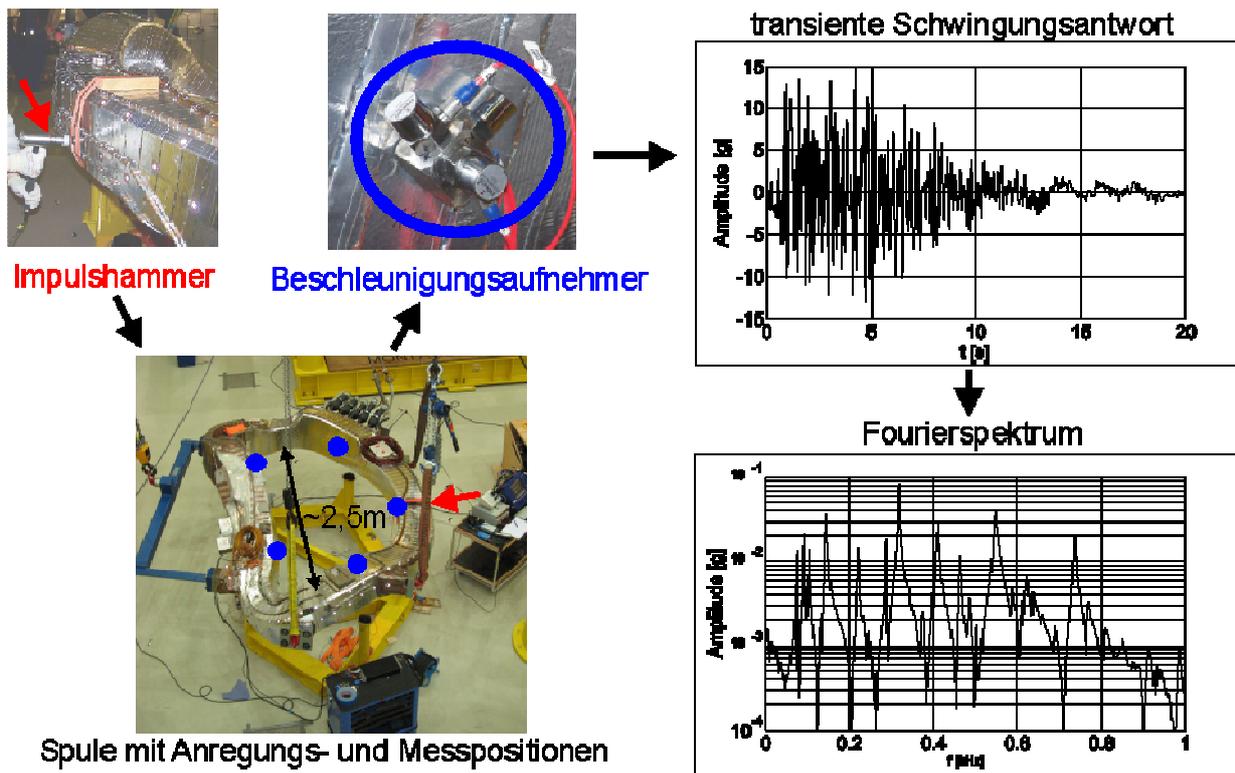


Abb. 4-36 Versuch zur Bestimmung der SEA-Parameter an supraleitender Spule

Vergleich der Ergebnisse

In Abb. 4-37 sind die Ergebnisse der drei Modelle und des Experiments in Form der SRS-Verteilung über den Spulenumfang bei einer Frequenz von 3200Hz zusammengefasst. Rechts sind die Ergebnisse des FEM und des SEAFOSS-Modells dargestellt. Während beim FEM-Modell der zeitliche Verlauf der Stoßwelle in der Transferstange und der Spule sichtbar ist, zeigt sich im SEAFOSS-Modell die Dissipation der Stoßwelle über den Spulenumfang in Form eines abnehmenden Antwortspektrums. FEM, SEAFOSS und Experiment zeigen eine gute Übereinstimmung, die ZRD ergibt ~50% kleinere Amplituden.

FEM, ZRD, SEAFOSS und das Experiment werden nachfolgend diskutiert:

- FEM (Finite Elemente Methode)

Die FEM bildet das Schwingungsverhalten der Spule im Rahmen der räumlichen Diskretisierung möglichst genau ab. Dies führt auch zu lokalen Schwingungsmoden, welche sich durch einen "rauen" Verlauf der SRS äußern.

- ZRD (Zustandsraumdarstellung)

Die ZRD basiert auf den modalen Daten und bildet damit die Spulendynamik nur bis zur höchsten im Modell enthaltenen Eigenform ab. Die Ermittlung höherfrequenter Moden ist sehr rechenaufwändig, weshalb sie im Modell nur bis 4200Hz enthalten sind. Die geringen Amplituden im SRS-Verlauf lassen sich durch die höherfrequente Anregung erklären, die durch dieses Modell nicht durchgestellt werden kann. Es zeigt sich ein „rauer“ Verlauf und es wird kein klares Maximum am Anregungsort ermittelt. Dies liegt ebenfalls an der begrenzten modalen Datenbasis.

- SEAFOSS (Statistische Energie Analyse zur Schocksimulation)

Das SEAFOSS Modell besteht aus 96 in etwa gleich großen und damit auch gleich parametrisierten Elementen. Es ergibt sich ein "glatter" Verlauf der Shockantwort, der auf den Dissipationseffekten durch Dämpfungsverlust beruht. Bei ausreichend genauer Bestimmung der Verlustfaktoren und der Eingangsleistung spiegelt die SEAFOSS den gemessenen SRS-Verlauf gut wieder.

- Experiment

Aufgrund der wenigen Messpositionen kann der Belastungsverlauf auf der Spule nur grob wiedergegeben werden.

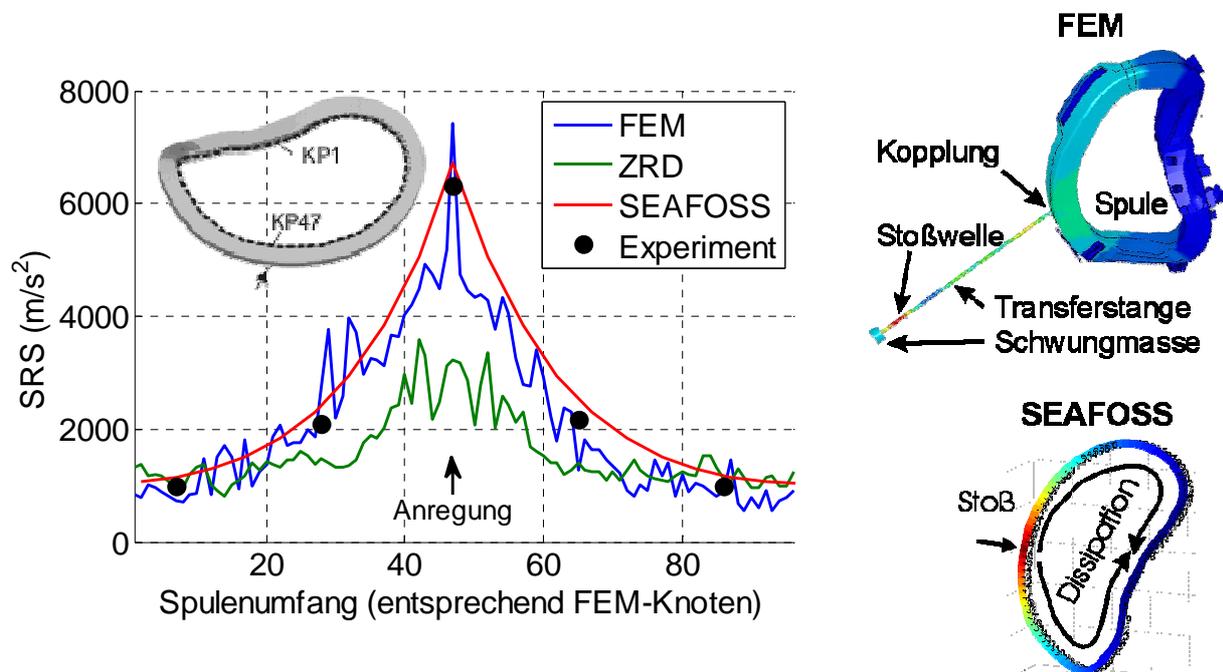


Abb. 4-37 Verteilung der Shockantwort am Wickelpaket (Knoten 47)

In Tab. 4-8 werden die verwendeten Modellierungsverfahren verglichen und bewertet.

Tab. 4-8 Vergleich der Modelle zur transienten Antwortrechnung

Verfahren	FEM	ZRD	SEAFOSS
Beschreibungsraum	physikalisch (3D)	modal	statistischer Antwortraum
	Zeitbereich	Zeitbereich	Frequenzbereich
CPU-Zeit	>2h	15s	2s
Freiheitsgrade	180.183	2*400	96
Eingangsdaten	Auftreffgeschwindigkeit des Hammers	Auftreffgeschwindigkeit des Hammers	Antwortspektrum der Hammerkraft
Modellparameter	Geometrie, E-Modul, Dichte und Dämpfung	Eigenfrequenzen, Eigenformen und modale Dämpfung	interne Verlustfaktoren, Kopplungsverlustfaktoren, modale Dichte
Ausgangsdaten	räumliche Beschleunigung an allen Knoten	modale Koordinate und deren Ableitungen (räumliche Beschleunigung nach Rücktransformation)	Schockantwortspektren am inneren Bereich des Wickelpaketes
Eignung	gut	begrenzt	gut
Modellierungsaufwand	hoch	hoch	gering
Berechnungsaufwand	hoch	gering	gering

SEAFOSS-Gesamtmodell

Die Modellierung einer Spule bildet die Grundlage zur SEAFOSS-Simulation des gesamten Spulensystems (siehe Kapitel 6.1). Dessen experimentelle Untersuchung ist aufgrund seiner Dimension, Komplexität, Zugänglichkeit und langen Integrationsdauer in naher Zukunft nicht möglich. Da es sich hier um eine prinzipielle Machbarkeitsuntersuchung handelt, wurde wegen eines besseren Verständnisses und einer besseren Visualisierung der Ergebnisse eine reduzierte Anzahl von Spulen und Verbindungen modelliert. Tab. 4-9

Tab. 4-9 Vergleich des reduzierten SEAFOSS-Modells mit dem realen W7-X Spulensystem

	W7-X (Realität)	SEAFOSS (Modell)
Anzahl Spulen	50	10
Verbindungen zwischen Spulen	je 5 bis 6	je 2
Verbindungen zum zentralen Haltering	2	0
Anzahl der Schockanregungen	unbekannte Anzahl defekter Engstellenstützen	2

Die Geometrie, deren Diskretisierung und die Verbindungen wurden unter Zuhilfenahme eines FEM-Preprozessors erstellt und in die SEAFOSS-Simulationsumgebung importiert. Dort wurden die internen Verlustfaktoren, die Kopplungsverlustfaktoren innerhalb einer Spule und an den Engstellenstützen zwischen den Spulen und auch eine repräsentative Schockanregung zugewiesen (letztere beide in Anlehnung an die Reibversuche in Kapitel 6). Das SEAFOSS-Ergebnis ist die Verteilung der Schockantwort im 10-Spulen System. Dies kann grafisch (Abb. 4-38, links), anhand von Verlaufplots (Abb. 4-38, rechts) dargestellt werden. Erkennbar ist die hohe Schockantwort an den beiden Positionen der Schockeinleitung "Source 1" und "Source 2", die Dissipation der Schockwelle innerhalb jeder Spule und die Übertragung der Schockwelle auf die benachbarten Spulen (siehe "Coil connection").

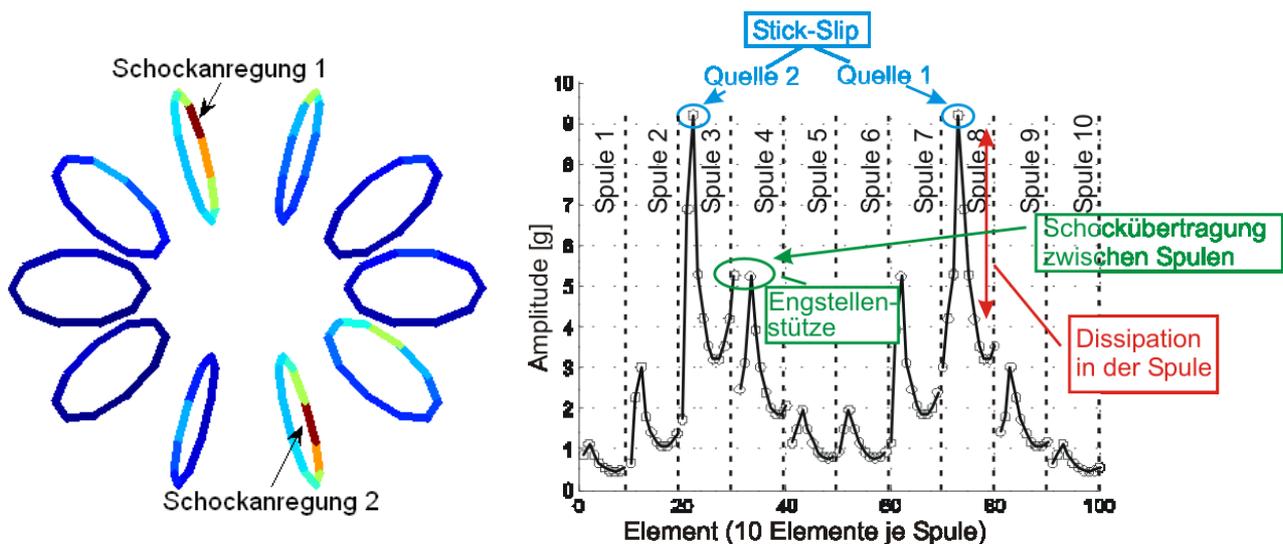


Abb. 4-38 Stoßausbreitung in einem Spulensystem, räumlich (links) und als Verlaufplot (rechts)

Die aufgezeigte, effiziente Spulensystemmodellierung zeigt plausible Ergebnisse und kann somit zur Risikoabschätzung des Gesamtexperiments bezüglich stick-slip und zur Auslegung eines akustischen Überwachungssystems herangezogen werden.

4.6 Bewertung, Diskussion und Ausblick

Theoretisch bildet nur die klassische SEA die Leistungsflüsse zwischen Energiespeichern korrekt ab. Die Verwendung des SRS zur Beschreibung schockartiger Strukturbelastungen stellt eine Verletzung der theoretischen Grundlagen dar. Es kann im Gegensatz zum Fourierspektrum nicht in den Zeitbereich rücktransformiert werden, womit der Zusammenhang zum zeitlichen Verlauf und den darin beschriebenen Energieflüssen verloren geht.

Sowohl eine analytische als auch eine empirische Basis (Kapitel 4.2.3) motivieren zur Anwendung des SRS bei schockinduzierten Strukturschwingungen. Experimentelle und numerische Verifikationsuntersuchungen (Kapitel 4.4) bestätigen diesen Ansatz. Der Vorteil der SEAFOSS gegenüber der FEM liegt in der drastischen Reduktion von Freiheitsgraden durch die Verwendung von wenigen Subsystemen, wie anhand von drei komplexen Anwendungen gezeigt (Kapitel 4.5). Dies ist ein Nachteil, wenn die räumliche Verteilung des SRS innerhalb eines Strukturelementes zu ermitteln ist, da dieses nur mit einem SEA-Element je Schwingungstyp diskretisiert wird. Wie bei der EFEM (energiebasierten FEM, s. 3.2.1) ist dies möglich, wenn man das Strukturelement in

mehrere Subsysteme einteilt und durch eine Skalierung des ILF seine globalen Eigenschaften konstant hält. Die modalbasierte Berechnung von Kopplungsverlustfaktoren kann die Vorhersagegenauigkeit der SEAFOSS, vor allem bei diskreten Reibverbindungen verbessern.

Insgesamt zeichnet sich die SEAFOSS durch ihre universelle Anwendbarkeit; direkte Interpretierbarkeit der Ergebnisse und durch ihr effiziente Modellierungsprinzip aus.

5 Reduktionsprinzipien bei der Schockerzeugung und -übertragung

Häufiges Ziel der Reduktion von Schocklasten ist es nicht die Struktur selbst, sondern die darauf montierten Komponenten zu entlasten [4]. Besonders empfindlich sind elektronische, optische und messtechnische Komponenten aufgrund der zunehmenden Miniaturisierung und Gewichtsoptimierung [43][49].

Zur Reduktion der Schocklasten stehen folgende Prinzipien zur Verfügung, welche in dieser Arbeit näher untersucht und an Beispielen angewandt wurden:

- Minimierung der Schockerzeugung (am Beispiel mechanischer Anschläge)
- Absorption der Schockenergie
- Isolation der Schockquelle von der schockbelasteten Struktur

In Kapitel 5.1 werden dazu mögliche Angriffspunkte im strukturellen Übertragungsweg der Schockbelastung aufgezeigt. In den Kapiteln 5.2 bis 5.4 werden zu den oben gezeigten Reduktionsprinzipien eigene Entwicklungen vorgestellt. In Kapitel 5.5 wird die Effektivität der Reduktionsprinzipien verglichen und die gewonnenen Erkenntnisse zusammengefasst.

5.1 Schockreduktion im strukturellen Übertragungsweg

Die Betrachtung des Übertragungsweges erlaubt die Identifikation möglicher Angriffspunkte zur Schockreduktion. In Abb. 5-1 ist der Übertragungsweg der Schockwelle von der Quelle (rot) über die verschiedenen Schnittstellen (grau) und über die Struktur (grün) zum Empfänger (blau) hin schematisch dargestellt. Die untersuchten Reduktionsprinzipien und die damit verbundenen Entwicklungen sind im Textfeld grau hinterlegt.

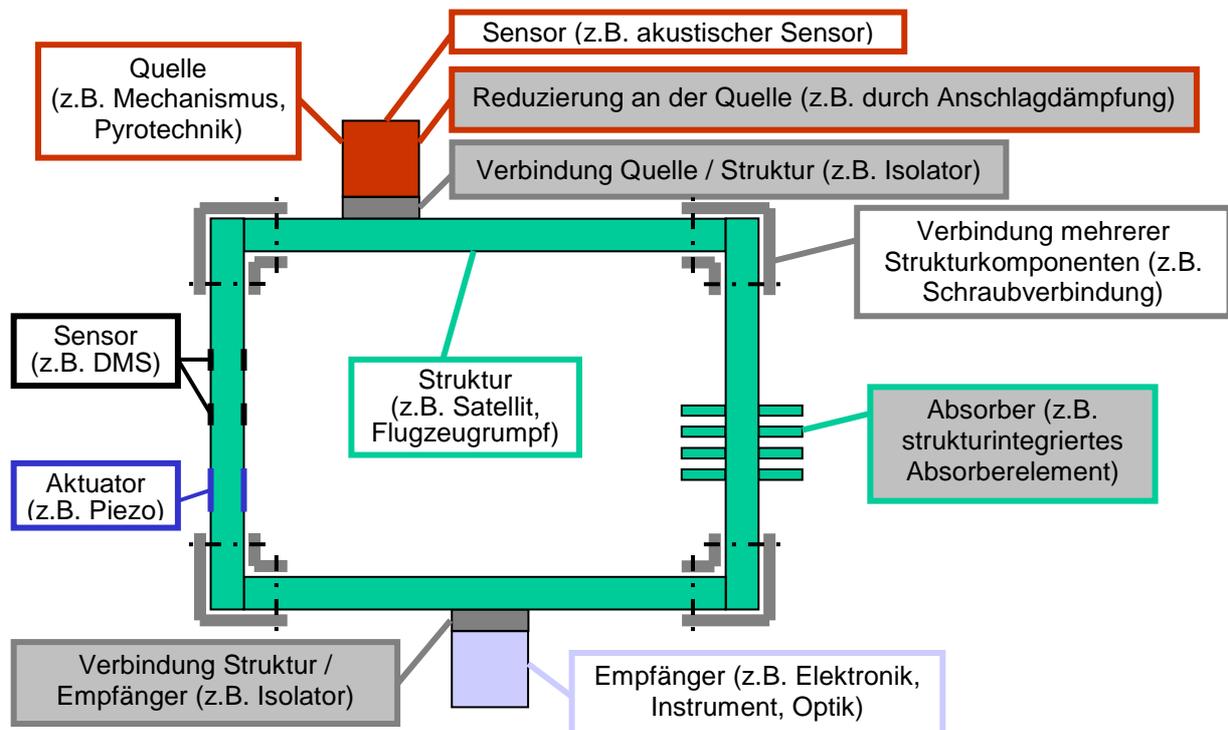


Abb. 5-1 Übertragungsweg einer Schockbelastung

Reduktionsprinzipien werden an mehreren Punkten des Übertragungsweges gezeigt:

- Quelle: Dämpfung mechanischer Anschläge (Kap. 5.2)
- Strukturelement: strukturintegrierter Absorber (Kap. 5.3)
- Empfänger: Isolation durch viskoelastische Reibelemente (Kap. 5.4)

5.2 Minimierung der Schockerzeugung durch mechanischer Anschläge

Als Erstes werden die Möglichkeiten zur Schockminimierung direkt an der Quelle untersucht. Mechanische Anschläge sind häufig der Hauptverursacher von Schocks [49]. Das wird auch durch eigene Untersuchungen in Kapitel 3.4.1 bestätigt.

Zur Reduktion der Schockemission mechanischer Anschläge werden hochdämpfende Elastomere mit nichtlinear verformender Geometrie untersucht. In Abb. 5-2 wird die Problemstellung grafisch dargestellt. Links die schematische Darstellung der beteiligten Elemente, rechts ein Beispielmechanismus mit zwei Anschlägen.

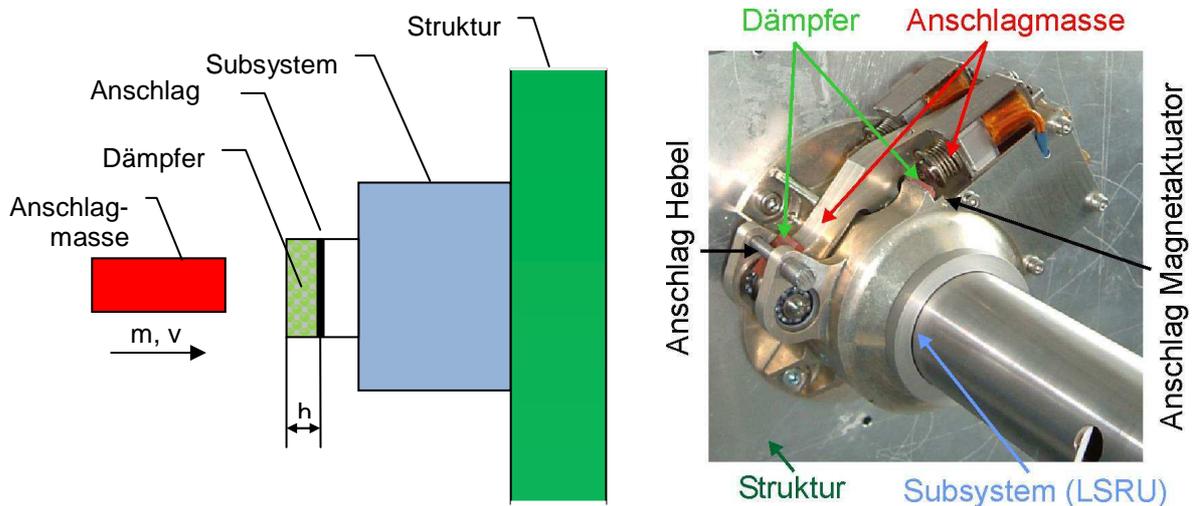


Abb. 5-2 Schematische Darstellung der Anschlagdämpfung und Anwendung an der LSRU

Der Impuls der Anschlagmasse beim Auftreffen auf das Subsystem soll mit möglichst niedriger Maximalkraft übertragen werden. Dies lässt sich durch Optimierung des Kraftverlaufs z.B. durch nichtlineare Feder- und Dämpferelemente erreichen, siehe Abb. 5-3.

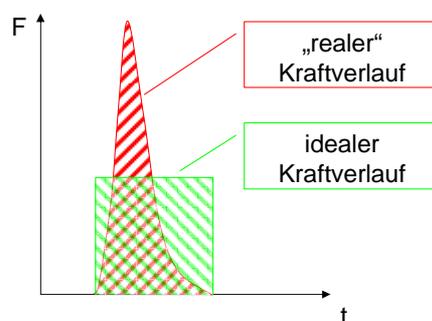


Abb. 5-3 Realer und idealisierter Kraftverlauf eines mechanischen Anschlags bei gleichem Impuls/Fläche

Die kinetische Energie des auftreffenden Körpers soll über einen möglichst langen Zeitraum mit einem konstanten Kraftniveau umgewandelt werden. Die Umwandlung erfolgt durch elastische / reversible Prozesse oder durch plastische / irreversible Prozesse. Derjenige Teil der Energie, der nicht umgewandelt und dissipiert werden kann, wird auf die umgebende Struktur übertragen.

Die zu absorbierende Energie ermittelt sich aus

$$E_{kin} = \frac{1}{2} m_A v_A^2 \quad (5-1)$$

Soll diese auf dem zur Verfügung stehenden Verformungsweg s in potentielle Energie umgewandelt werden, so ergibt sich für eine

- **ideale nichtlineare Absorption** $E_{pot} = Fs \rightarrow F_{max} = \frac{1}{2} \frac{m_A v_A^2}{s}$ (5-2)

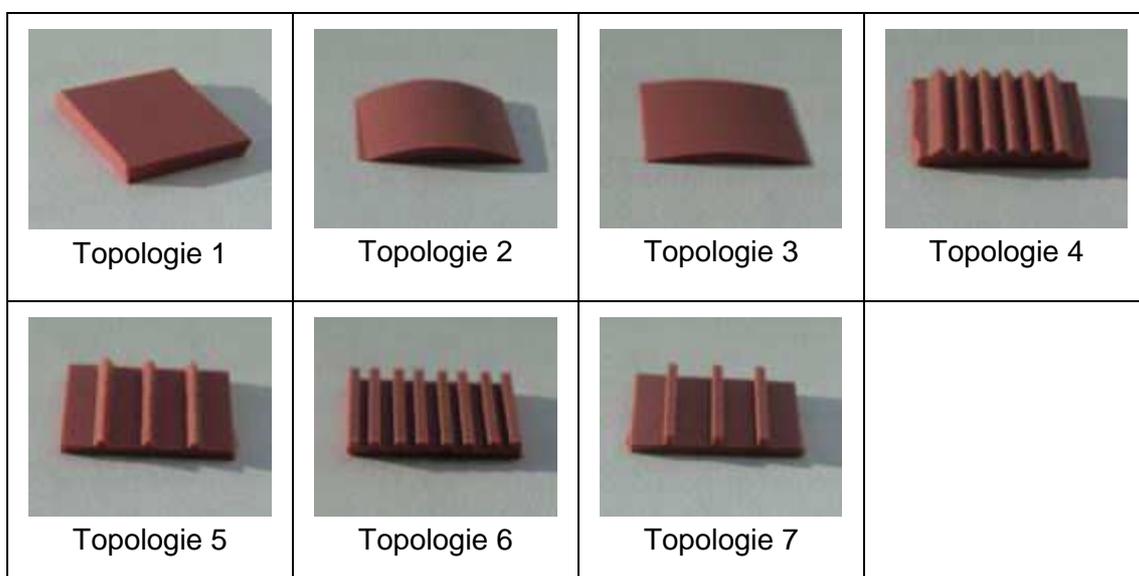
- **lineare Absorption** $E_{pot} = \frac{1}{2} ks^2 = \frac{1}{2} F_{max} s \rightarrow F_{max} = \frac{m_A v_A^2}{s}$ (5-3)

Es zeigt sich, dass sich durch eine nichtlineare Kennlinie die Maximalkraft im Gegensatz zur linearen Absorption halbiert. Mit Hilfe dieser Erkenntnis und mit der Kenntnis einiger weniger Parameter (Auftreffgeschwindigkeit, Betrag der bewegten Masse, zulässige Verformung) wird ein viskoelastischer Dämpfer mit optimierter Geometrie entworfen und optimiert. Der Auslegungsprozess, die dazugehörigen experimentellen Untersuchungen und numerischen Berechnungen und eine abschließende Bewertung werden im Folgenden besprochen.

5.2.1 Anforderungen, Topologie und Material

Die grundlegende Anforderung an Absorberelemente für mechanische Anschläge ist die Reduktion der Kraftspitze während des Anschlags bei einem beschränkten Verformungsweg. Auf die Designparameter: Geometrie bzw. Topologie und Material wird nun näher eingegangen. In Tab. 5-1 werden die Konzepte bereits in Form gegossener Silikonabsorber vorgestellt, die aus ersten numerischen Untersuchungen hervorgegangen sind. Alle Absorber haben die Außenmaße $15 \times 15 \times 2 \text{ mm}^3$ (außer Topologie 3 mit einer Höhe von nur 1 mm). Die profilierten Ober- und massiven Unterteile der Topologien 4-7 sind jeweils 1 mm hoch.

Tab. 5-1 Untersuchte Absorbertopologien



Neben der Topologie werden verschiedene viskoelastische Materialien bezüglich ihrer Absorptionsfähigkeit untersucht. In Tab. 5-2 werden die verfügbaren Kennwerte aufgelistet.

Tab. 5-2 Kennwerte der untersuchten viskoelastischen Materialien (lt. Hersteller-Datenblätter)

	Elastosil M4601	RTV S691 (9:1)	RTV S691 (10:1)	Smactane 50
Hersteller	Wacker Chemie AG			SMAC
Typ	additionsvernetzter Zweikomponenten-Silikonkautschuks	additionsvernetzter Zweikomponenten-Silikonkautschuk		hochdämpfender Silikonwerkstoff [88]
Mischverhältnis	9:1	9:1	10:1	liegt als Endprodukt vor
Dichte [g/cm³]	1.13	1.41 – 1.43	-	1.19
E-Modul [MPa]	-	1.33 – 1.53 (bei 23°C)	-	Abhängig von der Dehnrate 0.7 bei 100% Dehnung
Schubmodul [MPa]	~ 0.4*	0.702 – 0.731 (bei 23°C)	-	Abhängig von der Dehnrate 0.3 bei 100% Dehnung
ShoreA-Härte	~ 28	50 – 60	-	50

Die Bewertung der untersuchten Topologien und Materialien basiert auf den beschriebenen numerischen Simulationen (Kapitel 5.2.2) und Experimenten (Kapitel 5.2.3). In Kapitel 5.2.4 wird abschließend eine Darstellung und ein Vergleich der Ergebnisse wiedergegeben.

5.2.2 Simulation

Ziel der expliziten FEM-Simulation ist die Ermittlung des Kraft- und Verformungsverlaufs während des Anschlagvorganges. Zur korrekten Beschreibung des Materialverhaltens wird das Mooney-Rivlin-Materialmodell verwendet, das sich für inkompressible, gummiartige Materialverhaltensweisen eignet und in Ansys LS-Dyna in einer leicht modifizierten Form implementiert ist [29]. Das in Abb. 5-4 dargestellte FEM-Simulationsmodell wurde mittels geeigneter Randbedingungen vollparametrisch aufgebaut. Anhand der expliziten Zeitintegration wird der Anschlagvorgang an vielen Zeitpunkten gelöst und die berechneten Kontaktkräfte und Verformungen werden zur weiteren Analyse gespeichert.

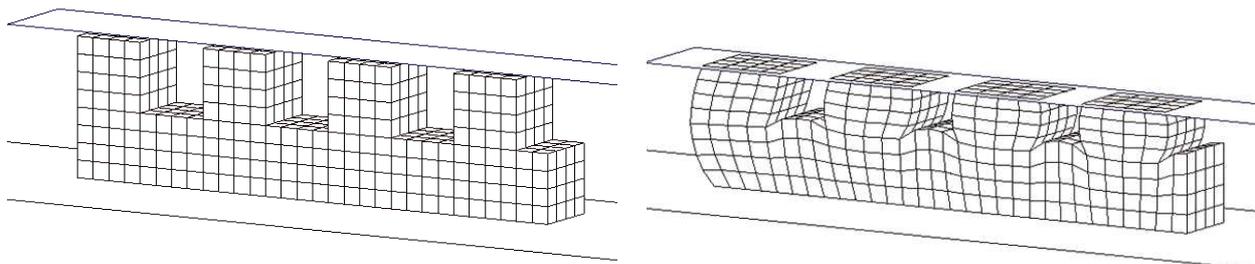


Abb. 5-4 FE-Modell des Absorbers der Topologie 6 vor (links) und während (rechts) des Kontakts

Bei der Durchführung und Auswertung der Simulationen werden folgende Erkenntnisse gewonnen:

- hoher Einfluss des Materialgesetzes, vor allem der Querkontraktionszahl
- die Bestimmung der viskoelastischen Materialeigenschaften und Reibwerte ist oft problematisch
- die Modellreduktion und explizite Zeitintegrationsverfahren reduzieren die Berechnungsdauer
- die numerischen Ergebnisse erlauben den Zugriff auf viele beschreibende Größen, wie z.B. auf die Verformungsenergie über die Zeit und auf die Dehnungsverteilung im Bauteil
- durch eine numerische Optimierung lässt sich die Steifigkeit und Konfiguration eines Absorbers auf einen bestimmten Anwendungsfall anpassen

5.2.3 Experiment

Zur experimentellen Untersuchung der verschiedenen Topologien und Materialien wird ein spezieller Versuchsaufbau erstellt. Siehe Abb. 5-5. Ein Elektromagnet beschleunigt eine einstellbare Masse, die mit einer ebenfalls einstellbaren Geschwindigkeit auf den Absorber trifft der auf einem Aluträger gelagert ist. Der Kontaktkraftverlauf wird mit einem darunterliegenden piezobasierten Kraftsensor erfasst, der Beschleunigungs- und damit auch Wegverlauf wird mit einem Beschleunigungsaufnehmer hochfrequent aufgezeichnet.

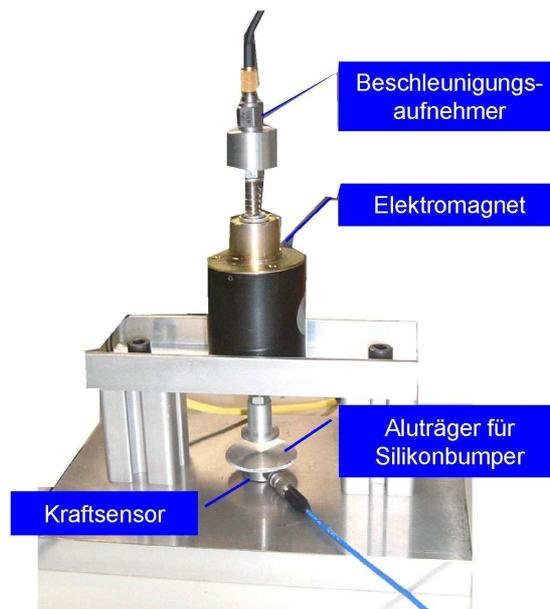


Abb. 5-5 Versuchsaufbau zur Untersuchung von Anschlagabsorbern

Neben den oben vorgestellten viskoelastischen Absorbern wird zum Vergleich ein plastisch wirkender Absorber aus porösem Schaum untersucht. In Abb. 5-6 ist der Kontaktkraftverlauf beider Absorber dargestellt. Der Einfluss der plastischen Verformungsarbeit wird durch die niedrigere Maximalkraft deutlich. Dabei ist zu beachten, dass zwar die anfängliche Dicke der beiden Absorber identisch ist, die Verformung des Schaums jedoch um ein Vielfaches größer ist als die Verformung des Elastosils.

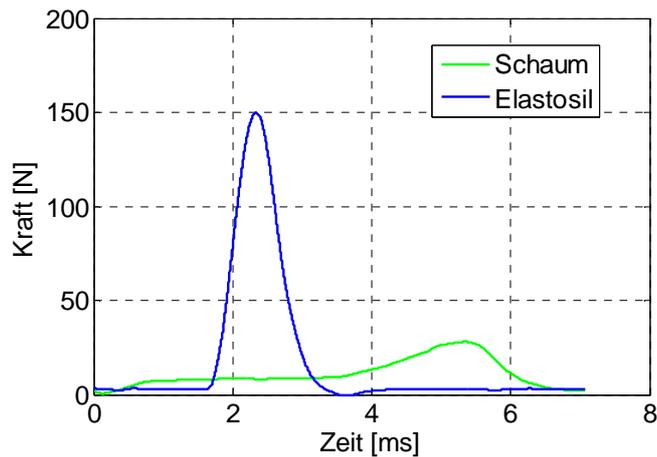


Abb. 5-6 Vergleich plastischer und elastischer Absorber

Bei der Durchführung und Auswertung der Experimente gewinnt man folgende Erkenntnisse:

- bei der Fertigung sollten keine Luftblasen im Silikon eingeschlossen sein
- je weicher der Dämpfer, desto größer die Verformung und desto kleiner die Kraftamplitude
- ist der Absorber zu weich, so dass der zur Verfügung stehende Verformungsweg ausgenutzt wurde, bevor ein Großteil der Energie absorbiert worden ist, kommt es zu einem „Durchschlagen“ mit hohen Kraftamplituden

5.2.4 Bewertung und Anwendung

Zur Bewertung der Anschlagdämpfer werden neben den Simulations- und Messergebnissen auch die theoretisch möglichen Kontaktkräfte herangezogen. Diese lassen sich bei gegebener Anschlagmasse $m_A = 130\text{g}$ und Auftreffgeschwindigkeit $v_A = 1\text{m/s}$ entsprechend (5-2) und (5-3) berechnen. Der Verformungsweg für den plastischen Fall des Schaums (siehe Abb. 5-6) beträgt 2mm, für den elastischen Fall 0.5mm.

- voll plastische Absorption:
$$F_{\max} = 0,5 \frac{0,13\text{kg} \cdot (1\text{m/s})^2}{0,002\text{m}} = 32,5\text{N}$$

- voll elastische Dämpfung:
$$F_{\max} = \frac{0,13\text{kg} \cdot (1\text{m/s})^2}{0,0005\text{m}} = 260\text{N}$$

Abb. 5-7 stellt die Ergebnisse der numerischen Simulation von drei Topologien für das Material RTV S691 (10:1) dar. Bei zunehmender Nachgiebigkeit des Materials wird die Kontaktkraft reduziert und die Kontaktzeit verlängert. Bei sehr weichem Aufbau (Topologie 7) ist der anfängliche Kraftanstieg gering. Allerdings besteht bei größeren Verformungen die Gefahr des "Durchschlagens". Die Verformungsfähigkeit des weichen Aufbaus ist ausgereizt und die hohe Steifigkeit des Unterbaus führt zu sehr steilen Kraftanstiegen und hohen Maximalwerten.

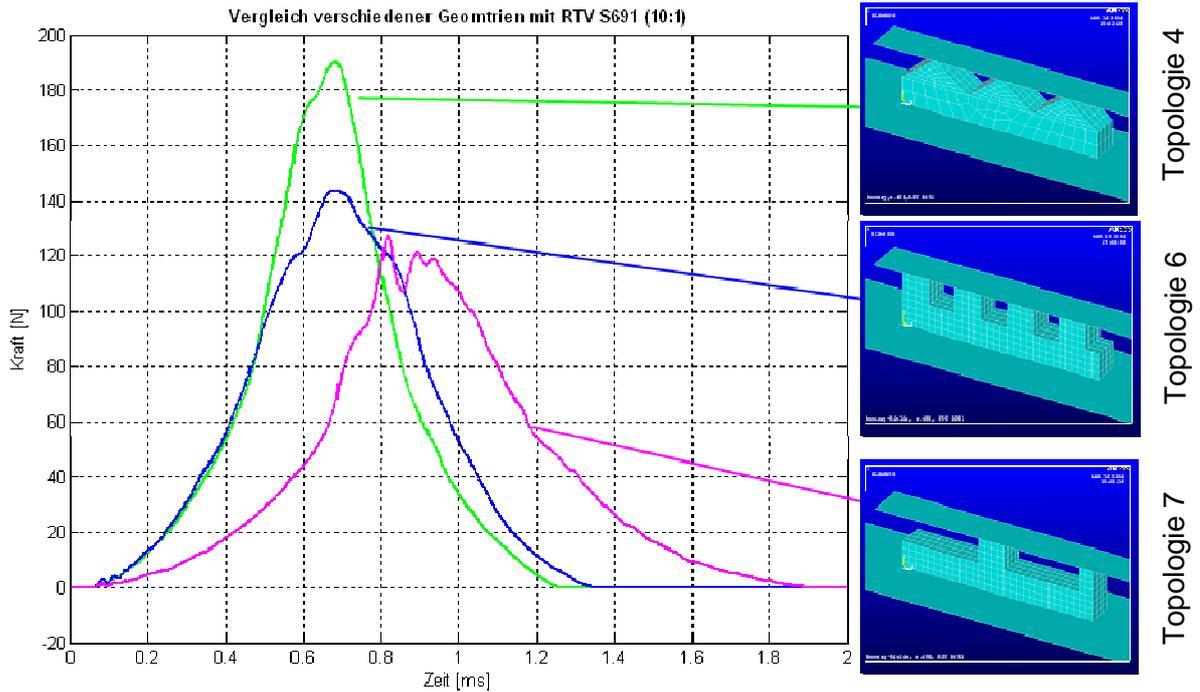


Abb. 5-7 Numerische Ergebnisse für verschiedene Topologien mit RTV S691 (10:1)

Anhand dieser Ergebnisse werden in Abb. 5-8 die gemessenen Kontaktkräfte für die wirkungsvollsten Kombinationen von Topologie und Material dargestellt. Sie zeigen ein ähnlich niedriges Kraftniveau und einen homogenen Kraftanstieg.

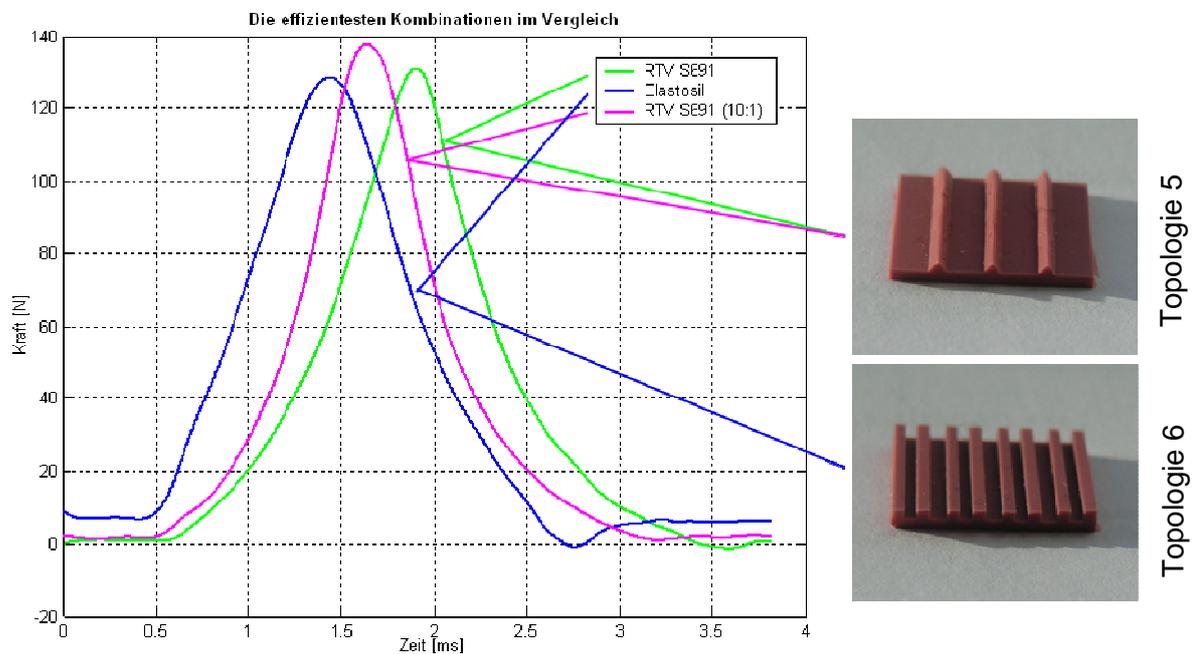


Abb. 5-8 Versuchsergebnisse für die effizientesten Kombinationen aus Topologie und Material

In Tab. 5-3 werden anhand der Vielzahl gewonnener Ergebnisse die FEM und der Versuch verglichen. Trotz des komplexen Materialverhaltens zeichnen sich ähnliche Trends zwischen den verschiedenen Konfigurationen ab und die maximale Abweichung der Kraftamplituden beträgt etwa 10%. Bezogen auf die theoretisch möglichen Dämpfungen ergeben sich Kraftamplituden von nur 53% der linear elastischen Absorption. Vergleicht man mit der idealen nichtlinearen Absorption zeigen sich vier- bis fünffache Maximalkräfte.

Tab. 5-3 Vergleich der maximalen Kontaktkräfte zwischen FEM und Versuch

Vergleich für RTV S691 (Shore A=56)				
Max Kraft [N]	FEM	190	145	130
	Versuch	178	162	138
	Fehler	+ 6 %	- 11%	- 6 %
Versuch / Theorie (elastische Dämpfung)		68%	62%	53%
Versuch / Theorie (plastische Dämpfung)		548%	498%	425%

Eine Anwendung an den in Abb. 5-2 gezeigten Anschlägen der LSRU, führt bei einem vergleichenden Schocktest entsprechend Kapitel 3.3 zu einer Schockreduktion von bis zu 80% (s. Abb. 5-9). Dies zeigt die große Wirkung der viskoelastischen Dämpfung mechanischer Anschläge.

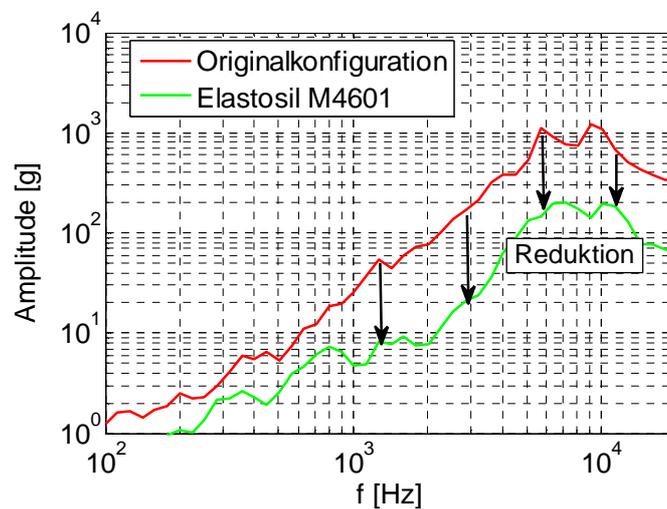


Abb. 5-9 Reduktion der Schockemission eines Mechanismus durch viskoelastische Anschlagdämpfer

5.3 Entwicklung eines strukturintegrierten Absorbers

Sind die Möglichkeiten der Schockreduktion an der Quelle ausgereizt, bietet sich die Integration von schockreduzierenden Absorbern in die Strukturelemente an. Verschiedene Konzepte dieses Reduktionsprinzips werden mittels FEM untersucht und bewertet. Das beste Konzept wird numerisch optimiert, gefertigt und anschließend experimentell untersucht.

5.3.1 Anforderungen, Konzeptstudie und Aufbau des Absorberelementes

Die Anforderungen an strukturintegrierte Absorber sind

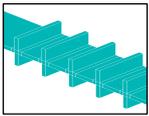
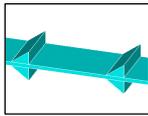
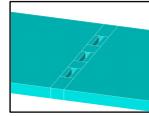
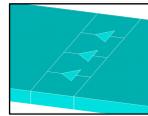
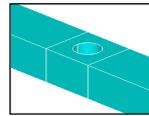
- Reduktion der Schockamplitude beim Durchlaufen der Schockwelle
- Integrierbarkeit in typische Strukturelemente (Stab, Balken, Platte)
- kein Einfluss auf die Steifigkeit und den statischen Kraftfluss
- keine plastische Verformung

Neben der Absorption wird auch die Reflexion an Impedanzsprüngen untersucht. Basierend auf den in 0 dargelegten Grundlagen gibt es folgende Möglichkeiten:

- Reflexion der gesamten Schockwelle, wobei der notwendige Impedanzsprung (freies Ende, feste Einspannung) sich nur schwer umsetzen lässt
- Phasenwechsel bei der Reflexion zur Auslöschung nachfolgender Wellenkämme
- Aufspreizung des Übertragungsweges und Reflexion des Großteiles der Schockwelle

In Tab. 5-4 sind die untersuchten Absorptions- und Reflexionsmechanismen dargestellt. Die Ausbreitung der Schockwelle soll dabei von links nach rechts erfolgen. Neben der Amplitudenreduktion wird eine Bewertung anhand weiterer Kriterien vorgenommen.

Tab. 5-4 Mögliche Konfigurationen zur Reflexion von Schockwellen in der Struktur

Bezeichnung	Balken	Aufspreizung	Nuten	Dreiecke	Bohrung
Mechanismus	Absorption	Reflektion	Reflektion	Reflektion	Reflektion
Abbildung					
Amplitudenreduktion	36%	10%	5%	5%	5%
Herstellung	+	-	--	--	++
zus. Gewicht	--	-	+	+	+
Robustheit	++	++	--	--	--
Kosten	+	-	++	++	++

Laut Tab. 5-4 erfüllt ein, wie in Abb. 5-10 dargestellter Schwingbalken, montiert auf der primären Struktur, die Voraussetzungen mit einer sehr guten Amplitudenreduktion von 36%. Zur Absorption der Schockwelle zeichnet er sich durch eine klar definierbare Eigenfrequenz und damit Absorptionsfrequenz aus. Dieses Absorberelement besteht aus mehreren Absorberbalken, die der durchlaufenden Schockwelle in ihrer Eigenfrequenz Energie entziehen. Es wird mit Hilfe von FEM-Simulationen und Experimenten weiter untersucht und optimiert.

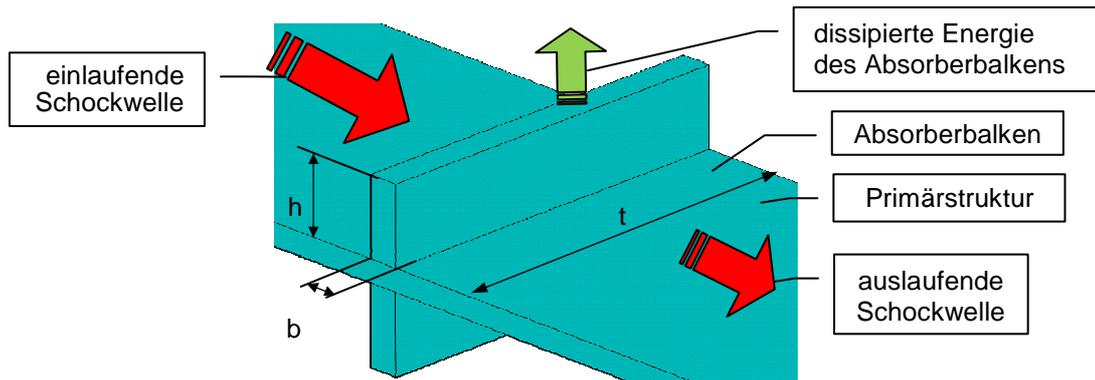


Abb. 5-10 Integration und Abmaße des Absorberbalkens

Das Absorberelement kann entsprechend des zu reduzierenden Frequenzbereiches ausgelegt werden, z.B. um das SRS gezielt am Montageort einer sensitiven Komponente zu minimieren. Dazu wird die Eigenfrequenz des Absorberbalkens unter Annahme einer steifen Einspannung berechnet. Mit Verwendung der Schallgeschwindigkeit bei longitudinaler Ausbreitung (2-3) berechnet sich die Absorberfrequenz zu:

$$f = 0,162 \cdot c \cdot \frac{b}{h^2} \tag{5-4}$$

Die in Abb. 5-11 gezeigte Aneinanderreihung von entsprechenden Absorberbalken verstärkt die Gesamtwirkung. Es wurde sowohl ein numerisches Simulationsmodell (s. Abb. 5-11) als auch ein experimenteller Aufbau erstellt. Damit wird ein Vergleich der Beschleunigung an einem Balken ohne und mit Absorberbalken an den Messpunkten „pre“ und „post“ durchgeführt.

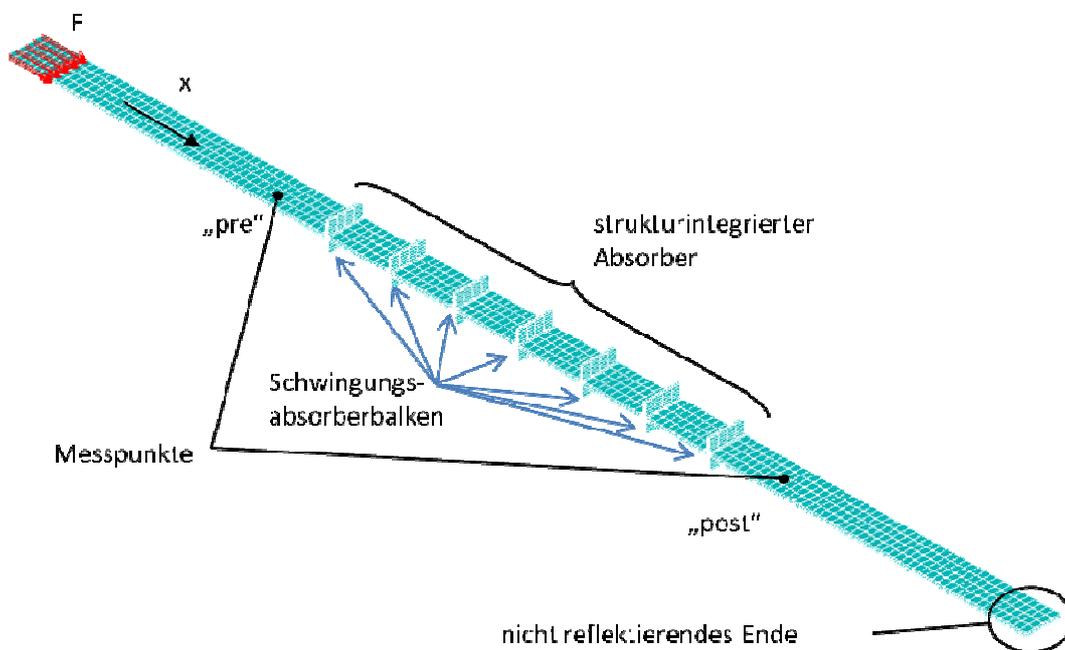


Abb. 5-11 Aufbau des Absorberelements als FE-Modell mit den Bewertungspunkten "pre" und "post"

5.3.2 Simulation der Schockausbreitung und -reduktion mittels FEM

Das explizite FEM-Modell bedient sich der gemessenen Hammeranregung, womit ein direkter Vergleich mit den Messergebnissen möglich ist. Die Länge des Balkens von 1,5m wird so bestimmt, dass bei kürzester Hammeranregung (erfahrungsgemäß etwa 0,3ms) eine gesamte Wellenlänge abgebildet werden kann. Um eine größtmögliche Absorption zu erreichen, werden die geometrischen und topologischen Parameter der Balken, unter Berücksichtigung einer Massenrestriktion, mittels eines genetischen Algorithmus [40] optimiert. Für einen repräsentativen 10kHz Impuls ist die in Abb. 5-11 gezeigte Konfiguration optimal. Die sieben beidseitigen Balken haben eine Abmessung von 1,76mm x 10,2mm. Wie zu erwarten, ergibt sich damit eine Eigenfrequenz der Balken, die ähnlich der Anregungsfrequenz ist. Abb. 5-12 zeigt die Reduktion der Schockwellenamplitude bei dieser Konfiguration um 36%.

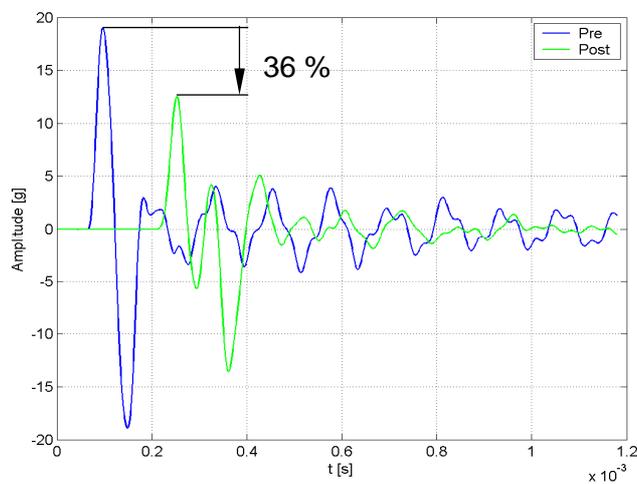


Abb. 5-12 Reduktion um 36% bei einer 10kHz Anregung mit Absorberbalken

Die Wirkungsweise eines Absorberbalkens lässt sich anschaulich darstellen, indem man dessen Fußpunktanregung durch die durchlaufende Schockwelle (Bottom) und die daraus resultierende Balkenschwingung (Top1) betrachtet, siehe Abb. 5-13. Erkennbar ist, dass die Eigenfrequenz des Balkens der Anregungsfrequenz gut entspricht und dass es sich um das gedämpfte Ausschwingen eines Einmasseschwingers handelt. Entspricht die Eigenfrequenz des Balkens nicht der Anregungsfrequenz, so lässt sich dies nicht beobachten. Zum Vergleich ist die Schwingung eines überkritisch ausgelegten Balkens (Top2) mit dargestellt. Dieser führt eine Starrkörperbewegung aus und speichert damit keine Energie.

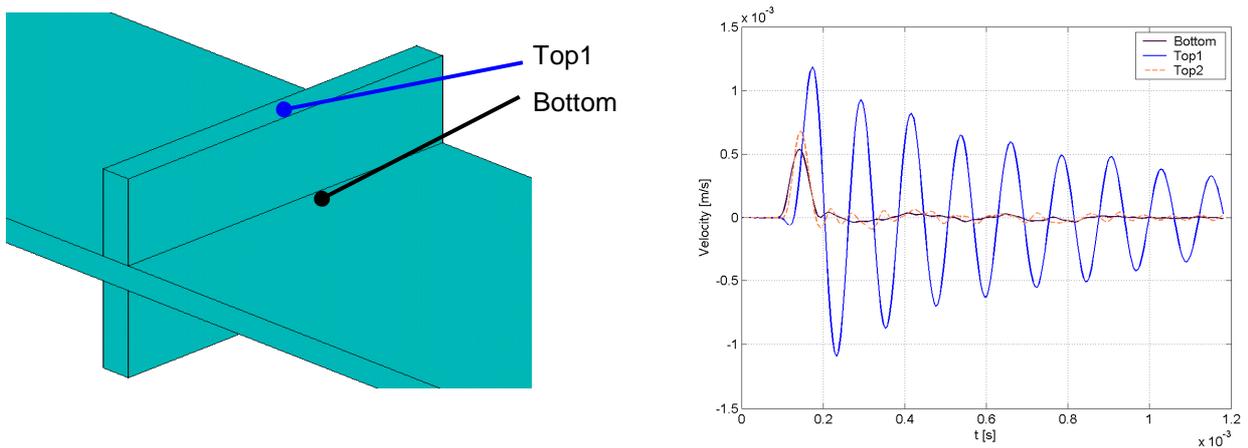


Abb. 5-13 Absorber- und Balkenschwingung

Abb. 5-14 zeigt das Schockantwortspektrum. Zu sehen ist, dass die Absorption hauptsächlich im Frequenzbereich der Absorbereigenfrequenz wirkt. Dort ist sogar eine höhere Reduktion von 90% zu beobachten, da nicht nur die maximale Amplitude, sondern auch der weitere Verlauf des Beschleunigungssignals betrachtet wird.

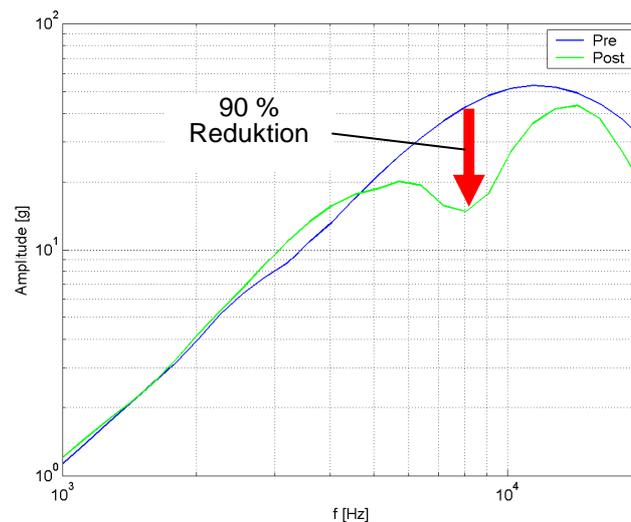


Abb. 5-14 Reduktion im Schockantwortspektrum durch Absorberbalken

5.3.3 Experimentelle Untersuchung der Wirkungsweise und Reduktionsfähigkeit

Abweichend von der oben betrachteten Anregungsfrequenz von 10kHz, beschränkt sich das Experiment auf einen Frequenzbereich, der durch einen Hammerschlag erzeugt werden kann (bis 3kHz). Dadurch wird die Effektivität der Absorberbalken auch bei niedrigeren Frequenzen untersucht und anhand einer weiteren Berechnung mit der Simulation verglichen. Die Balkenabmessung wird auf eine Eigenfrequenz von 3kHz ausgelegt, wobei die Höhe der Balken konstant bleibt und die Dicke entsprechend minimiert wird. Die Anzahl der Balken bleibt konstant (sieben je Seite). Durch die geringere Dicke kommt es zu einer Abnahme der Absorbermasse was zu einer Verminderung der Energieabsorptionsfähigkeit führt.

Der Versuchsaufbau in Abb. 5-15 besteht aus:

- einem elastisch aufgehängten Balken mit / ohne Absorberbalken
- Beschleunigungsaufnehmer „pre“ / „post“ vor / nach dem Absorberbereich
- Dehnungsmessstreifen zur Erfassung der Balkenschwingung
- Impulshammer zur longitudinalen Anregung
- Verstärker, Transientenrekorder (390kHz) und Rechner

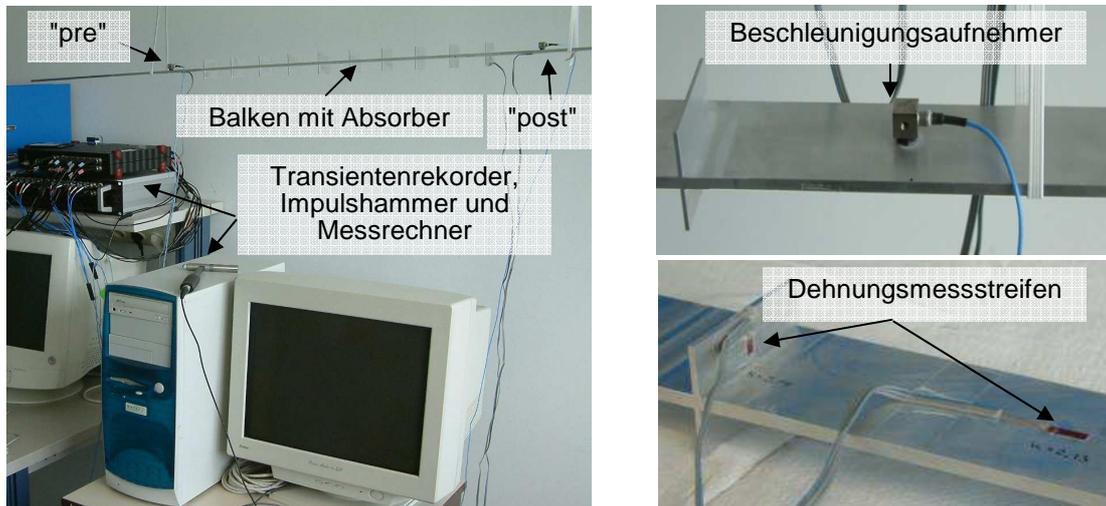


Abb. 5-15 Experimenteller Aufbau und Sensorik zur Vermessung von Absorberbalken

Die experimentellen Untersuchungen werden zunächst am Balken ohne Absorberelemente durchgeführt. Sie ergaben bei einer Hammeranregung an der Stirnseite des Balkens bei 2,8 - 3,3 kHz keine erkennbare Amplitudenreduktion, siehe Abb. 5-16. Dies stimmt mit den numerischen Berechnungen überein.

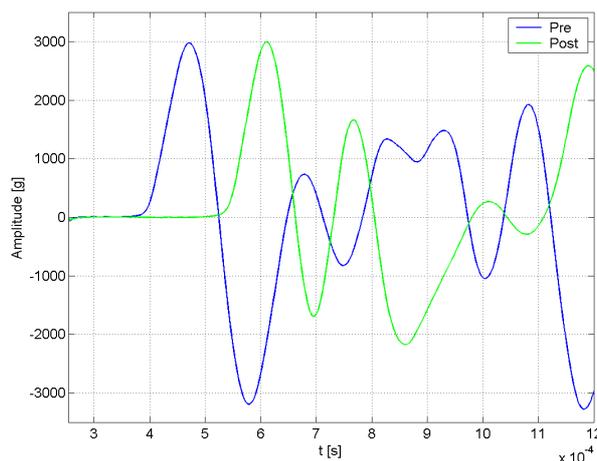


Abb. 5-16 Durchlauf einer Schockwelle durch einen Balken ohne Absorberelemente

Im Anschluss wird ein Balken mit 3kHz Absorberbalken untersucht. Es zeigt sich eine Amplitudenreduktion um 15%, das gut mit dem entsprechenden Berechnungsergebnis von 13% übereinstimmt. Die geringere Reduktion im Vergleich mit zu den 10kHz Absorberbalken liegt in der geringeren Masse und damit geringeren Energieabsorptionsfähigkeit der 3kHz Absorberbalken.

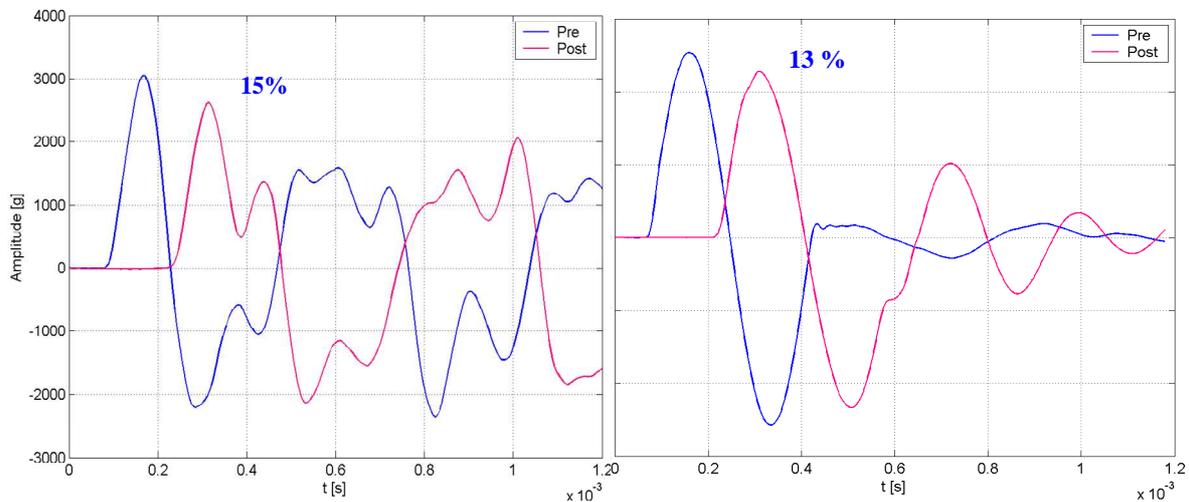


Abb. 5-17 Gemessene (15%, links) und berechnete (13%, rechts) Amplitudenreduktion

Zuletzt werden nun die Erkenntnisse zur Auslegung von Absorbern zusammengefasst und die Ergebnisse von Berechnung und Experiment bewertet und verglichen.

5.3.4 Anwendung, Zusammenfassung und Ausblick von strukturintegrierten Absorbern

Wie in der Simulation und mit der experimentellen Untersuchung gezeigt werden konnte, eignen sich strukturintegrierte Absorberbalken im Transferpfad einer Schockwelle zur Reduktion schockinduzierter Strukturschwingungen. Je nach Eigenfrequenz und Anzahl/Masse der Absorberbalken können definierte Frequenzbereiche stark gedämpft und damit das SRS an bestimmten Positionen der Struktur modifiziert werden.

Anwendung

Neben den bereits untersuchten balken- oder stabförmigen Strukturelementen werden im Leichtbau hauptsächlich plattenförmige Elemente verwendet. Bestückt mit Absorberbalken wurden numerische Simulationen durchgeführt, die einen Ausblick auf deren praktische Anwendung geben. In Abb. 5-18 (links) wird eine ringförmige Anordnung von 36 Balkensegmenten (je 10⁹) um die Schockquelle herum untersucht, die eine Reduktion der schockinduzierten Schwingung in alle Richtungen bewirkt. Der Aufbau des verwendeten FE-Modells, die Messpunkte vor „Pre“ und nach „Post“ den Absorberelementen und die verwendeten Randbedingungen sind in Abb. 5-18 (rechts) dargestellt.

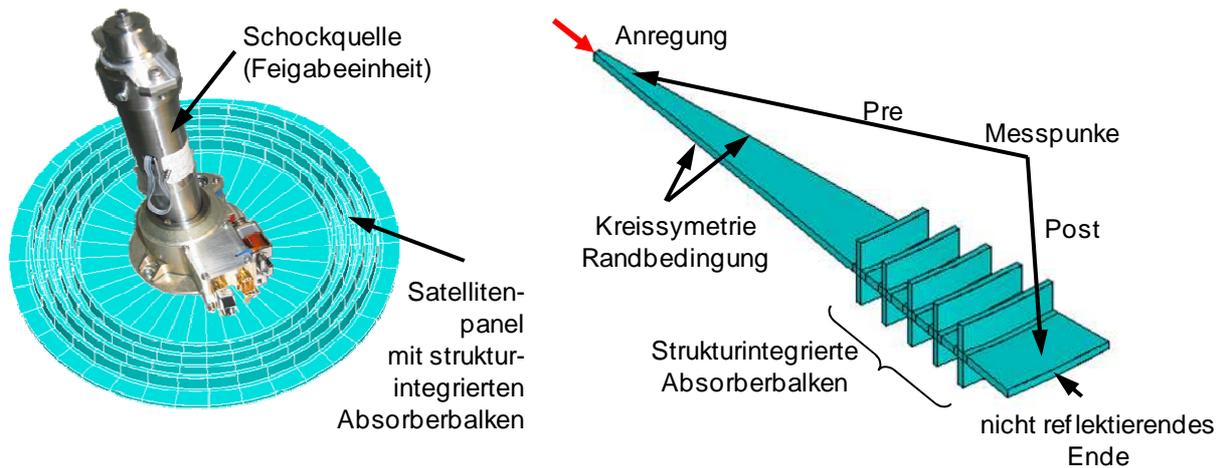


Abb. 5-18 Anwendungsschema eines strukturintegrierten Absorbers und FEM-Auslegungsmodells

Abgestimmt auf das Schockantwortspektrum einer Freigabeeinheit, das ein Maximum zwischen 6kHz und 10kHz aufweist (siehe Abb. 3-6) und auf die Ergebnisse aus 5.3.2 werden die fünf Reihen an Absorberbalken analytisch auf eine Eigenfrequenz von 10kHz ausgelegt und durch eine numerische Modalanalyse überprüft. In Abb. 5-19 sind die Beschleunigungen an den beiden Messpunkten (Pre und Post) für eine Simulation ohne (Post1) und mit (Post2) gezeigt. Dabei beobachtet man, dass sich auch ohne Absorberbalken eine Amplitudenreduktion einstellt, die auf die Vergrößerung der Wellenfront bei 2-dimensionaler Ausdehnung zurückzuführen ist. Im Vergleich dazu erreicht man mit Absorberbalken eine zusätzliche Amplitudenreduktion um 23%, das unter Einbeziehung der geänderten Masseverhältnisse mit den Ergebnissen in 5.3.2 korrespondiert.

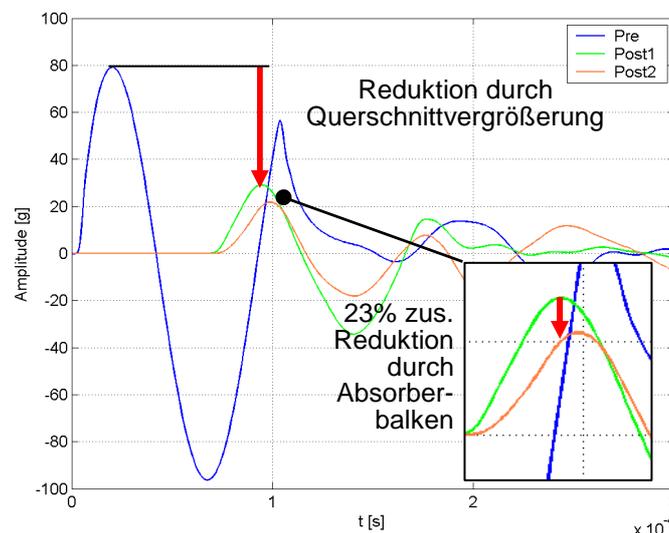


Abb. 5-19 Effektivität von Absorberbalken bei flächenhafter Anwendung

Zusammenfassung

In einer numerischen Konzeptuntersuchung wurden verschiedene Prinzipien untersucht, die eine schockinduzierte Strukturschwingung in ihrem strukturellen Übertragungsweg reduzieren können. Dabei zeigten strukturintegrierte Balken, die als Schwingungstilger arbeiteten, die besten Ergebnisse. Es wurde eine Schockreduktion um 36% im Zeitbereich und um 62% im Antwortbereich nachgewiesen. Die Absorberbalken wirken hauptsächlich im Frequenzbereich ihrer Eigenfrequenz. Das Absorptionsvermögen steigt mit der zusätzlichen Balkenmasse, die bei 300g - 500g vergleichbar mit anderen Absorptionsmechanismen [54] ist. Anhand geometrischer und fertigungstechnischer Randbedingungen lassen sich Absorberbalken analytisch ausgelegt, wobei durch Balken verschiedener Eigenfrequenzen ein breiteres Frequenzband bedämpft werden kann. Experimentelle Untersuchungen zeigen nur geringe Abweichungen zur FE-Berechnung (von -2%).

Ausblick

Eine weitere Verbesserung strukturintegrierter Absorber ist möglich durch eine

- Steigerung der Absorption durch Anbringen von hochdämpfenden Silikonplatten an den Balken (z.B. SMACTANE der Firma SMAC®)
- Masseoptimierung der Balken, z.B. durch veränderlichen Querschnitt
- Erweiterung der Dämpfung von lateralen auf transversalen Schwingungen, z.B. durch L-förmige Balken, welche Eigenformen in beiden Richtungen besitzen

numerische und experimentelle Untersuchung zur Vergrößerung des wirksamen Frequenzbereiches durch Kombination von Balken verschiedener Eigenfrequenz

5.4 Methodik zur Auslegung und Entwicklung von Schockisolatoren

Die im Übertragungsweg letzte Möglichkeit, sensitive Komponenten vor Schockbelastungen zu schützen, ist deren Isolation von der schwingenden Struktur. Die Auslegung von Isolatoren für transiente Belastungen wird verglichen mit der klassischen Auslegung für harmonische Schwingungen (Kap. 2.3.1). Nach einem konzeptionellen Entwurf werden diese Isolatoren sowohl numerisch als auch experimentell untersucht und bewertet. Um die Dämpfung und damit die Isolationsfähigkeit weiter zu erhöhen, wird zusätzlich zur viskosen Materialdämpfung die strukturelle Dämpfung, d.h. Reibung untersucht.

5.4.1 Motivation, Entwurf, Auslegung und Materialien bei der Isolatorenentwicklung

Die Wirksamkeit strukturell und viskos dämpfender Isolatoren wird anhand eines konkreten Beispiels aus der Raumfahrt, siehe Kapitel 3.4.1, untersucht. Es soll ein Magnetaktuator gegenüber externen Schocks isoliert werden. Experimentelle Voruntersuchungen zeigen, dass der starr montierte Aktuator bei der geforderten Schockbelastung ungewollt auslöst. Das daraus resultierende verfrühte Freigeben der Solargeneratoren stellt ein missiongefährdendes Risiko dar. Die Erhöhung der Schockresistenz des Aktuators durch eine isolierte Lagerung wird hier untersucht. Vor der konzeptionellen Gestaltung werden die konstruktiven Randbedingungen gezeigt, der Magnetaktuator wird beschrieben und erste analytische Abschätzungen vorgenommen. Der zu ertragende Schock ist durch seine Amplitude von 750 g (Halbsinus) und Dauer von 0,25ms (entspricht 2000Hz) gegeben. Die erste Eigenfrequenz des isoliert gelagerten Aktuators soll über 200Hz betragen und bei einer Höhe von max. 2,5mm ist eine maximale Verformung in Wirkrichtung von 0,8mm erlaubt. Der Aufbau des Magnetaktuators, die Position des Absorbers und die schockbelastete Struktur (mit Anregungsrichtung und -impulsform) ist in Abb. 5-20 dargestellt.

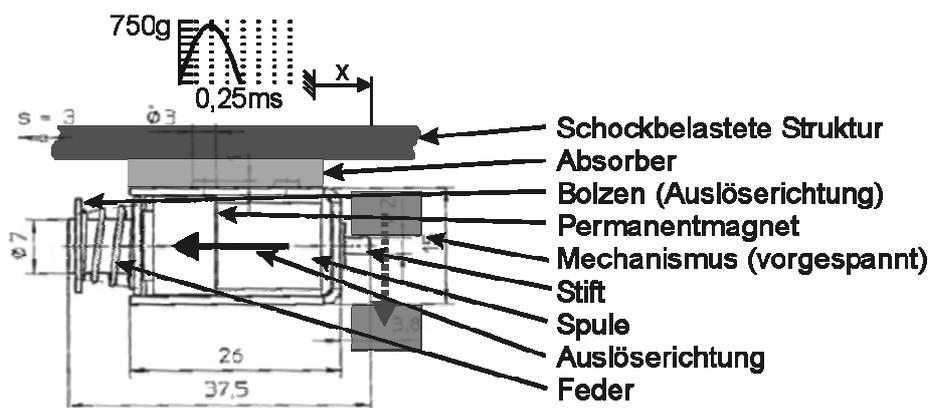


Abb. 5-20 Magnetaktuator als Beispiel für eine zu Isolierende Komponente

Der starr verschraubte Aktuator löst bereits ab etwa 400g aus, da dann die Trägheitskraft des Aktuatorbolzens größer ist als die Haltekraft des Permanentmagneten. Die analytische Auslegung eines Isolators zielt deshalb auf eine maximale Belastung an dem Aktuator von 300g. Nach Kapitel 2.3.1 ergibt sich die maximal zulässige Eigenfrequenz des isoliert gelagerten Aktuators $\bar{\omega}_n$ bei einer Anregungsfrequenz $\bar{\omega}_d = 2000\text{Hz}$ für den harmonischen Fall zu:

$$\bar{\omega}_n = \frac{\bar{\omega}_d}{\sqrt{2}} = 1414\text{Hz} \quad (5-5)$$

Unter Annahme einer linearen Federcharakteristik kann auch die maximale transiente Antwort der isolierten Komponente abgeschätzt werden. Abb. 5-21 zeigt diese in Form der Durchgängigkeit eines EMS in Abhängigkeit von der Eigenfrequenz und der Dämpfung des Isolators. Die Anregung erfolgte durch einen halbsinusförmigen Beschleunigungsimpuls.

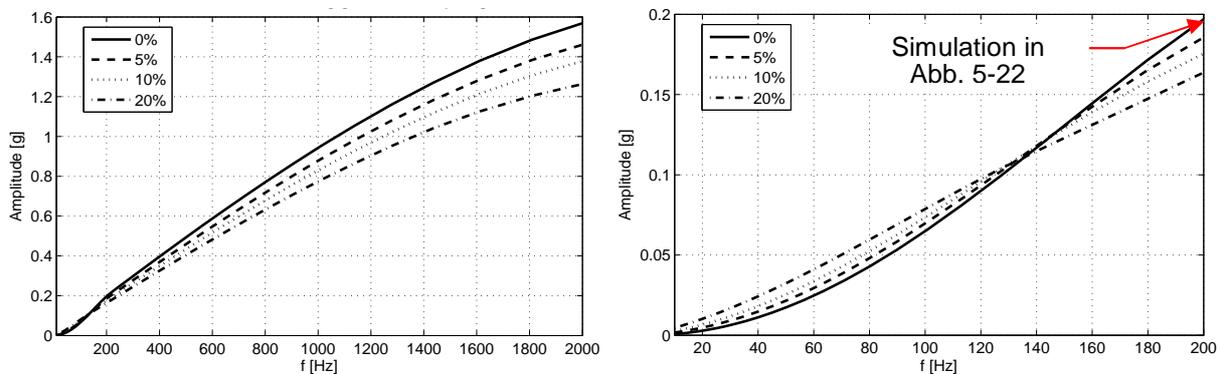


Abb. 5-21 Schockantwort auf 2000Hz Halbsinus Anregung (rechts Ausschnitt)

Die Schockanregung mittels Halbsinus von 2000Hz führt beim ungedämpften Isolator im Gegensatz zur harmonischen Anregung schon ab einer Eigenfrequenz von 1170Hz zu einer Überhöhung der Antwort. Mit zunehmender Dämpfung steigt diese kritische Frequenz an. Außerdem ist zu beobachten, dass die Dämpfung des Isolators unterhalb von 140 Hz zu einer höheren und oberhalb 140Hz zu einer niedrigeren Antwort des Isolators führt. Die in Abb. 5-21 (rechts) gezeigte Reduktion um das 0.8 - fache des Anregungsimpulses wird bestätigt durch eine transiente numerische Berechnung der Zeitantwort für einen ungedämpften Isolator einer Eigenfrequenz von 200Hz (s. Abb. 5-22).

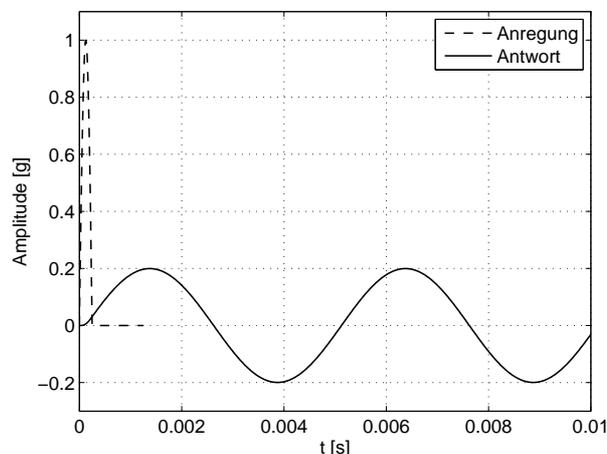


Abb. 5-22 Transiente Anregung und Antwort des ungedämpften Isolators

Zuerst wird überprüft, ob bei der gegebenen minimalen Eigenfrequenz von 200Hz die gewünschte Amplitudenreduktion theoretisch erreicht werden kann. Die geforderte Reduktion berechnet sich dabei wie folgt:

$$R = \frac{\hat{\dot{x}}_{zul,Aktuator}}{\hat{\dot{x}}_{Struktur}} = \frac{300g}{750g} = 0,4 \tag{5-6}$$

Demnach wäre die Reduktion von 0,8 des 200Hz Isolators ausreichend (ohne Betrachtung der Weganforderung). Mithilfe der in Abb. 5-23 (s. a. [30]) numerisch berechneten Schockantwort als Funktion der Isolatorabstimmung ergibt sich bei einer geforderten Reduktion von 0,4 und einem realisierbaren Dämpfungswert von 10% folgende maximale Eigenfrequenz des Isolators.

$$\frac{\omega_d}{\omega_n} = 0,23 \tag{5-7}$$

$$\omega_n = 2000Hz \cdot 0,23 = 460Hz \tag{5-8}$$

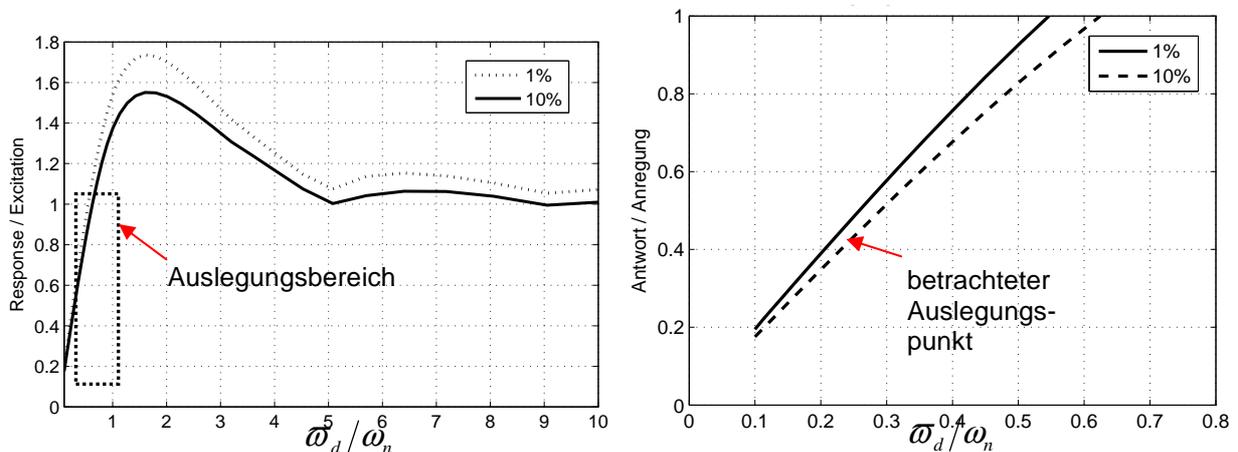


Abb. 5-23 Schockantwort eines Halbsinus, Bereich für Isolatorauslegung (rechts)

Eine transiente numerische Berechnung mit Matlab Simulink (Kap. 2.3.1) für einen Isolator dieser Eigenfrequenz und einer Dämpfung von 10%, ergibt bei der geforderten Anregung von 750g / 0,25ms die in Abb. 5-24 gezeigte Schwingungsantwort. Aus der Schwingungsantwort kann die Eigenfrequenz von 460Hz (T=2,2ms) und die Dämpfung von 10% entnommen werden. Eine maximale Beschleunigung von 300g bestätigt den obigen Auslegungsprozess.

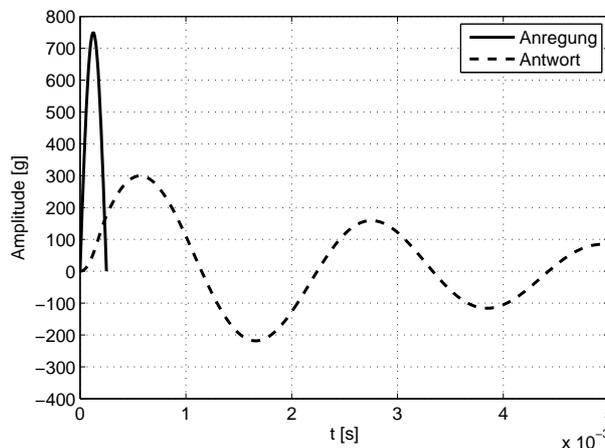


Abb. 5-24 Schockantwort eines 460Hz EMS auf Anregung mit 750g / 2000Hz

Bei gegebener Aufprallgeschwindigkeit \dot{u} , Masse des Aktuators ($m = 26g$), maximalem Federweg $\delta_m = 0.8mm$ und minimaler Eigenfrequenz $\omega_n = 200Hz$ ist die notwendige Federsteifigkeit an zwei Anforderungen geknüpft. Die Frequenzunabhängigkeit der ertragbaren Amplitude des Aktuators von 300g sei vorausgesetzt.

Energiegleichgewicht (kinetische Energie = maximale potentielle Energie der Feder)

Aus der Fallhöhe (17mm) lässt sich die Fallgeschwindigkeit wie folgt berechnen:

$$\dot{u} = \sqrt{2gh} = \sqrt{2g \cdot 17mm} = 0.58 \frac{m}{s} \quad (5-9)$$

Das Energiegleichgewicht stellt sich wie folgt dar:

$$\frac{k}{2} \delta_m^2 = \frac{m}{2} \dot{u}_m^2 \quad (5-10)$$

Mit $\dot{u} = 0.58 \frac{m}{s}$ und $\delta_m = 0.8mm$ kann die minimale Federsteifigkeit für einen linear elastischen Isolator berechnet werden zu

$$k = \frac{m \dot{u}_m^2}{\delta_m^2} = \frac{0,026kg \cdot (0,58 \frac{m}{s})^2}{(0,0008m)^2} \cong 13,5 \frac{N}{mm} \quad (5-11)$$

Frequenzanforderung (minimale Eigenfrequenz des isolierten Aktuators ist 200Hz)

Mit der Eigenfrequenz und der Masse des Aktuators berechnet sich die minimale Steifigkeit zu

$$k = \omega^2 m = (2\pi f)^2 m = (2\pi \cdot 200Hz)^2 0,026kg \cong 41 \frac{N}{mm} \quad (5-12)$$

Aufgrund der Frequenzanforderung ist eine Mindeststeifigkeit von 41 N/mm notwendig um beide Anforderungen ($f > 200Hz$ und $\delta_m < 0,8mm$) zu erfüllen. Bei dieser Federsteifigkeit ergibt sich eine Auslenkung von 0,46mm und eine Kontaktzeit von 2,5 ms.

Experimentelle Bestimmung des Auslöseverhaltens des nicht isolierten Aktuators

In einem ersten grundlegenden experimentellen Schritt wird das Auslöseverhalten des Magnetaktuators, der ohne Dämpfer direkt auf die Grundplatte geschraubt wird, anhand mehrerer Schocktests mit verschiedenen Amplituden und Einwirkdauern untersucht. In Abb. 5-25 sind durch rote Punkte die Schockbelastungen gekennzeichnet, bei denen der Aktuator auslöst und durch grüne Punkte, bei denen der Aktuator nicht auslöst. Die Kurve zeigt eine starke Abhängigkeit von der Dauer des Impulses und damit der Eigenfrequenz des Isolators. Als blauer Punkt ist die Spezifikation gezeigt, bei der der Aktuator nicht auslösen sollte. Der analytisch gewonnene Auslegungspunkt (orange) liegt aufgrund der beobachteten Frequenzabhängigkeit des Auslöseverhaltens im ungünstigen Bereich. Eine höhere Isolation durch viskoelastische und reibungsbedingte Dissipation ist deshalb erforderlich.

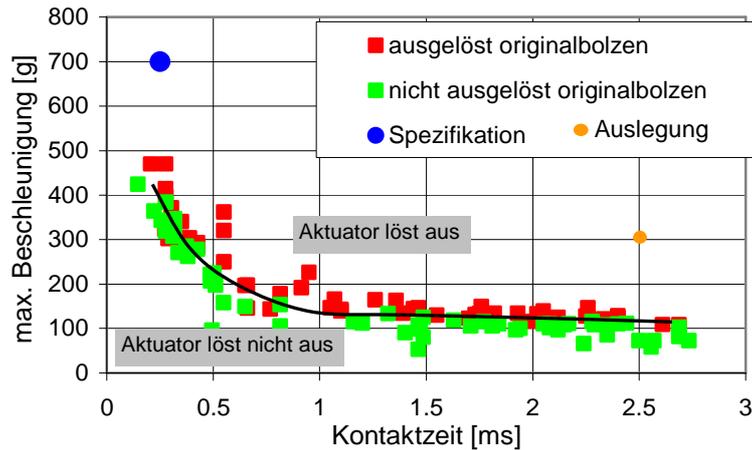


Abb. 5-25: Auslösecharakteristik der ungedämpften Magnetaktuatoren

Es werden zusätzlich verschiedene kammartige Strukturen entworfen, deren Flanken während des Einfederns aneinander reiben und so durch Reibung eine strukturelle Dämpfung bewirken. Diese Elemente werden durch einen Stoßimpuls auf Schub beansprucht, bei dem der Elastomerdämpfer die höchste Wirksamkeit aufweist. Die in Tab. 5-5 gezeigten geometrischen Varianten werden numerisch und experimentell untersucht.

Tab. 5-5 Geometrie der untersuchten Dämpferstrukturen

2 mm Dicke		2,5 mm Dicke	
1) Vollprofil		6) Vollprofil	
2) Viereck eng		7) Schmale Stege, enge Abstände	
3) Viereck weit		8) Breite Stege, enge Abstände	
4) Dreieck eng		9) Schmale schräge Stege	
5) Dreieck weit		10) Schmale schräge Stege, weite Abstände	
		11) Sägezahn	

Die Grundfläche der gezeigten Dämpfer ist auf den Magnetaktuator abgestimmt und beträgt jeweils 12 mm auf 24 mm. Bei den experimentellen Voruntersuchungen mit 1) bis 5) zeigt sich vor allem mit dem Dämpfer 2) eine gute Isolation. In einem zweiten Durchlauf wird die Viereckstruktur variiert, siehe Nummer 6) bis 11), um eine optimale Lösung zu erreichen.

Die Dämpfer 7) bis 9) zielen auf die Realisierung einer nichtlinearen Kennlinie ab (Kapitel 2.3.1). Dabei dient der flache Teil der Kennlinie der Entkopplung hochfrequenter Anregung mit kleiner Amplitude und der steile Teil der Übertragung statischer und niederfrequenter Kräfte. Dies wird in den untersuchten Konfigurationen durch Kombination von geometrischer Nichtlinearität und Kontaktentstehung erreicht. Abb. 5-26 dient der Veranschaulichung der beiden linearen Bereiche

und den Belastungsarten des kammartigen Isolators. Dabei wird zunächst davon ausgegangen, dass im Kontaktfall kein Gleiten der Kämme auftritt.

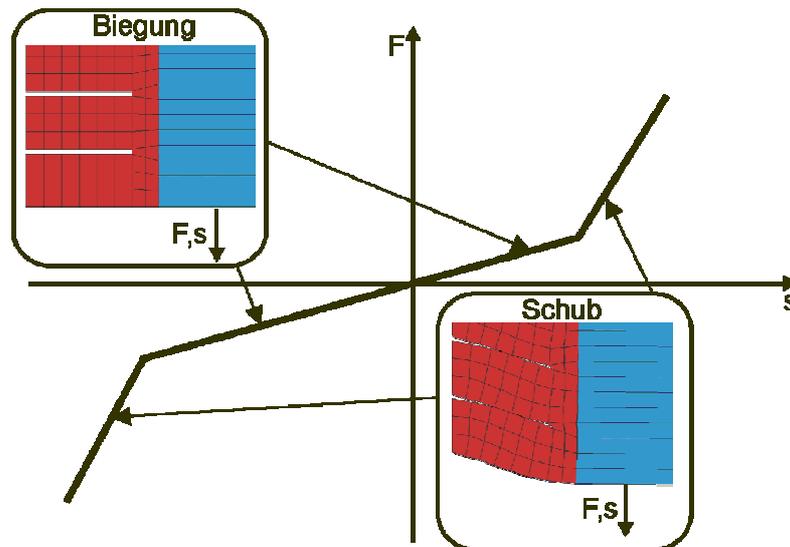


Abb. 5-26 Realisierung progressiver Kennlinie durch geometrische Nichtlinearität

Durch Variation der Kammparameter kann das Federverhalten angepasst werden. Dabei ergeben sich folgende Zusammenhänge:

- Spaltbreite: Breite des zentralen linearen Bereiches
- Isolatorbreite: Steifigkeiten
- Steghöhe: Steifigkeiten, bzw. deren Verhältnis
- Schrägstellung der Stege: Asymmetrie der Kennlinie in Zug- und Druckrichtung

Schräge Stege bieten die Möglichkeit, eine asymmetrische Kennlinie zu erzeugen. Die richtungsabhängige Breite des flachen Bereiches ist wichtig, wenn die Komponente in einer bestimmten Richtung stärker isoliert, bzw. in ihrer Bewegung limitiert werden soll. Dies ist beim betrachteten Isolator der Fall, um die maximale Verschiebung in Auslöserichtung auf 0,8 mm zu begrenzen. s.a. Abb. 5-31.

Zur experimentellen Untersuchung wurden die Materialien Smactane 60 (SMAC), Smacsil (SMAC) sowie schwarzes (elektrisch isolierend) und rotes RTV-S 691 (Wacker) verwendet, die alle zur Gruppe der viskoelastischen Elastomere gehören. In Tab. 5-6 sind deren Kenngrößen zusammengefasst.

Tab. 5-6: Wichtige Kenngrößen der verwendeten Materialien (nach Herstellerangaben)

	RTV S-691	Smactane 60	Smacsil
Dichte [g/cm³]	1,41 - 1,43	1,19	-
E-Modul [N/mm²]	1,33 - 1,53	0,7 bei 100 % Dehnung	-
Schubmodul [N/mm²]	0,702 - 0,731	0,3 bei 100 % Dehnung	-
ShoreA-Härte	50 - 60	60	~50
Dämpfung (aus Versuchen ermittelt)	9 %	36 %	11 %

Da die Werkstoffe Smactane und Smacsil nur als vulkanisiertes Ausgangsmaterial vorliegen, können nur Isolatoren aus 2 mm dickem Vollprofil experimentell untersucht werden. RTV-S 691 wird unvulkanisiert in zwei Komponenten geliefert. Daraus lassen sich die verschiedenen Formen aus Tab. 5-5 herstellen.

5.4.2 FEM-Simulation in der Isolatorenentwicklung bei Schockbelastung

Die verschiedenen Geometrietopologien werden nun mittels FEM untersucht. Dabei soll ermittelt werden, ob die Kombination von viskoser und struktureller Dämpfung die erhoffte Dämpfungssteigerung bewirkt. Da es sich um hochfrequente, materiell nichtlineare Vorgänge handelt, verbunden mit Kontakt und großen Verformungen, eignet sich hier der explizite Gleichungslöser LS-Dyna. Die Simulationen beschränken sich auf das gut dokumentierte und in Form gießbares Material RTV-S 691. Es werden zunächst am Modell eines 2mm Vollprofildämpfers (Version 1) aus Tab. 5-5 h-Konvergenzbetrachtungen durchgeführt und die resultierenden Beschleunigungen und Dämpfungswerte miteinander verglichen. Eine Diskretisierung mit sechs Elementen über die Dämpferdicke ist ein guter Kompromiss zwischen Rechendauer und Ergebnislösung. Der Fehler bezüglich der feinsten Diskretisierung beträgt 2% und ist vertretbar. Eine Überprüfung der p-Konvergenz ist nicht nötig, da in LS-Dyna nur Elemente 1. Ordnung zur Verfügung stehen.

Im Anschluss daran werden die kammförmigen Topologien untersucht, bei denen durch Reibung der Kammflanken während des Einfederns eine zusätzliche Strukturdämpfung erreicht werden soll. Dazu werden FEM Modelle erstellt (Abb. 5-27), die das 8-Knoten Volumenelement „Solid164“ verwenden.

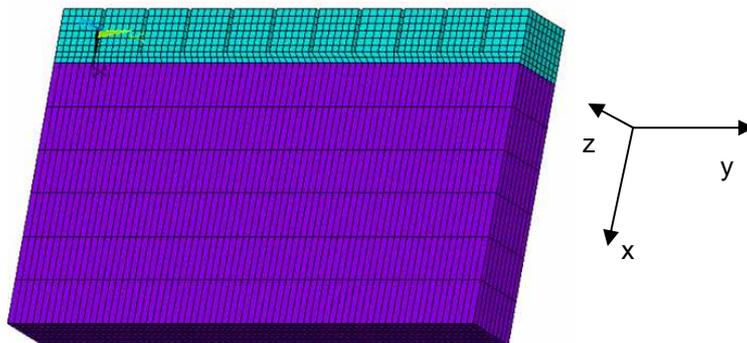


Abb. 5-27 FEM Model eines kammartigen Isolators mit Koordinatensystem

Weitere wichtige Kriterien der Simulation sind:

- um Rechenzeit zu sparen, wird nur eine 2mm breite Scheibe des 12mm breiten Isolators modelliert (eine zweidimensionale Modellierung ist wegen des nicht unterstützten Materialmodells nicht möglich)
- die Ein-Gaußpunkt-Integrationsmethode bei der Integration der Ansatzfunktionen spart im Vergleich zur vollen Integration etwa 75% Rechenzeit und führt zu einer robusteren Berechnung bei großen Verformungen [29] und vermeidet den so genannten „Locking-Effekt“ [29].

- durch die reduzierte Integration wird bestimmten Deformationsformen, den so genannten „Hourglass-Moden“, keine Steifigkeit zugeordnet, weshalb eine geeignete Stabilisierung vorgenommen werden muss (hier nach Flanagan & Belytschko [29]).
- um eine kleine Zeitschrittweite zu vermeiden und um damit Rechenzeit zu sparen, wird eine möglichst gleichmäßige Vernetzung mit konstanter Elementgröße vorgenommen (s. CFL-Kriterium nach Gleichung (2-44))

Mit den Materialeigenschaften aus Herstellerangaben und Versuchsdaten konnte das Moneey-Rivlin Materialgesetz verwendet werden (Kapitel 5.2.2). Der Aktuator wird starr modelliert, da seine Elastizität im Vergleich zum Dämpfer verschwindend gering ist. Um die Messdaten miteinander vergleichen zu können, werden die experimentell gemessene Anregung auf eine Schockamplitude von 800 g skaliert. Für die kammartigen Strukturen werden die Kontaktbedingungen mit statischen und dynamischen Reibwerten festgelegt. Um mit den experimentellen Ergebnissen vergleichen zu können, wird der gemessene Anregungsimpuls als Last aufgebracht und die Beschleunigung des Aktuators in Abb. 5-28 dargestellt.

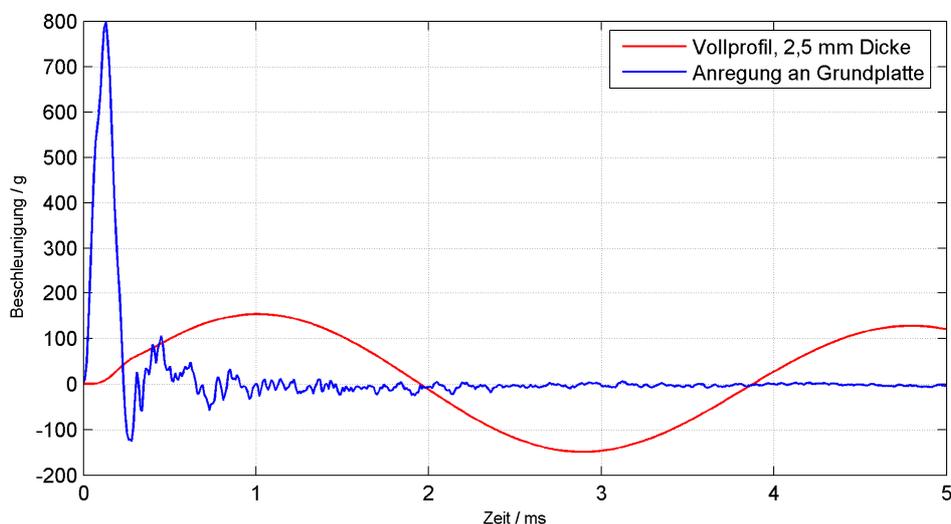


Abb. 5-28: Anregungsimpuls (aus Messung) und Antwort (FEM) für einen 2,5mm Vollprofil Isolator

Die Isolator-Topologien werden bezüglich ihrer durchgestellten Beschleunigung, ihrer Eigenfrequenz, ihrer Einfederung (Weg) und ihrer Dämpfung (Lehr'sches Dämpfungsmaß) verglichen (Anforderungen in Kapitel 5.4.1). Die zulässigen Bereiche der Eigenfrequenz- und der Weganforderung sind farblich gekennzeichnet, wobei sich eine zulässige Topologie durch eine Eigenfrequenz (grünes Viereck) im grünen Bereich und einen Weg (rotes Viereck) im roten Bereich auszeichnet. Aufgrund der Eigenfrequenzanforderung, die der Weganforderung entgegensteht, sind nur vier Isolatoren zulässig. Der Isolator mit den schräg nach oben stehenden Stegen wird hervorgehoben, da er eine ausgezeichnete Isolation bei hoher Dämpfung bewirkt und die beiden Anforderungen nahezu voll erfüllt.

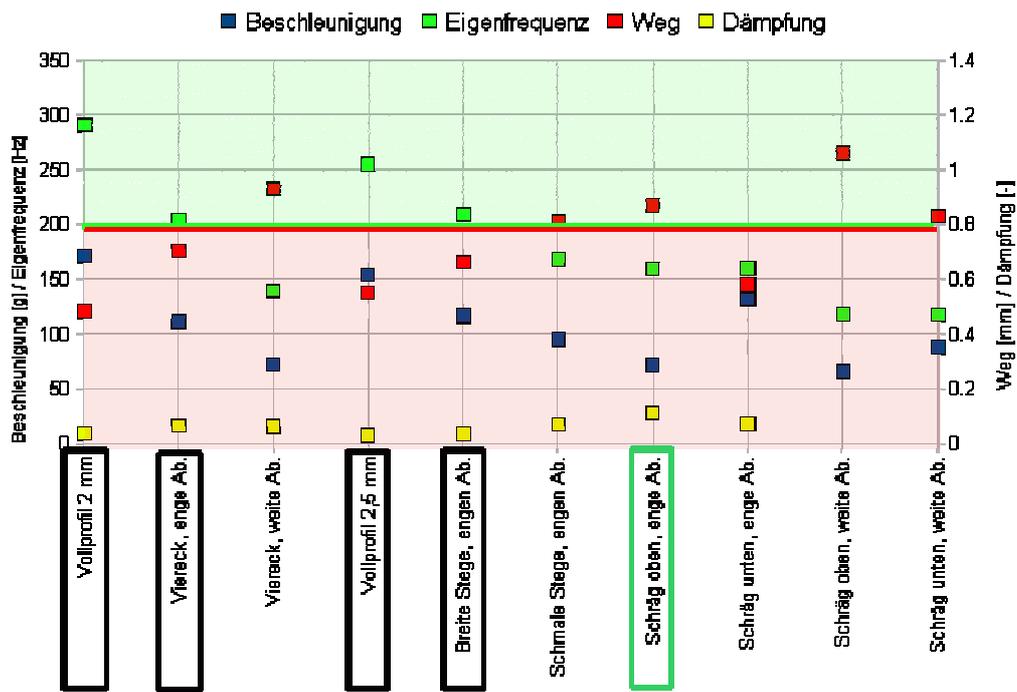


Abb. 5-29 Isolareigenschaften für verschiedene Materialien und Geometrien

Diskussion der Beschleunigungsverläufe der verschiedenen Dämpferstrukturen

Die deutlich geringere Steifigkeit der kammartigen Strukturen liegt zum Einen daran, dass weniger Material vorhanden ist und somit auch weniger Widerstand gegen Schubverformung geleistet wird und zum anderen an der Inkompressibilitätsbedingung. Die Freiräume zwischen den einzelnen Stegen erlauben eine stärkere Verformung durch Zug- bzw. Druckbelastung. Der Dämpfer mit schmäleren Stegen verhält sich weicher als der mit breiteren Stegen, da durch die größere Anzahl an Einschnitten sich die einzelnen Stege stärker verformen können. Die geringen Stegabstände von nur etwa 0,1 mm bei den Dämpfern mit Lamellenstruktur, bringen die Stege in Kontakt. Dies wird anhand der Darstellungen in Abb. 5-30 deutlich.

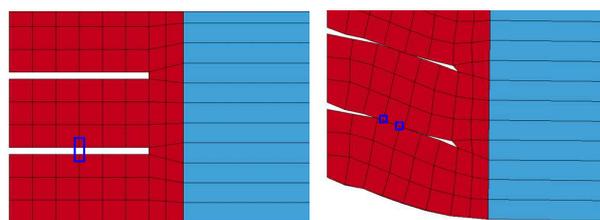


Abb. 5-30: Vergleich des verformten Zustands mit dem Ausgangszustand

In Abb. 5-31 werden die Simulationsergebnisse der Profile mit schrägen und geraden Stegen mit dem Vollprofil verglichen. Hier wird auch das asymmetrische Verhalten der schräg gestellten Stege deutlich (Kapitel 5.4.1). Im Fall der Anstellung nach oben berühren sich die Flanken beim Einfedern nach unten nicht. Beim anschließenden Schwingen nach oben berühren sich die Stege („Kontakt u“), gleiten aber kaum aneinander entlang. So ergibt sich eine deutlich höhere Beschleunigung als beim ersten Einfedern nach unten. Bei Anstellung nach unten kehren sich die Verhältnisse um. Die höhere Beschleunigung ergibt sich in der ersten Schwingungshalbwelle, wobei durch den Kontakt während des Einfederns („Kontakt o“) die Steifigkeit und damit auch die Beschleunigung ansteigt. Eine Schrägstellung der Stege nach oben ist vorzuziehen.

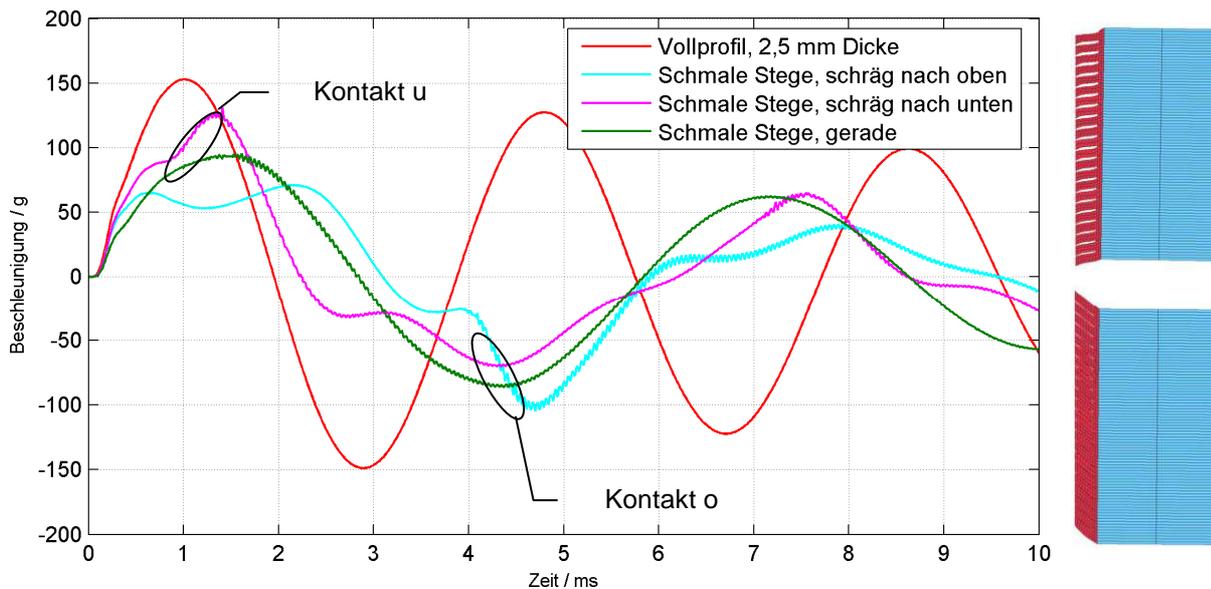


Abb. 5-31: Einfluss der Schrägstellung der Stege

5.4.3 Experimentelle Untersuchung zur Wirkungsweise und Wirksamkeit von Isolatorformen

Versuche sollen die numerischen Ergebnisse und die praktische Anwendbarkeit bestätigen. Messergebnisse werden dargestellt und in 5.4.4 mit den numerischen Ergebnissen verglichen.

Der Schockimpuls wird mithilfe eines Falltisches erzeugt. Eine von einer Schiene geführte massive Grundplatte kann aus verschiedenen Höhen auf den Stahltisch fallen gelassen werden. Dadurch entsteht ein annähernd halbsinusförmiger Beschleunigungsimpuls an der Grundplatte, dessen Amplitude über die Fallhöhe bestimmt wird. Durch Unterlage verschiedener Materialien wie Silikon oder mehrerer Lagen Papier lassen sich verschiedene Kontaktzeiten erzielen. Da an den Magnetaktuatoren selbst keine Beschleunigungsmessung möglich ist, werden Aluminiumklötze („Aktuatordummy“) mit gleicher Masse verwendet. Die Dämpfer werden zwischen einen Aluminiumklotz und eine Trägerplatte geklebt, die dann mit der Grundplatte verschraubt wird. So lässt sich auf einfache Weise eine große Anzahl von Dämpfern untersuchen. An der Grundplatte und am Aluminiumdummy werden jeweils ein 5000g-Schockaufnehmer angebracht, um sowohl den Anregungsimpuls als auch die Antwort zu messen. Zusätzlich wurde ein Wirbelstromaufnehmer über dem Aluminiumklotz angebracht, um dessen Bewegung berührungslos zu erfassen.

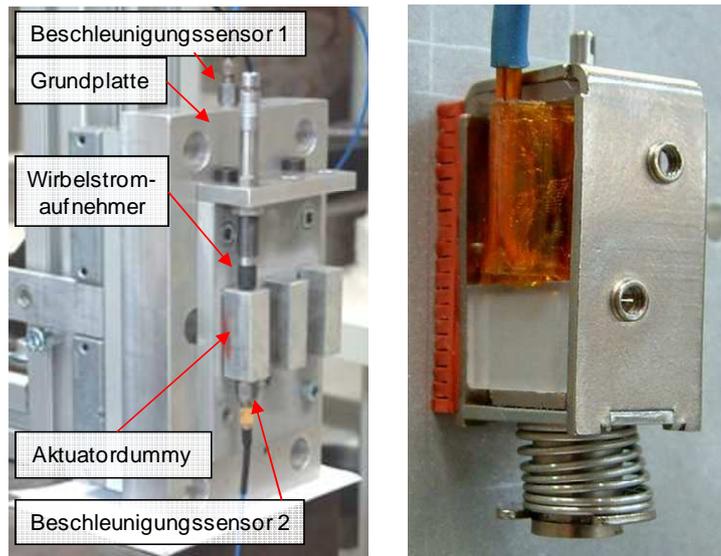


Abb. 5-32 Versuchsaufbau mit Aktuatordummy (links) und gedämpft gelagerter Aktuator (rechts)

Zunächst wird das Auslöseverhalten des Magnetaktuators mit Isolator ermittelt, siehe Abb. 5-25. Bei sehr kurzen Kontaktzeiten hält der Aktuator deutlich höhere Impulse aus als bei langen Kontaktzeiten. Anschließend werden Fallversuche zur Messung des Beschleunigungs- und Wegverlaufes an den isolierten Aktuatordummy durchgeföhrt. Um die Ergebnisse miteinander vergleichen zu können, werden die Beschleunigungs- und Wegverläufe auf eine Maximalbeschleunigung von 800 g skaliert. Aus dem Maximum der Beschleunigung und der Kontaktzeit lässt sich mithilfe der Auslösecharakteristik ermitteln, ob der Dämpfer die Beschleunigung ausreichend reduziert.

Auszugsweise werden in Abb. 5-33 die Beschleunigungen an den Dämpfern mit Lamellenstruktur mit den Beschleunigungen an denen mit Vollprofil verglichen. Durch die Lücken zwischen den Stegen wird die Querkontraktion nicht mehr behindert, weshalb die Lamellenstruktur geringere Beschleunigungen aufweist. Der Dämpfer kann sich umso stärker verformen, je mehr Einschnitte er hat.

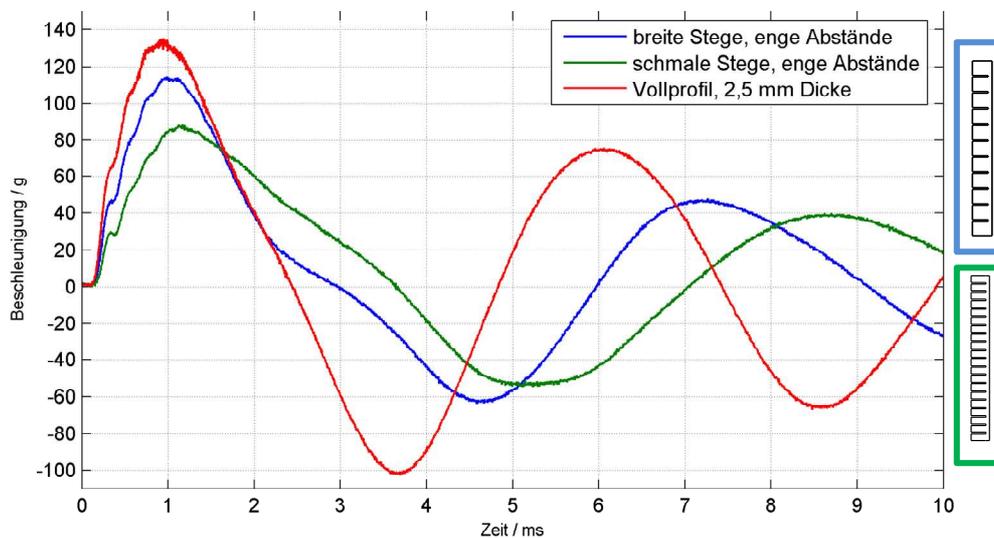


Abb. 5-33 Vergleich der Dämpfer mit 2,5 mm Dicke und Lamellenstruktur

In Abb. 5-34 sind die experimentellen Ergebnisse zusammengefasst. Die zulässigen Bereiche sind farblich dargestellt und die geeigneten Konfigurationen sind schwarz eingrahmt. Die Beschleunigungswerte der in Abb. 5-33 dargestellten Isolator Konzepte sind blau eingekreist, die besten Lamellenisolatoren sind grün eingrahmt. Die Versuche konnten deren Reibungseinfluss durch deutlich höhere Dämpfungswerte (um 10 %) bestätigen. Durch Schrägstellung der Lamellen konnten Dämpfungswerte bis 20% erreicht werden. Beim Vollprofil dagegen wurde eine Dämpfung von nur 5 % gemessen. Hierbei sei darauf hingewiesen, dass die Coulomb'sche Reibung, wie sie zwischen den Flanken auftritt, streng genommen nicht mithilfe des Lehr'schen Dämpfungsmaßes beschrieben werden kann. Bei der Untersuchung der Ausschwingkurve eines Ein-Massen-Schwingers ergibt sich bei Coulomb'scher Reibung eine lineare Amplitudenabnahme, während viskose Dämpfung eine exponentielle Abnahme zur Folge hat. Treten beide Einflüsse gleichzeitig auf, macht sich die Reibung in einem erhöhten Lehr'schen Dämpfungsmaß bemerkbar.

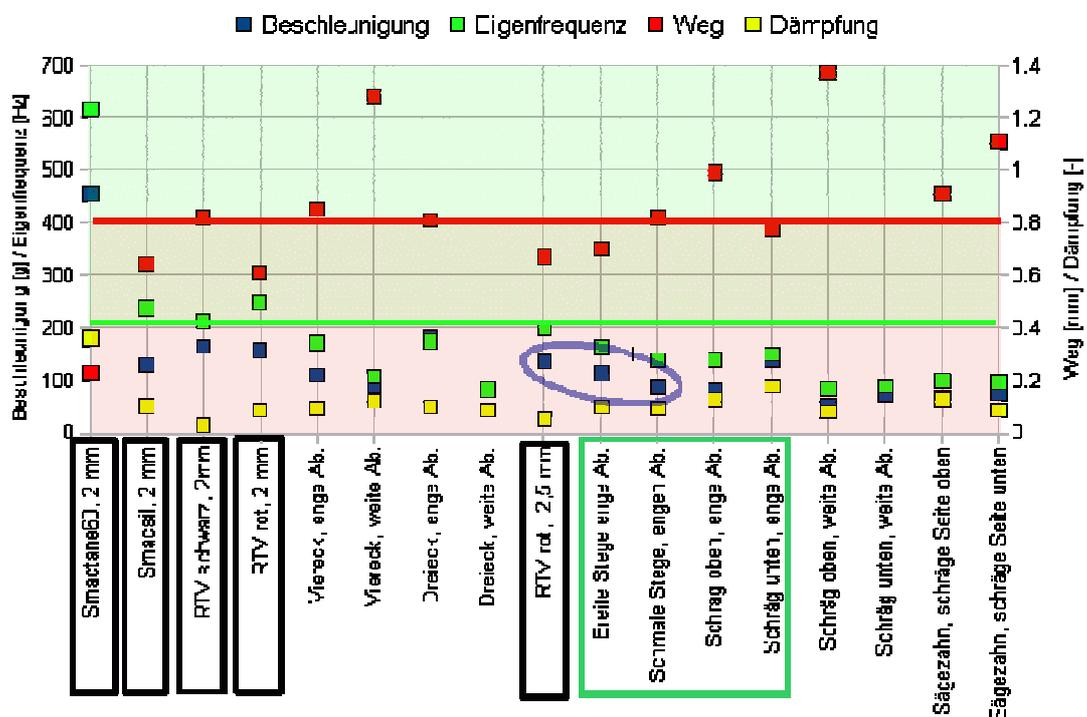


Abb. 5-34 Übersicht über die Versuchsergebnisse ausgewählter Dämpfer

In Abb. 5-35 werden ausgewählte Versuchsergebnisse der Auslösecharakteristik des ungedämpften Magnetaktors gegenübergestellt. Zusätzlich wurden, basierend auf den analytischen Zusammenhängen aus 2.3.1, die Beschleunigungswerte eingetragen, die sich bei ungedämpfter elastischer Lagerung mit unterschiedlichen Federsteifigkeiten ergeben würden. In einer prinzipiellen Untersuchung wird der Einfluss der Masse auf das Auslöseverhalten ermittelt und dargestellt.

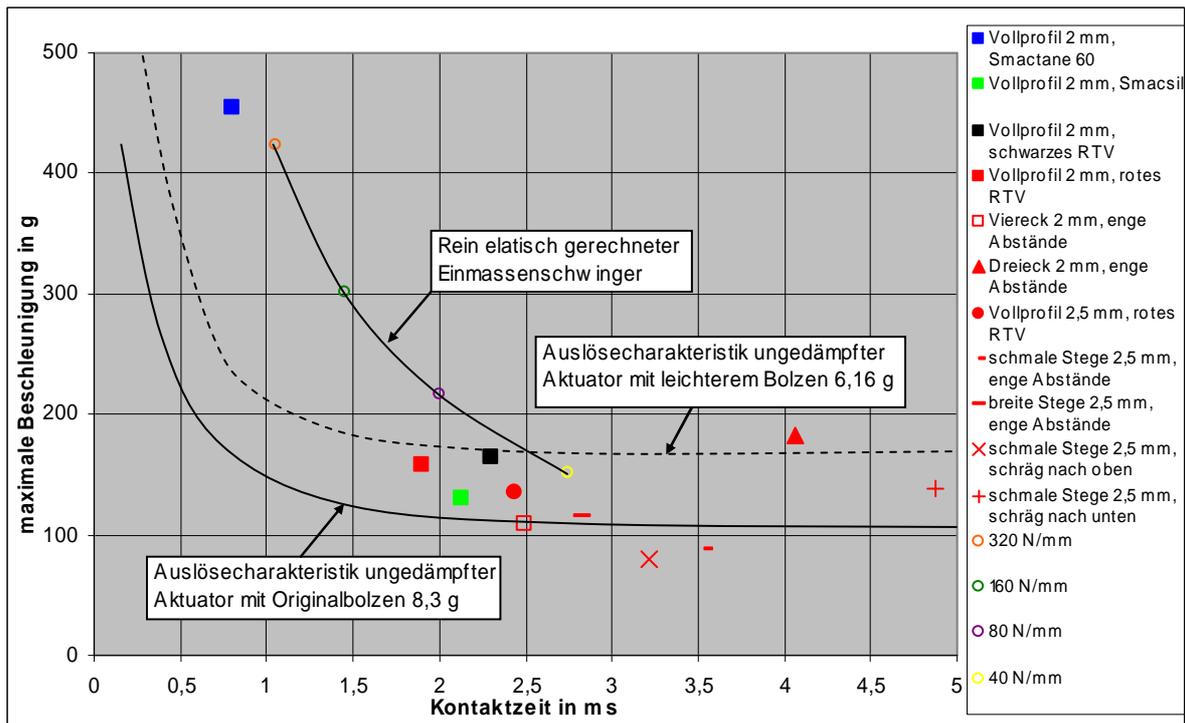


Abb. 5-35 Übersicht über die Versuchsergebnisse ausgewählter Dämpfer

Die Werte für den Vollprofil-Isolator aus Smactane 60 (■) und den Dreieckisolator aus rotem RTVS 691 (▲) liegen deutlich über den beiden Auslösekurven. Beide Isolatoren verhalten sich zu steif und kommen deshalb als Isolator nicht in Frage. Beim Vergleich der verschiedenen Materialien fällt auf, dass der Vollprofil-Isolator aus schwarzem RTV (■) trotz geringerer Steifigkeit schlechtere Werte aufweist als der aus rotem RTV (■). Dies liegt offensichtlich an der geringeren Dämpfung von nur 3 % beim schwarzen RTV im Vergleich zu 9 % beim roten RTV. Smacsil (■) weist eine noch geringere Steifigkeit bei gleichzeitig höherer Dämpfung von 11 % auf. Dies erklärt die niedrige Beschleunigungsamplitude bei geringer Kontaktzeit. Wie die Werte für die Vollprofile aus rotem RTV zeigen, führt eine Änderung der Dicke von 2 mm (■) auf 2,5 mm (●) zu einer geringeren Steifigkeit und damit zu niedrigeren Beschleunigungswerten bei längerer Kontaktzeit.

Durch eine kammartige Struktur kann die Steifigkeit gesteuert werden, wobei die Parameter Stegbreite, -abstand und -höhe eine vielfältige Gestaltung erlauben. So reduziert ein Profil mit 1 mm breiten Stegen mit 1 mm Abständen (□) die Beschleunigungswerte deutlich im Vergleich zum Vollprofil (●). Wählt man den Abstand zwischen den Stegen wie hier mit 0,1 mm sehr klein (-), berühren sich die Stegflanken beim Einfedern. Zusätzlich zur inneren Werkstoffdämpfung wird durch Reibung zwischen den Flanken kinetische Energie dissipiert. Es ergeben sich höhere Dämpfungswerte von etwa 10 % bei der Version mit geraden Stegen. Beim Isolator mit schräg nach oben angestellten Stegen (×) liegt die Dämpfung bei bis zu 20 %, da hier die Flanken beim Einfedern schon früher in Kontakt kommen.

Nur drei Konfigurationen mit Lamellenstruktur, isolieren den Aktuator in der Originalausführung ausreichend gegen Schocks. Erst die Gewichtsreduktion des Bolzens verbessert die Auslösecharakteristik soweit, dass auch bei Vollprofilisolatoren eine ausreichende Sicherheit gegen ungewolltes Auslösen bei höheren Schocks besteht. Bei der Beschleunigung an der Trägerplatte von 800g und einer verbleibenden Beschleunigung am Aktuator von nur 120g wird eine Reduktion von 85% erreicht.

5.4.4 Vergleich, Bewertung und Ausblick

Um Simulation und Experiment zu vergleichen, wird in Abb. 5-36 (links) ein Vergleich der Beschleunigung und Eigenfrequenz anhand von zehn Isolatoranordnungen dargestellt. In Abb. 5-36 (rechts) ist die Beschleunigung für den 2,5mm Vollprofilisolator dargestellt. Die Beschleunigungen werden im Mittel bei der Simulation um 3% zu hoch berechnet. Ein geringeres Bestimmtheitsmaß R^2 von 0.89 weist auf Modellierungsungenauigkeiten hin. Diese können in der Kontaktdefinition, dem angenäherten Materialmodell und den verwendeten Materialparametern begründet liegen. Die Eigenfrequenzen werden in der Simulation im Mittel um 20% zu hoch ermittelt. Ein höheres Bestimmtheitsmaß R^2 von 0.95 weist auf einen systematischen Fehler hin, der aufgrund der ideal angenommenen Randbedingungen, typisch für die FEM-Modellierung ist. Die ermittelten Abweichungen sind zulässig, da eine weitgehend eindeutige tendenzielle Bewertung und Untersuchung möglich ist.

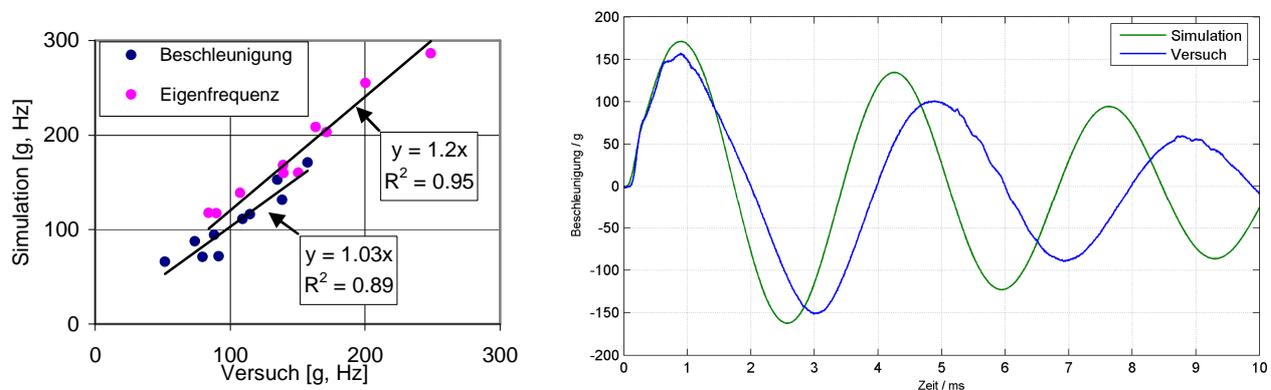


Abb. 5-36 Vergleich zwischen Simulation und Experiment, Übersicht (links), Beispiel (rechts)

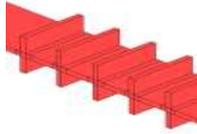
Ergebnisse zur Isolatorgestaltung:

- hochviskose Silikone eignen sich als isolierende Schicht zwischen Struktur und Bauteil
- eine geklebte Verbindung ist möglich, solange nur kleine Kräfte übertragen werden müssen
- entscheidend ist die Steifigkeit, um Eigenfrequenzanforderungen und Federwege zu erfüllen
- kammförmige Isolatoren sind progressiv nichtlinear und dissipieren Energie durch Reibung

5.5 Allgemeine Grundsätze, Zusammenfassung und Bewertung

In diesem Arbeitsschwerpunkt werden Elemente zur Schockreduktion vorgestellt, die an verschiedenen Orten des strukturellen Übertragungsweges einsetzbar sind. Die Wirkungsmechanismen der Dämpfung, Absorption und Isolation wurden umgesetzt und sowohl numerisch als auch experimentell untersucht. In Tab. 5-7 werden sie anhand ihrer Reduktion im Antwortbereich (SRS) und im Zeitbereich bewertet.

Tab. 5-7 Bewertung der verschiedenen Reduktionsmöglichkeiten

Wirkungsort	Quelle	Struktur	Empfänger
Mechanismus	Dämpfung	Absorption	Isolator
Umsetzung	Viskoelastische Anschlagdämpfer 	Strukturintegrierte Absorberbalken 	Viskoelastisches Isolationselement 
Reduktion SRS [%]	80	65	-
Reduktion Zeit [%]	53	36	85

Daraus lassen sich folgende Erkenntnisse zu den Schockreduktionsmaßnahmen ableiten:

1. Reduktionsmaßnahmen vorrangig an der Quelle ansetzen
2. mechanische Anschläge nicht unterschätzen, eventuell Anschlagdämpfer einsetzen
3. die Anschlagmasse sollte soweit als möglich reduziert werden
4. Isolation und Entkopplung in Schnittstellen ausnutzen
5. Einfluss der Isolationselemente auf die Steifigkeit und die Eigenfrequenz beachten
6. interne Reibflächen erhöhen die Absorptionswirkung
7. strukturintegrierte Absorber zur gezielten Minimierung des SRS nutzen

6 Schockbasierte Schadensindikation von Beschichtungen

Neben mechanischen Größen wie der Dehnung, Verformung und Beschleunigung oder thermischen Größen wie der Temperatur eignen sich auch schockinduzierte Körperschallwellen als Indikator zur Bauteilüberwachung. Diese akustisch basierte Prinzip der Strukturüberwachung und Schadensindikation wird hier näher untersucht. Vorteile und Anwendungsmöglichkeiten werden besprochen und zuletzt wird sie in den weiten Bereich der schall- und schwingungsdiagnostischen Schadensindikation, siehe Kapitel 3.5, eingeordnet.

In Kapitel 6.1 wird zunächst der Bedarf der akustischen Schadensindikation zur Überwachung von Beschichtungen an einem Beispiel aus der Fusionsforschung aufgezeigt. In Kapitel 6.2 wird der Wirkzusammenhang zwischen Schadensbild und Sensortyp erfasst. In Kapitel 6.3 wird der akustische Übertragungspfad von der Quelle zum Sensor betrachtet. Wenn alle Voraussetzungen erfüllt sind, siehe Kapitel 3.5, können durch akustische Überwachung Schäden sowohl identifiziert (6.4) als auch lokalisiert (6.5) werden. In Kapitel 6.6 werden die gewonnen Erkenntnisse und Erfahrungen zur akustischen Schadensindikation diskutiert und bewertet.

6.1 Hintergrund der Untersuchungen

Untersucht werden die beschichteten Engstellenstützen des Fusionsexperimentes Wendelstein 7-X (W7-X) [47]. Diese werden intensiven tribologischen Untersuchungen und Lebensdauertests unterworfen, da eine Zugänglichkeit der Reibpaare über die Betriebsdauer von 20 Jahren von W7-X nicht gegeben ist, ihre einwandfreie Funktion aber entscheidend ist für den Erfolg des Fusionsexperimentes [2][19]. Zur Kernfusion sind sehr starke Magnetfelder zur Konfektionierung des Plasmas erforderlich. Deshalb sind die mechanischen Komponenten, wie die supraleitenden Magnetspulen und ihre Engstellenstützen, durch magnetische Kräfte stark belastet. Sie erfordern eine experimentelle Verifikation und ggf. eine Überwachung während des Betriebs. Zur akustischen Überwachung der Engstellenstützen wird an einem Reibprüfstand eine Machbarkeitsstudie basierend auf schockinduzierten Strukturschwingungen erarbeitet. Wie beim W7-X ist es auch hier von Vorteil, wenn ein Versagen der getesteten Engstellenbeschichtung frühzeitig erkannt wird. Der Testaufbau stellt die späteren Belastungen und Umgebungsbedingungen des Fusionsexperimentes möglichst realistisch dar. Es werden Normalkräfte bis 1,7MN unter kryogenen (77K) Temperaturen und unter Hochvakuum ($1e-7$ mbar) erreicht. Abb. 6-1 zeigt den schematischen Aufbau des W7-X (links), dessen Spulensystem (mittig) und die Einbausituation der getesteten Engstellenstützen (rechts).

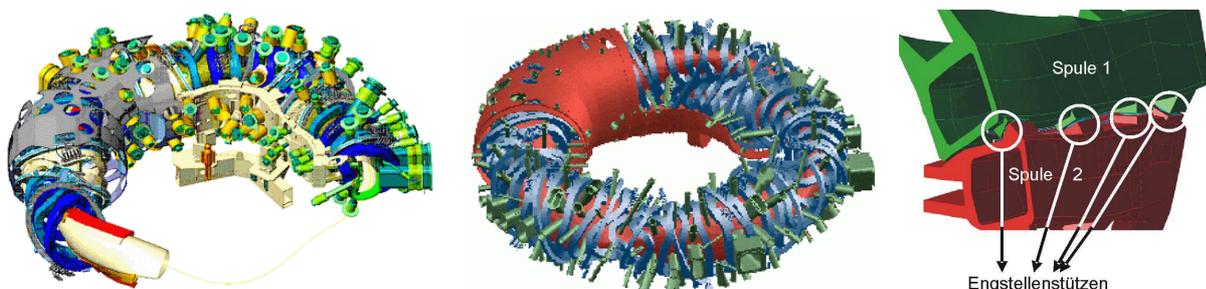


Abb. 6-1 Wendelstein 7-X (links), Spulensystem (mittig) und Engstellenstützen (rechts)

Im Testaufbau werden verschiedene akustische Sensoren und Auswerteverfahren verglichen [94]. Ziel ist die Überwachung der Beschichtung, die anhand des Reibwertes und durch die Emission von Körperschall erfolgen kann. Besonders interessant ist die frühzeitige Detektion und Lokalisierung eines Beschichtungsschadens, welcher sich durch Ruckgleiten (stick-slip) bemerkbar macht [23]. Beim Ruckgleiten wird gespeicherte potentielle Energie spontan freigegeben, wobei eine Schockwelle emittiert wird. Dies kann im Fusionsexperiment zu einem „Quench“ der supraleitenden Spulen führen, siehe Kapitel 4.5.3.

Die beiden Reibpartner sind in Abb. 6-2 dargestellt. Ihr Beschichtungstyp und ihr Grundmaterial wird während der Entwicklungsphase variiert, die in Tab. 6-1 gezeigte Konfiguration hat sich aufgrund ihrer guten Gleiteigenschaften (Reibwert von 0.002) herauskristallisiert.

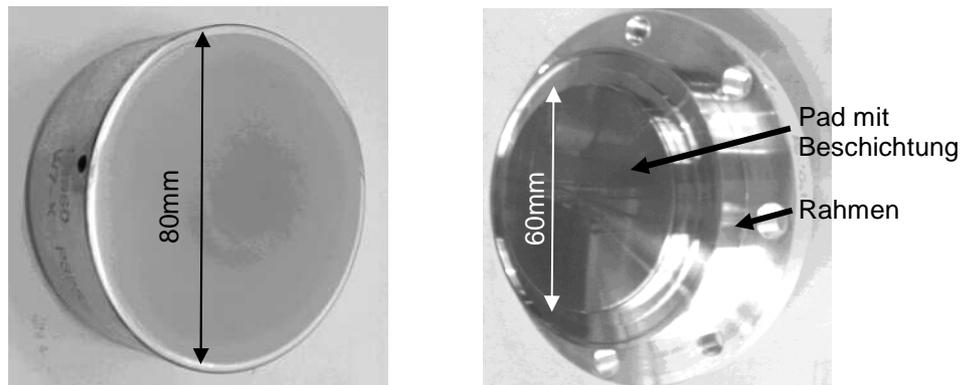


Abb. 6-2 Engstellenstützen eines Fusionsexperimentes, Gegenfläche (links) und Pad (rechts)

Tab. 6-1 Konfiguration der Reibpartner von W7-X Engstellenstützen

	Gegenfläche	Pad
Material	Edelstahl 1.4429 (poliert)	Aluminiumbronze 2.0966
Beschichtung	MoS ₂ , gesprüht und poliert	MoS ₂ , PVD beschichtet

Abb. 6-3 zeigt den Testaufbau zur experimentellen Entwicklung und Verifikation der Engstellenstützen und deren Beschichtungen. In Tab. 6-2 werden die Testparameter mit den realen Belastungsparametern im Fusionsexperiment W7-X verglichen.

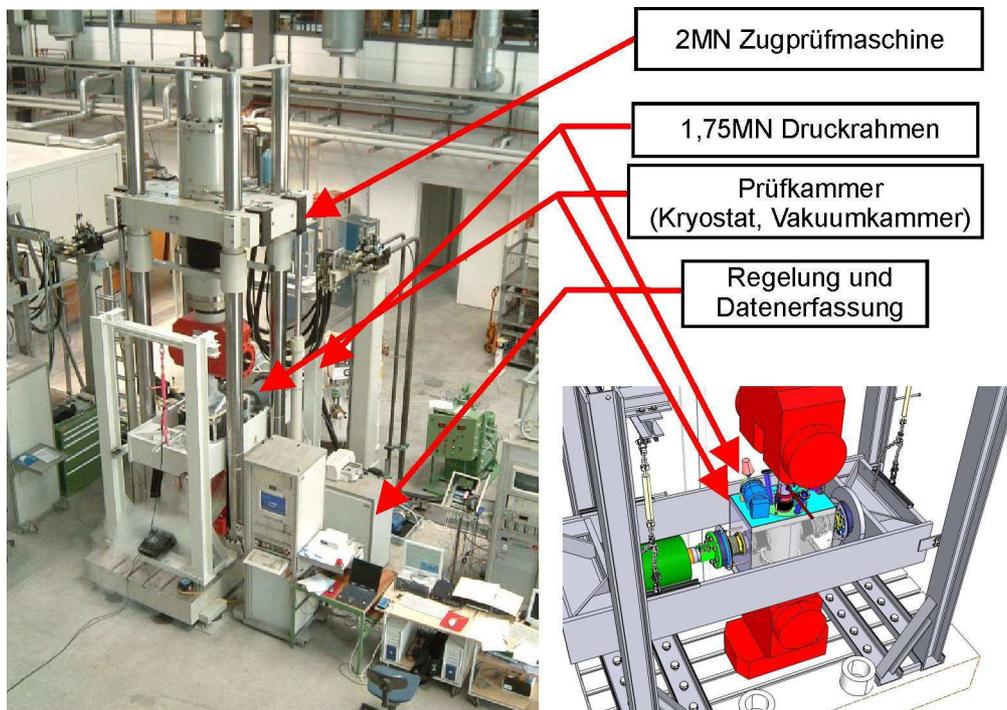


Abb. 6-3 Schnittdarstellung einer Engstellenstütze bestehend aus Gegenfläche und Pad

Tab. 6-2 Parameter des experimentellen Versuchsaufbaus und der realen Belastung

	Experiment	Realität
Normalkraft (kN)	100 – 1725	0 - 1500 (lt. FEM-Analyse)
Gleitweg (mm)	2.3 /5	0-5
Gleitdauer	20s – 40min	20min
Temperatur (K)	80K (-193°C) flüssig Stickstoff / RT	4K (-269°C) fl üssig Helium
Druck (mbar)	1e-7	1e-5
Zyklen	bis 7000 (9 Tage a 24h)	4000 (20 Jahre a 200 Zyklen)

6.2 Schadensart und einhergehende Schockinduktion

Ein wichtiges Kriterium bei der Auslegung eines akustischen Überwachungssystems ist die Art des zu überwachenden Schadens und dessen akustischer Emission. Unter Berücksichtigung der Randbedingungen (Geometrie, Material, Umgebungsbedingung und Zugänglichkeit) lassen sich geeignete Sensoren auswählen.

6.2.1 Versagen von Gleitbeschichtungen

Das Verschleißverhalten von Gleitbeschichtungen kann in drei Phasen aufgeteilt werden, siehe Abb. 6-4. Interessant ist hier der Effekt des Haftgleitens oder stick-slips, der mit zunehmender Schädigung der Beschichtung einsetzt und hier frühzeitig durch akustische Sensoren erfasst wird.

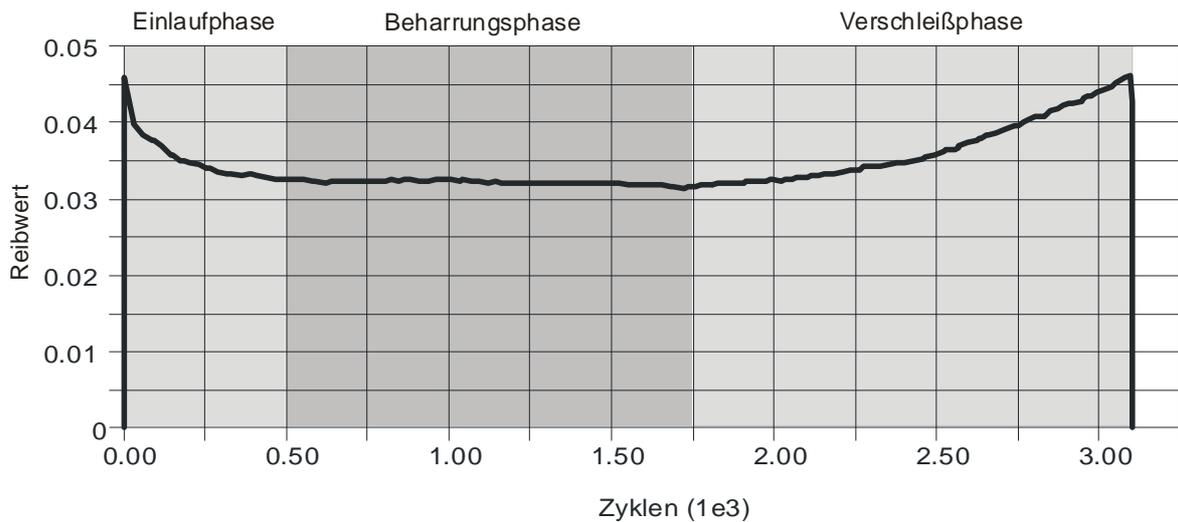


Abb. 6-4 Phasen des Reibverhaltens der untersuchten Beschichtungen

6.2.2 Akustische Emissionen durch Haftgleiten in der Verschleißphase

Für das dynamische Verhalten von Gleitbewegungen ist das Verhältnis von Haft- (μ_s) zu Gleitreibung (μ_d) entscheidend. Während der Verschleißphase tritt eine ausgeprägte Haftreibung auf, siehe Abb. 6-5 (rechts). Diese Charakteristik begünstigt Ruckgleiten oder stick-slip, wobei beide Gleitkörper periodisch zwischen Haften und Gleiten wechseln. Die Basis zur Entstehung dieser selbsterregten Schwingung bildet der abfallende Reibwert. D.h. der Haftreibungswert μ_s ist größer als der geschwindigkeitsabhängige Gleitreibungswert μ_d .

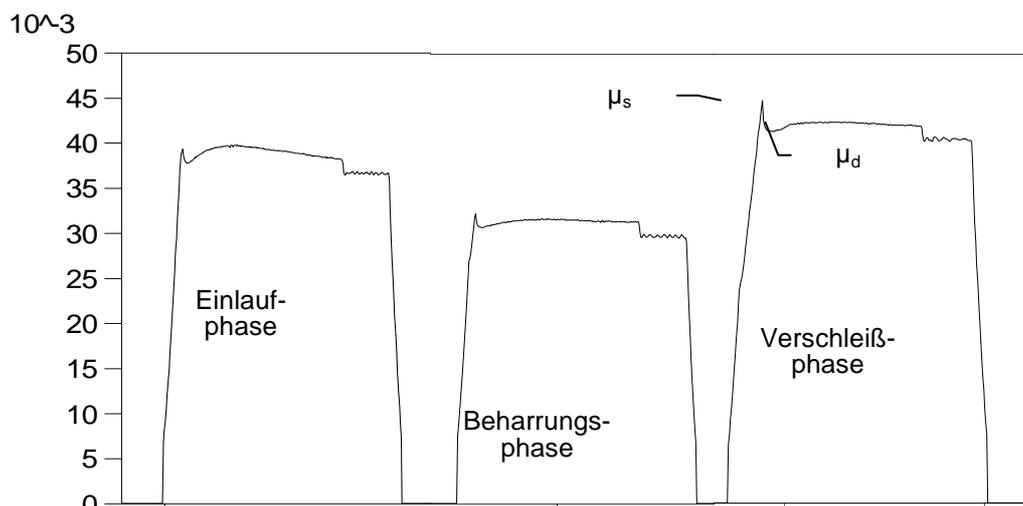


Abb. 6-5 Haft- und Gleitreibung in den drei Phasen (je ein Zyklus)

Abb. 6-6 zeigt den Effekt des Ruckgleitens anhand von Messdaten. Bei einer linear ansteigenden Wegvorgabe steigt die Reibkraft bis zum Überwinden der Haftreibung an. Während des Gleitens weist die Reibkraft periodische Sprünge durch ruckförmiges Gleiten auf. Dies geht mit zeitgleichen akustischen Emissionen einher.

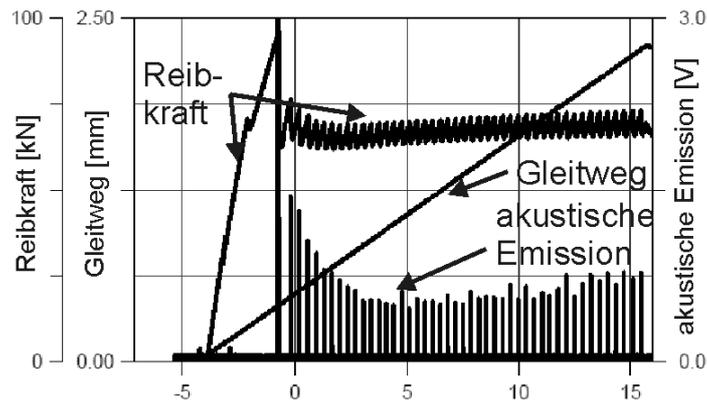


Abb. 6-6 Reibungsschwingen und akustische Emission

6.3 Untersuchung der akustische Pfade und Sensoren

Für den Aufbau einer akustischen Überwachung ist es notwendig die akustischen Pfade und Laufzeiten zu kennen und messtechnisch zu verifizieren. Unter akustischem Pfad versteht man den Ausbreitungsweg der Schallwelle von der Quelle (Schadensereignis) zum Empfänger (Sensor). Die Sensoren sind wie folgt zu positionieren:

- möglichst nahe an der (den) voraussichtlichen Quelle (n)
- an Übertragungswegen, die stark von einer Quelle dominiert werden
- auf wenige Schnittstellen achten (Reflexionen an Impedanzsprüngen)
- geometrische und thermale Gegebenheiten berücksichtigen (sensorspezifisch)
- störende Schallquellen identifizieren und berücksichtigen

In Abb. 6-7 sind die genutzten akustischen Pfade und die daraus resultierende Positionierung der Sensoren dargestellt. Dabei ist die Vakuumkammer mit den Bauteilen zur Einleitung der Normalkraft F_R und Reibkraft F_N auf die beiden getesteten Beschichtungspaare (Ausschnitt in Abb. 6-7) gezeigt. In der Nähe der beiden Beschichtungspaare, an Seite 1 und Seite 2, werden die gleichen Sensoren angebracht.

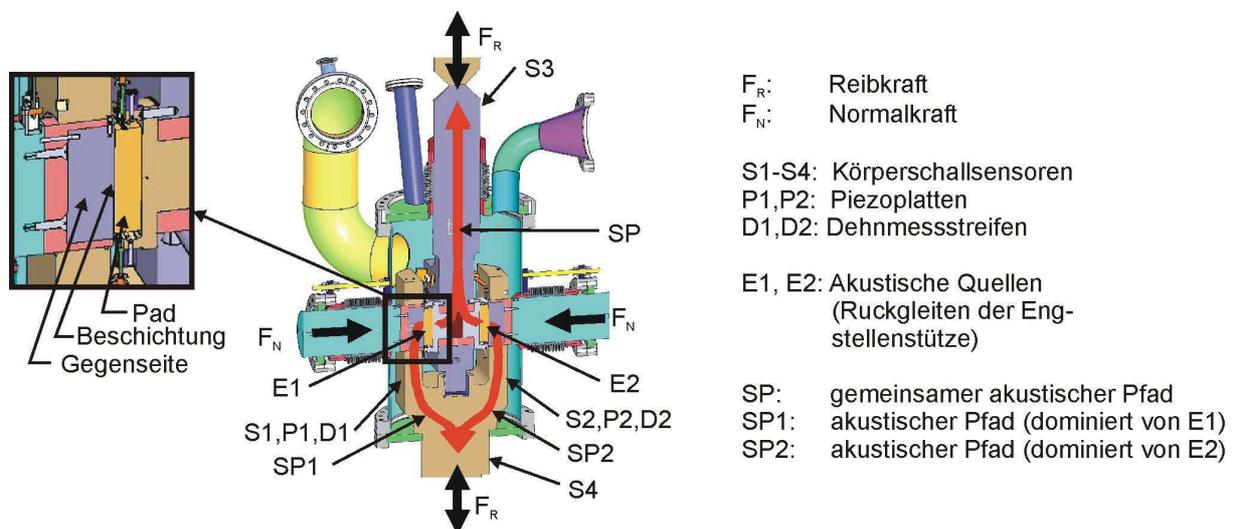


Abb. 6-7 Ausbreitungspfade von akustischen Emissionen zur Überwachung von Beschichtungen

Kriterien zur Auswahl des Sensortyps:

- hohe Empfindlichkeit, da es sich bei Körperschall um kleine Verformungen handelt
- hohe Bandbreite, da Laufzeitunterschiede im Bereich von 10-100 μ s zu detektieren sind
- sensitiv für verschiedene Wellenformen (transversal, longitudinal, Oberflächenwellen)
- unempfindlich gegenüber statischen und niederfrequenten Belastungen (z.B. Piezo)
- geometrisch kompatibel (Platzbedarf)
- hohes Signal / Rausch Verhältnis der gesamten Messkette
- Tieftemperatur- und Vakuumtauglichkeit (speziell hier)

Wichtige Eigenschaften der Datenerfassung:

- hohe Abtastfrequenz (>100kHz)
- hohe Speichergeschwindigkeit
- mehrkanalig, bei verteilter Sensorik
- zeitsynchrones Abtasten zur korrekten Erfassung des Laufzeitunterschiedes
- ausreichend hohe Amplitudenauflösung

Folgende Sensoren wurden ausgewählt und werden im Übertragungspfad des Versuchsaufbaus (Abb. 6-7) appliziert:

- Piezoplatten (20 x 20 x 0,5 mm³)
- Körperschallsensor (Abb. 6-8)
- Dehnungsmessstreifen (DMS)

In Abb. 6-8 und Abb. 6-9 werden die Sensortypen vorgestellt und in Tab. 6-3 werden ihre grundlegenden Eigenschaften aufgelistet.

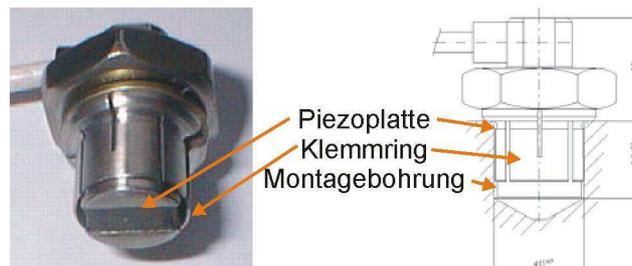


Abb. 6-8 Körperschallsensor zur Messung in Bauteilen (Marco GmbH)

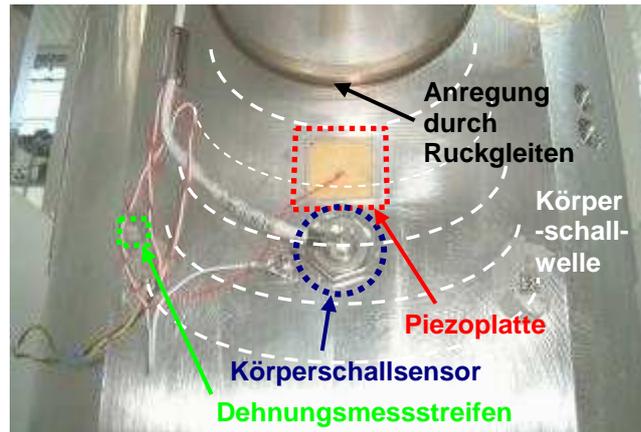


Abb. 6-9 Sensoren (3) zur akustischen Überwachung eines Reibexperimentes

Tab. 6-3 Eigenschaften der verwendeten Sensorik

	Piezoplatte	Körperschallsensor	Dehnungsmessstreifen
Hersteller	Ceram Tec AG	marco GmbH	Tokyo Sokki Kenkyujo
Type	Sonox P53	ps/ks/11	CFLA-1-350-11
Bandbreite	0-150kHz	0.01-300kHz	0-1MHz
Linearer Bereich	nicht angegeben	1Hz bis 200kHz	0 - 5e-3
Empfindlichkeit	$d_{33} = 640 \cdot 10^{-12} \text{m/V}$	Sehr hoch, abhängig von der Steifigkeit der Struktur, ca. 7.5 nC/N	Dehnungen ab ca. 5e-6
Länge	20mm	3mm	3mm
Applikation	Geklebt	in Bohrung geklemmt	geklebt

Letztendlich ist das tatsächliche Verhalten der Sensoren im experimentellen Aufbau entscheidend. Das Rauschverhalten und die Empfindlichkeit sind von besonderem Interesse, da die induzierten Schallwellen bei beginnendem Versagen von kleiner Amplitude sind. In Tab. 6-4 sind die RMS- und Maximalwerte des Rauschens und der verschiedenen Phasen des Reibverschleißes gezeigt.

Tab. 6-4 Rauschen und Empfindlichkeit der verwendeten Sensorik im Testaufbau

Sensortyp	Rauschen		beginnender stick-slip		starker stick-slip	
	RMS	Max.	RMS	Max.	RMS	Max.
Körperschall [mV]	3,3	10	15	90	37	1500-2000
Piezo [mV]	6,3	25	38	150	64	3000-4000
DMS [1e-6]	0,3	1	siehe Signalaufbereitung in 6.4			

6.4 Detektion eines Schadens

Unter Detektion versteht man das Erkennen eines Schadens ohne Bestimmung seiner Position. Die akustische Schadensindikation hat hier Vorteile gegenüber niederfrequent arbeitenden mechanischen Sensoren. Bei der Überwachung von Beschichtungen zeigt sich die hohe Empfindlichkeit akustischer Sensoren. Sie erlaubt eine frühere Erkennung des Schadens als es mit herkömmlichen Sensoren wie z.B. Kraftmessdose möglich ist. Die drei Sensortypen werden diskutiert und ihre Anwendung zur Schadensindikation bewertet. Messdaten wurden bei Beschichtungsversagen auf Seite 1 und unbeschädigter Beschichtung auf Seite 2 des Prüfstandes aufgenommen. Die piezobasierten Sensoren (Piezoplatte und Körperschallaufnehmer) zeigen ein ähnliches Signalverhalten, deshalb beschränkt sich die folgende Betrachtung auf die Körperschallsensoren und DMS. In Abb. 6-10 sind die transienten, akustischen Anregungen durch stick-slip deutlich an beiden Sensoren zu erkennen. Die Signale auf Seite 1 und Seite 2 sind zur besseren Lesbarkeit mit unterschiedlichem Vorzeichen dargestellt.

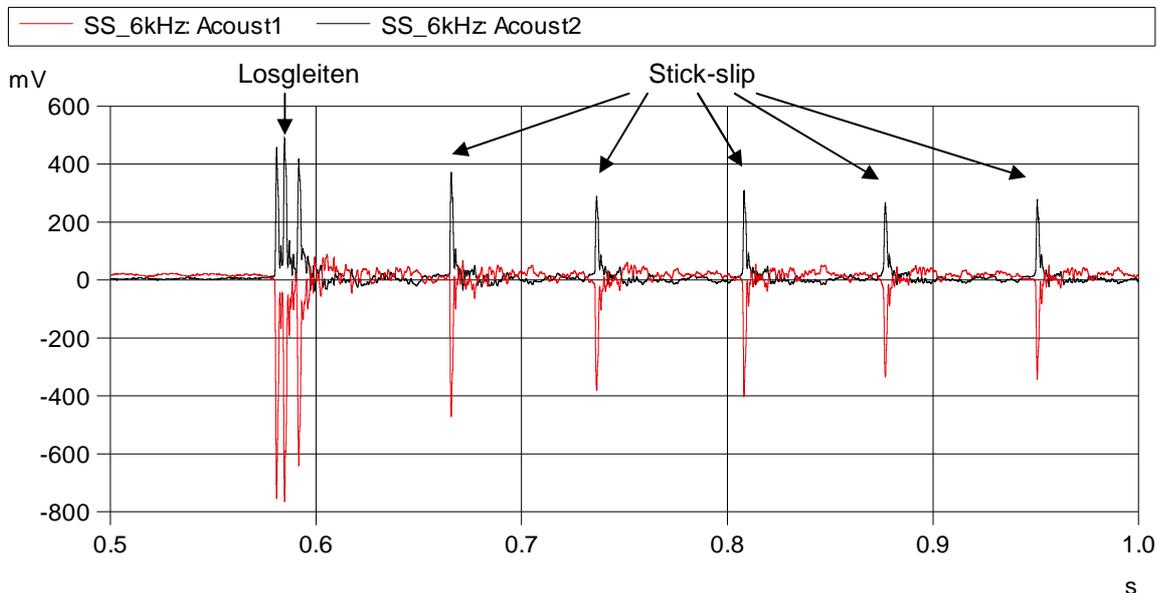


Abb. 6-10 Akustische Emission bei stick-slip, gemessen mit Körperschallsensoren

In Abb. 6-11 sind die Dehnungssignale der DMS an den Lasteinleitungen der beiden Reibpaare dargestellt. Auf den ersten Blick ist außer einem starken Rauschanteil und überlagerten Schwingungen lediglich das Losgleiten durch die Änderung der Reibkraft und damit der Dehnung im Lastpfad zu sehen.

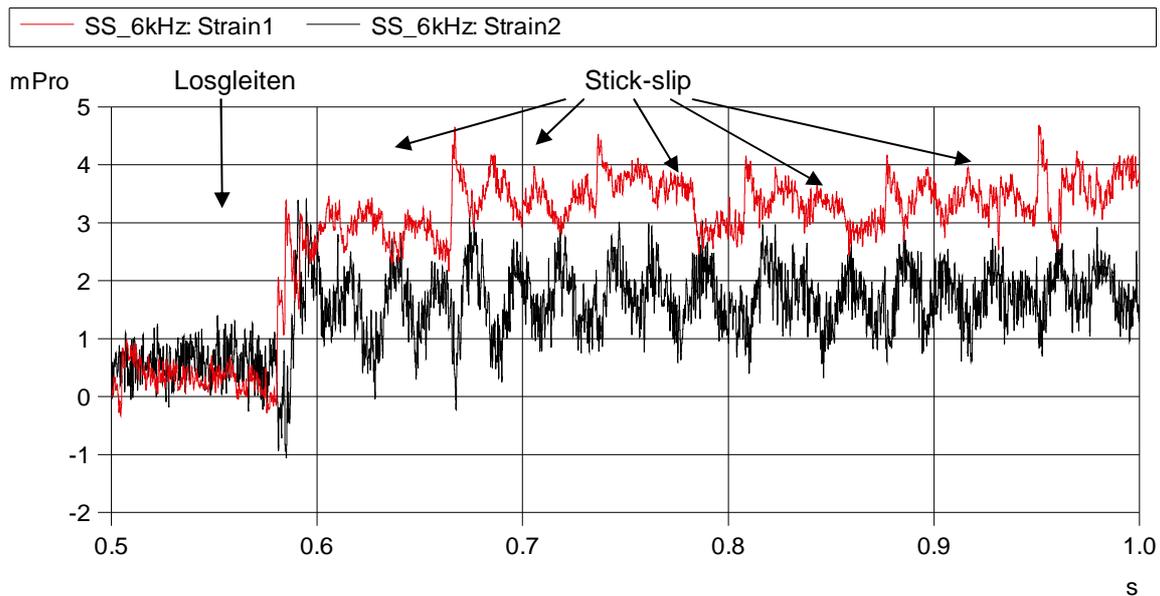


Abb. 6-11 Akustische Emission bei stick-slip, gemessen mit Dehnungsmessstreifen

Bei genauerer Betrachtung erkennt man mehrmals einen sprunghaften Anstieg der Dehnung auf Seite 1, der sich periodisch wiederholt. Das Signal der unbeschädigten Seite 2 zeigt keine derartigen Hinweise auf Ruckgleiten. Die beiden DMS sind stärker entkoppelt als die akustischen Sensoren. Die Dehnungssprünge auf Seite 1 lassen sich durch geeignete Operationen herausarbeiten. Im ersten Schritt wird das Signal durch einen Tiefpassfilter mit 500Hz Grenzfrequenz geglättet. Nach der Differentiation des Signals werden die Spitzen mit einem nichtlinearem Hysteresefilter extrahiert. Stellt man das so erhaltene Signal (schwarz) den Körperschalldaten (rot) gegenüber, siehe Abb. 6-12, ergibt sich eine deutliche Korrelation.

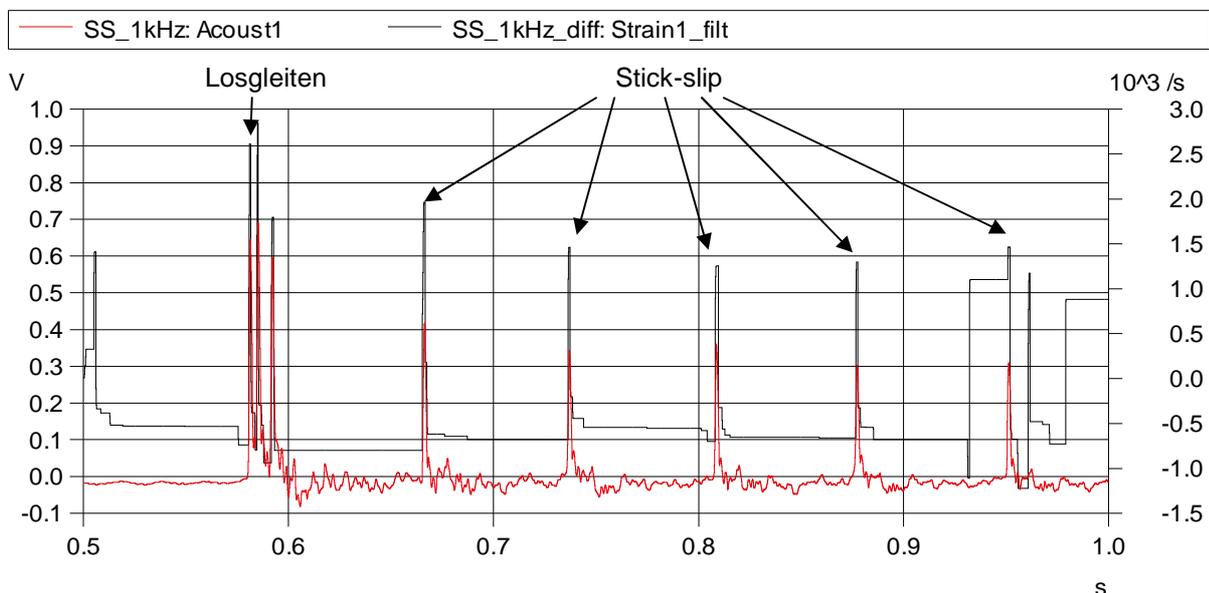


Abb. 6-12 Korrelation der modifizierten Dehnungssignale mit den akustischen Signalen

Die Möglichkeit einer Schadensfrüherkennung durch akustische Emission (Körperschall) wird mit der Reibwertmessung verglichen. Die Maximalwerte der akustischen Emission innerhalb eines Reibzyklus werden mit der Reibwertmessung (Kraftmessdose) verglichen. Abb. 6-13 zeigt den Vorteil der akustischen Emissionsanalyse gegenüber der mechanischen Sensorik. Bezogen auf die gesamte Lebensdauer wird ein Schaden etwa 25% früher erkannt.

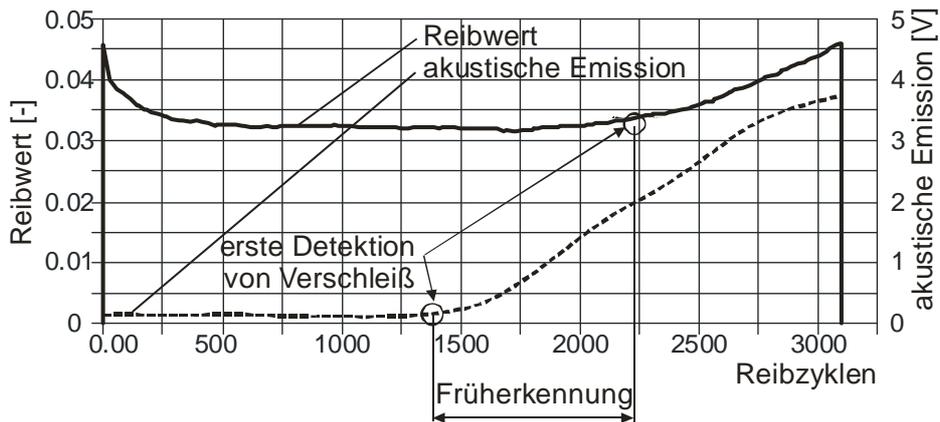


Abb. 6-13 Früherkennung von Schäden mittels akustischer Überwachung

6.5 Lokalisierung des Schadens

Die Lokalisierung eines Schadensereignisses kann, angepasst an das Schadensbild und die Randbedingungen, sowohl zeit- als auch amplitudenbasiert durchgeführt werden, siehe Tab. 6-5.

Tab. 6-5 Methoden der Schadenslokalisierung

Basis	Auswertung	Sensorik	Begründung
Zeit	Laufzeitunterschied	akustisch	hohe Bandbreite, Amplitude schlecht reproduzierbar und quantifizierbar
Amplitude	Amplitudenverhältnis	mechanisch	hohe Sensitivität und Quantifizierbarkeit der Amplitude

Bei der akustischen Schadensindikation erfolgt die Lokalisierung des Schadensereignisses, d.h. stick-slips, mittels Laufzeitunterschieden. Durch stick-slip einer Beschichtung wird eine Körperschallwelle emittiert, die zuerst am eigenen Sensor und nach einer bestimmten Laufzeit am Sensor des unbeschädigten Reibpaares auftrifft. D.h. anhand des Vorzeichens des Laufzeitunterschiedes wird erkannt, welcher der beiden Reibpaarungen defekt ist.

Es empfiehlt sich vorab eine Ermittlung der Laufzeitunterschiede durchzuführen. Zur Lokalisierung des Schadensereignisses werden die akustischen Pfade der unteren Einspannung verwendet, da dort ein maximaler Laufzeitunterschied zu erwarten ist. In Abb. 6-14 ist die untere Einspannung zusammen mit den Entstehungspositionen der Körperschallwelle dargestellt. Der zwischen den Sensoren liegende Teil des Ausbreitungspfades führt zu einem messbaren Laufzeitunterschied.

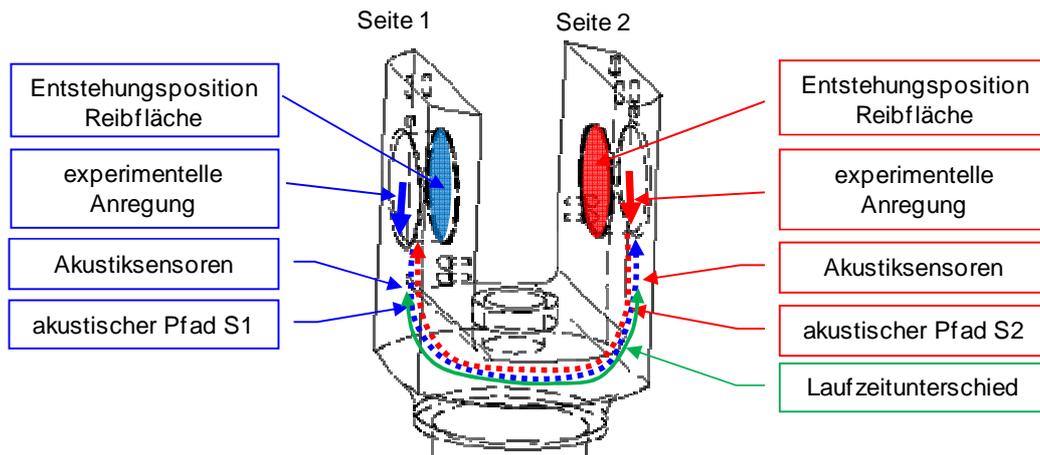


Abb. 6-14 Ermittlung des Laufzeitunterschiedes

Zunächst wird der Laufzeitunterschied analytisch ermittelt (2-8). Die Entstehungspositionen der Schallwellen und die Positionen der Sensoren sind bekannt. Die Schallgeschwindigkeit in beiden Pfaden ist identisch ($c_1 = c_2 = c$). Mit einem Übertragungsweg $r_2^S - r_1^S = 220\text{mm}$ und einer longitudinalen Schallgeschwindigkeit $c = 5920 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ lässt sich der Laufzeitunterschied zwischen Sensor 1 (S1) und Sensor 2 (S2) bei Anregung an Seite 1 wie folgt berechnen.

$$\Delta t_{1,2}^A = t_2^A - t_1^A = \frac{|r_2^S - r_1^S|}{c_2} - \frac{|r_1^S - r_1^S|}{c_1} = \frac{r_2^S - r_1^S}{c} = \frac{220\text{mm}}{5920 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 37\mu\text{s} \quad (6-1)$$

Die experimentelle Ermittlung durch Anregung mittels Impulshammer ergab einen ähnlichen Laufzeitunterschied von $32\mu\text{s}$. Zur Lokalisierung der schadhaften Gleitpaarung (Seite 1 oder Seite 2) wird der Abschnitt des Amplitudenanstiegs eines stick-slip wird herausgenommen (s. Abb. 6-10) und normiert. Entsprechend Abb. 6-15 (rechts) beträgt dieser $+35\mu\text{s}$ und entspricht sehr gut den theoretisch und experimentell berechneten Werten. Das positive Vorzeichen zeigt als Ursprungsort der Körperschallwelle die Seite 1 an. Die Versagensbilder der Beschichtungen in Abb. 6-15 (links) bestätigen dieses Ergebnis. Die Beschichtung auf Seite 1 weist einen deutlichen Verschleiß auf, die Beschichtung auf Seite 2 ist noch unbeschädigt.

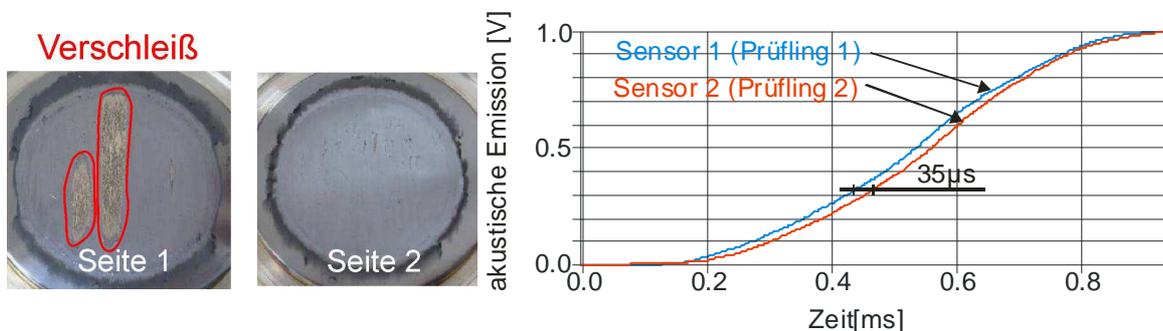


Abb. 6-15 Prüflinge (links) und Laufzeitunterschied (rechts)

6.6 Bewertung und Diskussion

Die Früherkennung von Beschichtungsverschleiß mittels akustischer Sensorik ist möglich, ebenso eine Lokalisierung der schadhafte Beschichtung. Die Untersuchung verschiedener Sensortypen zeigt, dass sich die Körperschallsensoren und Piezoplatten sehr gut zur Detektion von stick-slip eignen. Bei DMS gelten Einschränkungen bezüglich Empfindlichkeit und notwendiger Signalnachbearbeitung. Zur Lokalisierung des Schadens sind nur die piezobasierten Sensoren aufgrund ihrer höheren Sensitivität im hohen Frequenzbereich geeignet.

Die gewonnenen Erkenntnisse bilden die Grundlage für die Konzeptionierung einer akustischen Überwachung der Beschichtung von Engstellenstützen am Fusionsexperiment W7-X. Die Sensorpositionierung aufgrund der hohen Anzahl von 300 Engstellenstützen verteilt auf 50 Spulen kann durch die Modellierungsmethodik in Kapitel 4 unterstützt werden.

7 Diskussion und Ausblick

Abschließend werden die Ergebnisse der drei Teilbereiche: Modellierung, Reduktion und Schadensindikation zusammengefasst und diskutiert.

Zur Modellierung schockinduzierter Strukturschwingungen wurde die klassische statistische Energie Analyse modifiziert, indem das Schockantwortspektrum zur Beschreibung der Subsystemenergie eingesetzt wird. Es wurden Erweiterungen zur feineren räumlichen Auflösung und zur Modellierung von Reibverbindungen vorgeschlagen. Die Validität des SEAFOSS-Verfahrens wurde durch Vergleiche mit anderen Modellierungsverfahren und anhand experimenteller Ergebnissen für eine einfache Strukturkomponente geprüft. Am Beispiel dreier komplexer Strukturen zeigt sich die effiziente Beschreibung und Auswertung in der SEAFOSS-Modellierungsumgebung im Vergleich zu den Standardverfahren.

Bei der Reduktion von Schockbelastungen wurden die relevanten Angriffspunkte im Übertragungsweg aufgezeigt. Strukturintegrierte Absorber erreichen in gezielten Frequenzbereichen eine hohe Reduktion der Schockwelle. Im Bereich der Isolation und Anschlagdämpfung konnte durch geschickte Kombination viskoser und struktureller Dämpfung eine Steigerung der Dämpfungswirkung erreicht werden. Entsprechende Dämpfungselemente wurden in den verschiedensten Angriffspunkten des Übertragungsweges appliziert und sie zeigten sehr gute Reduktionsraten. Diese Schockreduktionselemente können in SEAFOSS-Modelle zur Modellierung des gesamten Übertragungsweges implementiert werden um eine schockmäßig optimierte Strukturgestaltung zu erreichen.

Neben den meist negativen Auswirkungen von Schocklasten wird auch deren vorteilhafte Anwendung zur Schadensindikation untersucht. Es ist möglich durch akustische Überwachung Schäden zu detektieren und durch Laufzeitunterschiede der Schockwelle diese zu lokalisieren. Anhand eines praktischen Anwendungsbeispiels wurden verschiedene Sensoren verglichen und verschiedene Signalanalysemethoden vorgestellt. Die akustische Schadensindikation kann zusammen mit SEAFOSS Modellen zur Konzeptionierung komplexer akustischer Überwachungssysteme basierend auf schockinduzierten Strukturschwingungen verwendet werden.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Argyris J., Mlejnek H.-P.
Die Methode der finiten Elemente in der elementaren Strukturmechanik
Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1988
- [2] B. Heinemann et al.
Design of Narrow Support Elements for Non Planar Coils of Wendelstein 7-X
21st IEEE/NPSS Symposium on Fusion Engineering (SOFE05), Knoxville/USA, 2005
- [3] Baier, H., et. al.
Skriptum zum Praktikum Leichtbau
Lehrstuhl für Leichtbau, TU-München, 2007
- [4] Baier, H., Zauner, C.
Aktoren und Mechatronik-Komponenten zur Vibrationskontrolle und für weitere Anwendungen in Satelliten
Zeitschrift „Mechatronik“, Heft 5/2004
- [5] Baier, H., Zauner, C.
Structure-Control-Optics Interaction In High Precision Telescopes
IUTAM Symposium on Vibration Control of Nonlinear Mechanisms and Structures, 2005
- [6] Bathe, K.-J.
Finite-Elemente-Methoden
Springer Berlin, 1986
- [7] Beitz, W. ,
Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau
19. Auflage, Springer Berlin, 2000
- [8] Berger, U.
Bauteilüberwachung durch Analyse von Schwingungen und Festkörperwellen
Technische Universität München, Fakultät für Maschinenwesen, Dissertation 2006
- [9] Beshara, M., A. J. Keane
Statistical energy analysis of multiple, non-conservatively coupled systems
Journal of Sound and Vibration, Volume 198, Issue 1, 1996
- [10] Bhattacharya, B.
Low- and high-frequency energy-absorbing composite joints
SPIE International Symposium on Applied Photonics, Glasgow, 2000
- [11] Braun, S. G., Ewins, D. J., Rao, S. S.
Encyclopaedia of Vibration
Academic Press, 2002
- [12] Burgess, Gary J
Product Fragility and Damage Boundary Theory
Packaging Science and Technology, Vol. 15-10, Wiley, 1988
- [13] Byam, B. P.
Statistical Energy Analysis model and connectors for automotive vibration isolation mounts
<http://www.egr.msu.edu/~radcliff/LabWebPages/home/papers/IsolMount.pdf>
- [14] Chang, F.-K.
Structural Health Monitoring: A Summary on the First International Workshop on Structural Health Monitoring
Structural Health Monitoring 2000, Technomic Publishing Co., Basel, 2000
- [15] Chow, L. C.
On the prediction of loss factors due to squeeze-film damping mechanisms
ISVR Technical Report, University of Southampton, 1985
- [16] Conlon, S. C.
Predicting the vibroacoustic response of satellite equipment panels
J. Acoustic Society Am., 113, 2003
- [17] Cremer, L.
Körperschall: physikalische Grundlagen und technische Anwendungen
Springer Berlin, 1996
- [18] Czichos, H.
Hütte - Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften
31. Auflage, Springer Berlin, 1991
- [19] D. Hathiramani et al.
Full-scale friction test on tilted sliding bearings for Wendelstein 7-X coils
Fusion Engineering and Design, Volume 84, Issues 2-6, 2009
- [20] Daum, Matthew P
Shock Response Spectrum and Fatigue Damage: A New Approach to Product Fragility Testing
Ph.D. Dissertation. Michigan State University, 1999

- [21] Denoyer, K.
Recent achievements in vibration isolation systems for space launch and on-orbit applications
52nd international astronomical congress, 2001
- [22] Dresig, H., Holzweißig, F.
Maschinendynamik
8. Auflage Springer, 2007
- [23] Elmer F.J.
Nonlinear dynamics of dry friction
J. of Phys. A 30, 6057., 1997
- [24] Fahy, F. J., Yao, D.
Power flow between non-conservatively coupled oscillators
Journal of Sound and Vibration, 114, 1987
- [25] Fareed, A. M.
Experimental identification of modal density parameters of light weight structures
http://www.uni-magdeburg.de/ifme/zeitschrift_tm/2001_Heft3/fareed.pdf
- [26] Frydman, A., Berman M., Li, D.
Validation of ballistic shock prediction models and techniques for use in the crusader combat vehicle program
<http://www.dtic.mil/ndia/11ground/loper.pdf>
- [27] Grosse, C. U.
Acoustic emission testing - basics for research - applications in civil engineering
Springer Berlin, 2008
- [28] Grushetsky, I.
FEM application for calculation of coupling loss factors used in sea, L-shaped beams case
J. Of Technical Acoustics, 2004
- [29] Hallquist, J. O.
LS-DYNA Theory Manual
Livermore Software Technology Corporation, 2005
- [30] Harris C. M., Crede C. E.
Shock & Vibration Handbook
2nd edition, McGraw-Hill Book Company, 1976
- [31] Hauer I.
Predictive hybride SEA: Methoden und Modelle zum Abbildung von Fahrzeugakustik
Dissertation an der TU Graz, 2004
- [32] Hermans, L.
The process to experimentally identify the statistical energy analysis parameters of industrial structures: step by step
ISMA21 – Noise and Vibration Engineering, 1996
- [33] Hollburg, U.
Maschinendynamik
1. Auflage, Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2002
- [34] Irvine, T.
An Introduction to the Shock Response Spectrum
Revision P, 2002
- [35] Jun, S.
Wear monitoring of bearing steel using electrostatic and acoustic emission techniques
15th International Conference on Wear of Materials, 259, (7-12), 1482-1489, 2005
- [36] Klein U.
Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen
Verein für Betriebsfestigkeitsforschung (VBFeh), Stahleisen GmbH, Düsseldorf, 2003
- [37] Koizumi., T.
Prediction of the vibration in buildings using statistical energy analysis
SPIE proceedings, 2002
- [38] Kollmann F. G.
Maschinenakustik
Springer Berlin, 2000
- [39] Korenev B, Reznikov, L
Dynamic Vibration Absorbers
John Wiley & Sons, 1993
- [40] Langer, H.
Extended Evolutionary Algorithms for Multiobjective and Discrete Design Optimization of Structures
Dissertation TU München, 2005
- [41] Larko J.
Prediction of the Dynamic response of the NASA ACTS Antenna to Wide Spectrum Acoustic Loading
NASA Glenn Research Center, Vincent Cotoni, ESI Group, 2006

- [42] Locatelli, G.
Piezo-actuated adaptive structures for vibration damping and shape control- modelling and testing
Dissertation, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 11, Nr. 303, 2001
- [43] Lucy, M.
Report on alternative devices to pyrotechnics on spacecraft
10th Annual AIAA/USU Conference on small satellites, 1996
- [44] Lyon, R. H.
Machinery Noise and Diagnostics
Butterworth-Heinemann, Boston, 1987
- [45] Lyon, R. H.
Statistical energy analysis of dynamical systems: theory and application
M.I.T. Press, 1975
- [46] Lyon, R. H., Maidanik G.
Power Flow between Linearly Coupled Oscillators
Journal of the Acoustical Society of America, 34(1), 1962
- [47] M. Gasparotto et al.
The Wendelstein 7-X mechanical structure support elements
Fusion Engineering and Design 74, 2005
- [48] Mayr M., Thalsofer U.
Numerische Lösungsverfahren in der Praxis, FEM – BEM – FDM
Carl Hanser Verlag München Wien, 1993
- [49] Moening, C.J.
Pyrotechnic Shock Flight Failures
Institute of Environmental Sciences Pyrotechnic Shock Tutorial Program, 31st Annual Meeting, 1985
- [50] Muller, J., Zauner, C.
Low Shock Release Unit – easy resettable and 100% reusable
10th European Space Mechanisms and Tribology Symposium, 2003
- [51] Nasa
Dynamic Environmental Criteria, Nasa Technical Handbook
NASA-HDBK-7005, 2001
- [52] Nasa
Pyro Shock Test Criteria, Nasa Technical Handbook
NASA-HDBK-7003, 1999
- [53] Norton, M. P.
Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers
Cambridge University Press, Cambridge, 1989
- [54] P. Camarasa, C. Belloc, S. Leconte
Shock Attenuators Development for Reflectors and Solar Arrays
European Conference on Spacecraft Structures, 2000
- [55] Paine, F. A.
The Packaging user's handbook
Institute of Packaging, Springer, 1991
- [56] Pan, J.
SEA Vehicle Applications
Sea Modeling Workshop, 2003
- [57] Park, D.-H., Hong, S.-Y.
Power flow model of flexural waves in finite orthotropic plates
Journal of sound and vibration, Issue 264, 2003
- [58] Park, W. S.
Variability of the coupling loss factor between two coupled plates
Journal of Sound and Vibration, 2003
- [59] Peffer, A.
Development and Transition of low-shock spacecraft release devices for small satellites
14th Annual AIAA/USU Conference on small satellites, 2000
- [60] Petersen, C.
Schwingungsdämpfer im Ingenieurbau
Maurer Söhne München, 2001
- [61] Pinnington, R. J.
Transient energy flow between two coupled beams
Journal of Sound and Vibration, 189 82, 1996
- [62] Pinnington, R. J.
Transient statistical energy analysis of an impulsively excited two oscillator system
Journal of Sound and Vibration, 189(2), 1996

- [63] Sarradj, E.
Analytische Berechnung von Kopplungsverlustfaktoren der Statistischen Energieanalyse
Fortschritte der Akustik - DAGA, 1995, S. 271–274
- [64] Sarradj, E.
Bestimmung von Sensitivitäten mit der Statistischen Energieanalyse
Fortschritte der Akustik - DAGA, 1996, S. 204–205
- [65] Sarradj, E.
Die SEA-Hypothese - kritisch betrachtet
Fortschritte der Akustik - DAGA, 1998, S. 292–293
- [66] Sarradj, E.
Energy-based vibroacoustics: SEA and beyond
CFA/DAGA, Strasbourg, 2004
- [67] Sarradj, E.
Hochfrequenter Körperschall in Strukturen
Dissertation TU Dresden, 1998
- [68] Sarradj, E.
Power transmission coefficients for generic structural junctions
CFA/DAGA, Strasbourg, 2004
- [69] Sarradj, E.
Unsicherheiten bei der Berechnung von Kopplungsverlustfaktoren aus Transmissionsgraden
Fortschritte der Akustik - DAGA, 1997, S. 416–417
- [70] Schubert, F.
Basic Principles of Acoustic Emission Tomography
26th European Conference on Acoustic Emission Testing, Berlin, 2004
- [71] Sheng, M. P., Wang M. Q.
Statistical energy analysis for complicated coupled system and its application in engineering
Journal of Sound and Vibration, Volume 274, 2004
- [72] Sheng, M. P., Wang M. Q., Sun J. C.
Effective internal loss factors and coupling loss factors for non-conservatively coupled systems
Journal of Sound and Vibration, Volume 209, Issue 4, 1998
- [73] Shorter, P.
Numerical and experimental validation of hybrid FE-SEA method
Noise-Conference, 2004
- [74] Staszewski, W.J., Boller, C., Tomlinson, G.R.
Health Monitoring of Aerospace Structures
ISBN 0-470-84340-3, John Wiley & Sons, 2003
- [75] Stempniewski, L., Schnepf, S.
Einführung in das Erdbebeningenieurwesen.
DIN 4149 – Aus der Praxis für die Praxis, Schriftenreihe des Instituts für Massivbau und Baustofftechnologie, Universität Karlsruhe, 2006
- [76] Sun, J.C., Chow L.C., Lalor N., Richards E.J.
Power flow and energy balance of non-conservatively coupled structures, II: Experimental verification of theory
Journal of Sound and Vibration, Volume 112, Issue 2, 1987
- [77] Sun, J.C., Lalor N., Richards E.J.
Power flow and energy balance of non-conservatively coupled structures, I: Theory
Journal of Sound and Vibration, Volume 112, Issue 2, 1987
- [78] Tönshoff H. K.
Geräusch- und Schwingungsvorgänge an Maschinen
DFG, VCH Verlagsgesellschaft, 1993
- [79] Unglenieks, R.
Experimental Data for SEA Modelling and Validation
SEA Modeling Workshop, 2003
- [80] Wang, M. Q., Sheng M. P., Sun J. C.
The direct and indirect power flows of three non-conservatively series coupled oscillators
Journal of Sound and Vibration, Volume 212, Issue 2, 1998
- [81] Weckner, O.
Gegenüberstellung von natürlicher Dispersion und durch räumliche Diskretisierung induzierter Dispersion bei der Untersuchung von Schwingungen und Wellenausbreitung in ausgewählten strukturmechanischen Systemen
Dissertation TU Berlin, 2004
- [82] www.cadferm.de
- [83] www.earsc.com
- [84] www.esi-group.com

- [85] www.hstc.com/index.php?option=com_content&view=article&id=87
- [86] www.ipp.mpg.de/ippcms/de/for/projekte/w7x/index.html
- [87] www.metexcorp.com
- [88] www.smac.fr/html_en/accueil.php
- [89] www.wikipedia.de
- [90] Zauner, C.
Formkontrolle und Schockreduktion bei Satelliten und hochpräzisen Systemen
Adaptronic Congress, 2004
- [91] Zauner, C., Baier, H.
Module im Weltraum – Tests mechatronischer Elemente für die Raumfahrt
Zeitschrift „Design&Elektronik“, Heft 03, März 2004
- [92] Zauner, C., Baier, H.
Shock and elastic waves in space structures – simulation, attenuation and usage for monitoring
First CEAS European Air and Space Conference, 2007
- [93] Zauner, C., Baier, H.
Structurally integrated shock damping and absorption elements
6. int. Trägersymposium, 2005
- [94] Zauner, C., Langer, H., Hathiramani, D.
Acoustic monitoring of superconducting magnet component test and shock simulation of coil
Fusion Engineering and Design, Volume 84, Issues 7-11, 2009
- [95] Zauner, Ch.
Micro Mars Mission
DLR-Abschlußbericht
- [96] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.
The Finite Element Method
5th edition, Butterworth-Heinemann, 2000