

Ein Beitrag zur Erhöhung des Insassenschutzes durch Körperschallmessung in der Crasherkenennung

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

vorgelegt von Dipl.-Ing.(FH) Christian Lauerer

geboren am 16. August 1978
in Ingolstadt

genehmigt durch
die Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. habil. Peter Hauptmann
Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Michaelis
Prof. Dr.-Ing. Thomas Brandmeier

Einreichung: 30. September 2009
Verteidigung: 9. April 2010

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Angewandte Forschung der Hochschule Ingolstadt im Forschungsschwerpunkt Fahrzeugsicherheit in enger Zusammenarbeit mit der Continental AG.

Bei Prof. Dr.-Ing. Thomas Brandmeier, dem Leiter des Forschungsschwerpunktes Fahrzeugsicherheit, möchte ich mich besonders für die Betreuung und seine fortwährende Unterstützung bedanken. Er hat mir die Bearbeitung der Themen Sensoroptimierung und körperschallbasierte Crasherkenkung am neu gegründeten Institut ermöglicht. Sowohl im Rahmen der Projektbearbeitung als auch bei der Konzeption der vorliegenden Arbeit stand er immer für intensive Diskussionen zur Verfügung.

Großer Dank gebührt auch Prof. Dr. rer. nat. habil. Peter Hauptmann, dem Leiter des Lehrstuhls Messtechnik/Sensorik für die Ermöglichung einer kooperativen Promotion und die Betreuung der Arbeit seitens der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Michaelis, dem Leiter des Lehrstuhls Technische Informatik der gleichnamigen Universität, danke ich für sein großes Interesse an der Arbeit.

Bedanken möchte ich mich ebenfalls bei Dipl.-Ing. Michael Feser, Dipl.-Ing.(FH) Christian Smykalla und Mario Geigenfeind von der Continental AG für die intensive, fruchtbare und kollegiale Zusammenarbeit, die Bereitstellung von Crashdaten, die seriennahe Algorithmenimplementierung und generell das Beisteuern von wichtigen Impulsen aus der Anwendung. Nur so ließen sich die Forschungsergebnisse erfolgreich in ein Serienprojekt integrieren.

Den Kollegen und Mitarbeitern des Forschungsschwerpunktes Fahrzeugsicherheit der Hochschule Ingolstadt, allen voran Dr.-Ing. Paul Spannaus, gilt mein besonderer Dank. Ohne ihre Unterstützung und die Zusammenarbeit in zahllosen Messungen und Versuchen wäre diese Arbeit so nicht möglich gewesen.

Meiner Verlobten Heide-Marie Biermeier gebührt mein ganz persönlicher Dank für das aufgebrachte Verständnis für diese Arbeit und den Rückhalt, den sie mir geboten hat.

Christian Lause

Ingolstadt, April 2010

Zusammenfassung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung neuer Verfahren zur Leistungssteigerung der Frontalcrasherkenkung von Fahrzeugsicherheitssystemen durch die Messung von Körperschall. Die Motivation ist durch gesellschaftliche und politische Zielstellungen gegeben, die für eine Verminderung der Zahl der Getöteten und Verletzten im Straßenverkehr neue Maßnahmen und Verfahren zur Steigerung der Fahrzeugsicherheit erfordern.

Die heutige Frontalcrasherkenkung basiert wesentlich auf der Messung der Starrkörperverzögerung. Für Märkte mit erhöhten Anforderungen und für Oberklassefahrzeuge werden vergleichsweise aufwendige und leistungsfähige Multi-Point-Sensing-Architekturen mit Early-Crash-Sensoren im Vorderwagen eingesetzt. Single-Point-Sensing-Systeme müssen dagegen mit Beschleunigungssensorik im Steuergerät auskommen. Sie zeigen in einigen Lastfällen Mehrdeutigkeiten, welche die optimale Aktivierung der Rückhaltemittel erschweren können.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein erweitertes Verfahren zur Crashklassifikation mittels modellbasierter Verknüpfung von Verzögerungs- und Deformationsgrößen vorgestellt. Die Deformationsinformation kann dabei durch das Airbagsystem im Crashvorgang aus den gemessenen hochfrequenten mechanischen Wellen (Körperschall) ermittelt werden, die bei der Verformung von Strukturkomponenten des Fahrzeugvorderwagens entstehen. Nach einer Eingrenzung der relevanten Fahrzeugkomponenten werden als Ursachen der Körperschallemission verschiedene mikro- und makromechanische Effekte der Deformation identifiziert und charakterisiert. Die entstehenden hochfrequenten mechanischen Wellen werden durch einen Körperschallsensor erfasst. Ein darauf basierendes Kriterium geht in die Crashklassifikation ein und unterstützt das Airbagsystem bei der Auslösung der Rückhaltemittel. Es zeigt sich, dass die Leistungsfähigkeit des körperschallbasierten Verfahrens im Frontalcrash über der des verzögerungsbasierten Single-Point-Sensing liegt und mit dem Leistungsvermögen von Multi-Point-Sensing-Architekturen vergleichbar ist.

Die Fahrzeugstruktur fungiert als mechanischer Wellenleiter zwischen Quellzone und Messposition. Für die Absicherung des Systems wird daher ein neues Verfahren zur Untersuchung von Übertragungseigenschaften und Ermittlung von Schwachstellen betrachtet, das die Fahrzeugstruktur durch Kugelbeschuss breitbandig anregt. Der für aussagekräftige Analysen benötigte Anregungsverlauf ist messtechnisch nicht zugänglich und wird mit Hilfe einer inversen Methodik aus Referenz-Beschleunigungsantworten ermittelt. Hierbei zeigt sich die Nicht-Minimalphasigkeit des Körperschall-Übertragungsverhaltens.

Die Schallemissionscharakteristik im Crash hängt entscheidend von der Vorderwagenkonstruktion ab. Um diese Abhängigkeit zu minimieren, wird zusätzlich ein weiteres Verfahren betrachtet, das ein mechanisches Generatorelement in der Fahrzeugfront einsetzt, um die Karosserie mit einer deterministischen Kraftsequenz anzuregen. Neben der konstruktiven Unabhängigkeit besteht der Mehrwert in der Gewinnung der Kollisionsgeschwindigkeit zwischen den Crashpartnern. Diese Nutzinformation wird der generierten Anregungssequenz aufgeprägt und nach der Übertragung durch die Fahrzeugkarosserie aus dem gemessenen Körperschallsignal zur Verwendung in der Crashklassifikation extrahiert.

Abstract

This work deals with the development of new methods for an enhanced performance of frontal crash detection of vehicle safety systems by measuring structure-borne sound. The motivation for this work lays in social and political objectives that require a decisive reduction in the total number of road accidents through the implementation of new policies and procedures in order to increase vehicle safety.

Today's frontal crash detection is essentially based on the measurement of rigid body deceleration. For markets with higher requirements and for luxury class vehicles, relatively expensive and powerful multi-point-sensing architectures with early-crash sensors are applied in the front. Single-point-sensing systems by comparison need to get along with acceleration sensors in the airbag control unit. In some load-cases, these systems show ambiguities which can impede the optimal activation of restraint means.

In this work, an advanced method for classification using model-based linkage of crash deceleration and deformation is presented. The deformation information can be obtained by the airbag system from the captured high-frequency mechanical waves (structure-borne sound), which are caused by the deformation of structural components of the vehicle's front end. Following the identification of relevant vehicle components, several micro- and macro-mechanical effects of deformation are identified as sources of structure-borne sound emission and characterized. The resulting high-frequency mechanical waves are detected by a structure-borne sound sensor. A criterion based on the captured signals goes into the crash classification and supports the airbag system with the initiation of restraint means. It clearly shows that the performance of the structure-borne sound based procedure in frontal crash events exceeds that of the single-point-sensing and is comparable to the performance of multi-point-sensing architectures.

The vehicle structure acts as a mechanical waveguide between the source zone and measuring position. For the validation of the system a new procedure for the investigation of transmission properties is considered, which generates a broadband excitation of the vehicle structure by an air pressure based ball shot. The time response of excitation is required for meaningful analysis but is not accessible during measurement. The non-minimum phase characteristic of structure-borne sound transmission impedes the direct calculation. Therefore, the excitation force is calculated from reference acceleration responses by using an inverse method.

The structure-borne sound emission characteristics of the crash depends crucially on the front end design. To minimize this dependence, an additional method is considered, which uses a mechanical element in the front end to generate a deterministic excitation sequence. In addition to the structural independence, the collision velocity between the crash partners can be obtained. This useful information is impressed on the excitation sequence and can be extracted from the captured structure-borne sound signal for use in the crash classification.

Symbolverzeichnis

α	Deformationswinkel
α_1, α_2	normierte Rissgeschwindigkeit auf $c_1 = c_L$ und $c_2 = c_T$
α_f	Endwinkel einer Falte
α_K	materialabhängiger Formfaktor der <i>Herzschen</i> Pressung
α_m	mechanische Rezeptanz
η	Auslenkung der Transversalwelle
Γ	Gammafunktion
γ^2	Kohärenz
κ	Wärmekapazität
λ, μ	<i>Lamé</i> -Konstanten
μ_ψ	Ausflusszahl
ν	Querkontraktionszahl
ν_e	Ersatzquerkontraktion
ω	Kreisfrequenz
ω_0	Eigenkreisfrequenz
Ψ, Φ	Skalar- und Vektorpotenzialfeld der <i>Helmholz</i> schen Wellengleichung
ψ_s	Ausflussfunktion
ρ	Dichte
$\hat{\sigma}$	Impulsdruckspannung einer Impaktkugel
σ_G	Quetschgrenze
σ_{ij}, σ	Spannung tensoriell und eindimensional
σ_{knick}	Knickspannung des Euler-Biegebalkens
σ_{krit}	statische Stabilitätsgrenze der Kreiszyinderschale
τ	normierte Impaktgeschwindigkeit der Kreiszyinderschale
$\varepsilon_{ij}, \varepsilon$	tensorielle Verzerrungen und eindimensionale Dehnung
φ	Phase
φ_s	Geschwindigkeitsbeiwert
φ_{xy}	Kreuzkorrelierte
\bar{v}, \hat{v}	mittlere und maximale Geschwindigkeit der Luftströmung
ξ	Auslenkung der Longitudinalwelle
$\xi, \xi_{\text{St}}, \xi_{\text{Sch}}$	Selbstenergie pro Einheitslänge (Stufen- und Schraubenversetzung)
ζ, ζ_0	normierte Verschiebung und Startverschiebung der Kreiszyinderschale in Radialrichtung
\dot{a}	Verzögerungsänderung
A	Fläche
a	Verzögerung
A_c	Crashfläche
a_{ECU}	Schwingbeschleunigung der ECU

a_K	Kugelbeschleunigung
A_m	mechanische Inertanz
a_{\max}	maximale Verzögerung im Crashlastfall
A_q	Querschnittsfläche
a_s	Körperschallbeschleunigung normal zur Bauteiloberfläche
a_{shock}	Schwingeschleunigung des Schocksensors
a_{Si}	Schwingbeschleunigung des Körperschallsensors Si
a_x	Längsverzögerung
B	Biegesteife
b	<i>Burgers</i> -Vektor
B_B	Rissbreite
c	Federsteifigkeit, mittlere Steifigkeit
c'	Crashhärte
c_{AZT}, c_{ODB}	Crashsteifigkeit von ODB und AZT Crashlastfall
c_B	Biegewellengeschwindigkeit
C_K	Integrationskonstante
c_L	longitudinale Wellengeschwindigkeit
c_{LI}	longitudinale Wellengeschwindigkeit, einseitig begrenzt
c_{LII}	longitudinale Wellengeschwindigkeit, zweiseitig begrenzt
c_R	<i>Rayleigh</i> -Wellengeschwindigkeit
c_T	transversale Wellengeschwindigkeit
c_w	Strömungsbeiwert
D	Dämpfungsmaß des Biegebalkens
D_L	Longitudinale Steifigkeit des Materials
e, e_1, e_2	Rauschen
\dot{E}	potenzielle Leistung bei Risswachstum
E_e	Ersatzelastizitätsmodul
E_{ijkl}, E	Elastizitätstensor und E-Modul
f	Frequenz
$f_{1,S}$	erste Eigenfrequenz der Schraube
F	Kraft
\hat{F}	maximale Kugelkontaktkraft
$f_{A,O}, f_{A,U}$	Startfrequenzen des oberen und unteren Sweep
F_B	Kraft der ODB Barriere auf Fahrzeug
f_D	Differenzfrequenz zweier Sweepfunktionen
$f_{E,O}, f_{E,U}$	Endfrequenzen des oberen und unteren Sweep
\hat{F}_I	geschätzte Impulsanregungskraft
F_I	Impulsanregungskraft
$f_{ij}(\theta)$	Spannungsfunktion des Rissspitzenfelds
F_K	Kontaktkraft der <i>Herzschen</i> Pressung
F_{krit}	kritische Last des Biegebalkens
F_M	Modalhammerkraft
F_N	Normalkraft
f_O, f_U	Frequenzverlauf des Sinussweeps einer aktiven Körperschallerzeugung
$\Delta f_O, \Delta f_U$	Steigung des oberen und unteren Sweep einer aktiven Körperschallerzeugung

F_Q	Querkraft
\mathcal{G}	Energiefreisetzungsrate
G	Schubmodul
G_e	Ersatzschubmodul
H, \tilde{H}	Länge einer Faltbeule und relative Faltenlänge
H_0, H_1, H_2	Transferfunktionen nach Methode H_0, H_1 und H_2
h_1, h_2	Enthalpie
h, b, t	Höhe, Breite und Tiefe des Biegebalkens
H_F	Fahrzeugtransferfunktion
H_{Si}	Transferfunktion der Strukturantwort an Sensorposition i zur Anregung
i, λ	Trägheitsradius und Schlankheitsgrad des <i>Euler</i> -Biegebalkens
I_{yy}, I_{zz}	Flächenträgheitsmoment
\Im, \Re	Imaginär- und Realteil
K	Spannungsintensitätsfaktor der Bruchmechanik
\dot{K}	freigesetzte kinetische Leistung im Riss
K_I, K_{II}, K_{III}	Spannungsintensitätsfaktoren der Rissmoden I, II und III
k_i	Applikationsparameter
$K_{Ic}, K_{IIc}, K_{IIIc}$	Bruchzähigkeit der Rissmoden I, II und III
K_{Id}	Bruchzähigkeit bei dynamischer Belastung
$K_{ID}(t)$	zeitabhängige Spannungsintensität der Mode I bei dynamischer Belastung
k_m	dynamische Steifigkeit
l	Balkenlänge
l_{knick}	kritische Knicklänge des <i>Euler</i> -Biegebalkens
l_S	Schraubenlänge
M	Moment
m	Masse
m'	Masse pro Längeneinheit
M_b	Biegemoment
\dot{m}_L	Luftmassendurchsatz
m_K	Kugelmasse
m_m	dynamische Masse
n_B, m_B	Beulmoden
P	Leistung
p	Momentanleistung
P^*	freiwerdende kinetische Leistung bei dynamischer Bruchausbreitung
p_1, p_2	Druck in Luftströmung
p_∞	Umgebungsdruck
\bar{P}_S	Erwartungswert der freigesetzten Körperschalleistung
P_S	freigesetzte Körperschalleistung
$P_{S,\text{Anprall}}$	Körperschalleistung durch den Anprall
$P_{S,\text{Beulung}}$	freigesetzte Körperschalleistung durch Faltbeulprozess
$P_{S,\text{ges}}$	gesamte, in das Fahrzeug eingebrachte Körperschalleistung
$P_{S,\text{Riss}}$	Körperschalleistung durch Risswachstum
$P_{S,\text{Vers}}$	Körperschalleistung durch Versetzungsbewegungen
q	Anzahl der Messungen

R	Abstand zwischen Versetzung und Spannungswirkung
r, θ	Zylinderkoordinaten
$r_F(\alpha)$	Faltradius
r_K	Kugelradius
R_w	kleinster Wirkradius
S	Schallenergiedichte
$s_{0\mu}$	Nullstelle
s_A	Ausbreitungsstrecke
s_e^2	empirische Varianz
S_{ii}, S_{jj}	Autoleistungsdichtespektren
S_{ij}, S_{ji}	Kreuzleistungsdichtespektren
$s_{\infty v}$	Polstelle
S_K, β_K	Geometriefaktoren der Kreiszyinderschale
s_w	Wandstärke des Rohres
t	Zeit
T_D	Verzögerungszeit
T_I	Kontaktzeit
u, v, w	Verschiebungen
V	Volumen
v	Geschwindigkeit
v_0	Initialgeschwindigkeit
v_{defo}	Deformationsgeschwindigkeit
Δv	Geschwindigkeitsabbau
\dot{V}	Volumendeformationsrate
v_E	Eigengeschwindigkeit des Fahrzeugs
v_H	Geschwindigkeit des bewegten Hindernisses
v_K	Kugelgeschwindigkeit
v_r	Relativgeschwindigkeit zwischen Hindernis und Fahrzeug, Kollisionsgeschwindigkeit
v_s	Schall- bzw. Schwingschnelle
v_{vers}	Geschwindigkeit der Versetzungsbewegung
W	Energie
w_B	Bauteilbreite
$w(x)$	Balkendurchbiegung
x, y, z	kartesische Koordinaten
$X_{AD}(\omega)$	Spektrum der äquidistanten Impulsfolge
x_D	Deformationsweg, Eindringtiefe
$x_{D\text{max}}$	maximale Eindringtiefe im Crashlastfall
x_K	Kugeleindringtiefe
$X_{NAD}(\omega)$	Spektrum der nicht-äquidistanten Impulsfolge
$X(\omega), Y(\omega)$	Systemein- und Ausgangsgröße
$x_O(t), x_U(t)$	Geometriefunktionen des Sinussweeps
\dot{x}_R	Risswachstumsgeschwindigkeit
x_R	Risslänge
x_s	Schwingweg
Y_m	mechanische Admittanz
Z_m	mechanische Impedanz

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	vii
1 Einleitung	1
1.1 Verkehrsgeschehen aus Sicht der Fahrzeugsicherheit	1
1.2 Zur Entwicklung der Fahrzeugsicherheit	2
1.3 Anwendungen der Körperschallmessung	4
1.4 Zielsetzung der Arbeit	5
1.5 Vorgehensweise	5
2 Modellvorstellung für die Crasherkenung	7
2.1 Grenzen herkömmlicher Systeme	7
2.2 Crashmodell für die Längsverzögerung	10
2.3 Informationsgehalt der Verzögerung	12
2.4 Modellbasiertes Kriterium zur Crasherkenung	13
2.4.1 Verformung und Verzögerung – Härte eines Crashes	13
2.4.2 Crasheschwere und Auslösekriterien	14
3 Körperschallanregung im Fahrzeugcrash	19
3.1 Grundidee	19
3.2 Mikromechanische Effekte	23
3.2.1 Lineare Elastizitätstheorie	24
3.2.2 Spannungs- und Verzerrungsfelder von Versetzungen	25
3.2.3 Versetzungsbewegung	26
3.2.4 Energiebetrachtung	26
3.3 Rissbildung	28
3.3.1 Bruchmechanik	28
3.3.2 Linear-elastische Bruchmechanik	29
3.3.3 Dynamische Bruchmechanik	30
3.4 Körperschallentstehung im Zugversuch	33
3.4.1 Vorgehensweise und Aufbau	33
3.4.2 Bestimmung der Leistung	35
3.4.3 Ermittlung der Maschinengeräusche	36
3.4.4 Auswertung der Körperschallfreisetzung	37
3.4.5 Versetzungsbewegung	38
3.4.6 Rissbildung	39
3.4.7 Vergleich der untersuchten Materialien	40
3.5 Crashsimulation	41
3.6 Makroskopisches Verhalten der Fahrzeugstruktur	44
3.6.1 Knickstabilität	45
3.6.2 Faltbeulen	48
3.6.3 Idealisierte Kraft und Beulfrequenz	52
3.7 Körperschallentstehung im Rollbockversuch	53

3.8	Körperschallbasierte Klassifikationsunterstützung	55
3.8.1	Zusammenführung der Modellvorstellung zur Körperschallentstehung	55
3.8.2	Sensorkonzept für den Serieneinsatz	57
3.8.3	Überprüfung mit Crashdaten	57
4	Körperschallübertragung	61
4.1	Grundlagen	62
4.1.1	Ausbreitung mechanischer Wellen	62
4.1.1.1	Longitudinalwellen	62
4.1.1.2	Transversalwellen	63
4.1.1.3	Biegewellen	64
4.1.1.4	Repräsentation des Systemverhaltens	64
4.1.2	Bestimmung von Transfereigenschaften	65
4.2	Körperschallausbreitung in der Fahrzeugstruktur	68
4.3	Verfahren zur Fahrzeugstrukturuntersuchung	69
4.4	Rückgewinnung der Anregung	76
4.4.1	Invertierbarkeit bei ungestörter Wellenausbreitung	76
4.4.2	Invertierbarkeit bei Übertragungssystemen mit Eigenverhalten . . .	77
4.4.2.1	Stabilitätsbetrachtung im ungedämpften Fall	79
4.4.2.2	Stabilitätsbetrachtung im bedämpften Fall	81
4.4.3	Kraftrückgewinnung mit einem Struktursensor	82
4.4.4	Kraftrückgewinnung mit zwei Struktursensoren	85
4.5	Anwendung im Versuch	87
5	Deterministische Körperschallerzeugung zur Crasherkenntung	89
5.1	Grundgedanke	89
5.2	Konzept der breitbandigen Anregung	91
5.2.1	Idealtypische breitbandige Anregung	92
5.2.2	Übertragungsverfahren	93
5.2.3	Verifikation im Versuchsaufbau	94
5.3	Konzept der schmalbandigen Anregung	95
5.4	Merkmalsgewinnung	99
5.4.1	Auswertung durch Energievergleich	99
5.4.2	Auswertung durch Nutzung der Phaseninformation der Anregung	100
5.4.3	Auswertung mit Frequenz-Amplituden-Transformation	100
6	Zusammenfassung und Ausblick	103
	Literaturverzeichnis	107

1 Einleitung

1.1 Verkehrsgeschehen aus Sicht der Fahrzeugsicherheit

Die Zahl der Verletzten und Getöteten im Straßenverkehr geht nach *Walter* [110] in den letzten Jahrzehnten stetig zurück (Abbildung 1.1). Diese positive Entwicklung wird nach *Seiffert* [93] durch mehrere Faktoren bedingt: Zunächst erhalten potenzielle Käufer durch Verbraucherorganisationen, beispielsweise das *European New Car Assessment Programme (Euro NCAP)* oder Versicherungsinstitutionen wie der *IIHS* (vgl. zum Beispiel [66]) eingehendere Informationen zur Sicherheit von neu eingeführten Fahrzeugen und werden dadurch bei der Kaufentscheidung sensibilisiert. Des Weiteren werden die Anforderungen durch Gesetzgebung und Produkthaftung kontinuierlich erhöht, was stetige Innovationen seitens der Hersteller verlangt und zu einer ständigen Verbesserung der Fahrzeugsicherheit seit Einführung der Passiven und der Aktiven Sicherheitssysteme geführt hat. Weiter wurde, teilweise begründet durch die vorgenannten Faktoren, die Fahrzeugsicherheit durch die Fahrzeughersteller zum Wettbewerbsfaktor erhoben. Durch Verbesserungen in der Infrastruktur und Verschärfung der auf das Fahrverhalten bezogenen Gesetzgebung ergaben sich schließlich nachhaltig positive Entwicklungen [99].

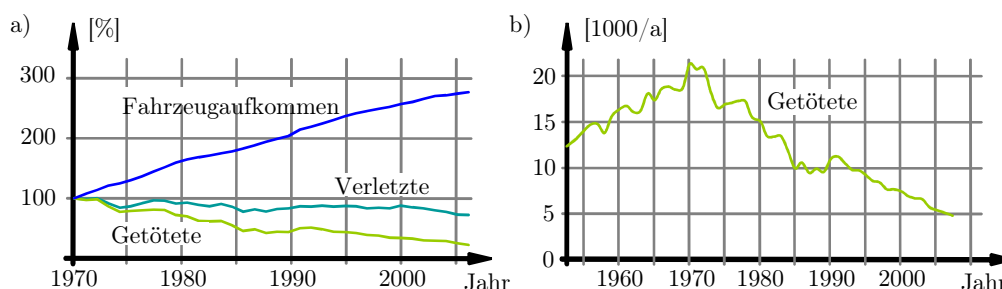


Abbildung 1.1: Entwicklung von Fahrzeugaufkommen und Zahl der Verletzten und Getöteten in Deutschland (1970 \equiv 100%). Die positive Entwicklung ist auf das ständig steigende Sicherheitsniveau der Fahrzeuge zurückzuführen [110]

Im Jahr 2001 hatte sich die Europäische Kommission zum Ziel gesetzt, die Zahl der Verkehrstoten bis 2010 um 50% zu reduzieren [23, 106]. Trotzdem sind im Jahr 2006 rund 43.000 Menschen auf europäischen Straßen tödlich verunglückt [96]. Dies entspricht einem Rückgang von lediglich 20 Prozent gegenüber 2001, sodass die Realität vom angestrebten Fernziel *Vision Zero*, der qualitativen Zieldefinition von Null Verkehrstoten, noch weit entfernt ist. Alleine in Deutschland sterben täglich 14 Menschen durch Verkehrsunfälle [110]. Darin gründet sich die Notwendigkeit für die weitere Verbesserung der Fahrzeugsicherheit.

1.2 Zur Entwicklung der Fahrzeugsicherheit

Mit der allgemeinen Zielsetzung, die Zahl der Verkehrstoten zu senken, sind erste wissenschaftliche Aktivitäten zur Verminderung der Risiken erstmals um die Mitte des 20. Jahrhunderts auszumachen. Erste, zunächst passive Maßnahmen beschränkten sich auf konstruktive Aspekte, um den Insassen in einer Crashsituation nicht lebensgefährlich zu verletzen, beispielsweise durch die Entschärfung harter Kanten [108].

Das Gebiet Fahrzeugsicherheit teilt sich heute in die Aktive und die Passive Sicherheit. Erstere dient vornehmlich der Vermeidung von Unfällen. Zeitlich ist sie in kritischen Fahrsituationen noch vor dem eigentlichen Unfallereignis angesiedelt (Abbildung 1.2). Beispiele für etablierte Systeme der Aktiven Sicherheit sind das Antiblockiersystem (ABS) sowie das Elektronische Stabilitätsprogramm (ESP). Daneben profitieren einige neuere Systeme aus der Entwicklung geeigneter Umfeldsensoren in dem Bereich der komforterhöhenden Fahrerassistenzsysteme [72, 48]. Als Beispiel sei hier die Kollisionsvermeidung durch autonomes Bremsen oder Ausweichen genannt. Ist ein Aufprall nicht mehr zu vermeiden, ist es Aufgabe der Passiven Sicherheitssysteme, die resultierenden Folgen zu mildern.

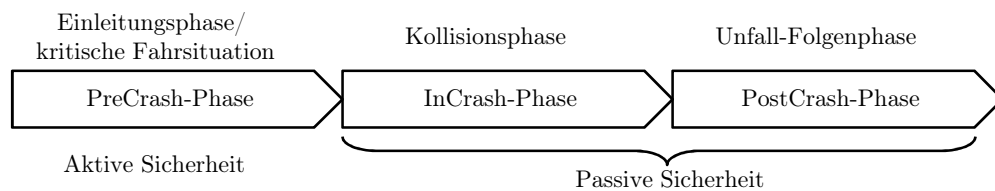


Abbildung 1.2: Zeitliche Aufteilung des Unfallhergangs in drei Phasen

Im Bereich der Passiven Sicherheit gehen wesentliche Arbeiten auf *Bela Barényi* zurück [6, 75]. Dieser entwickelte in den Dreißigerjahren das Konzept, das Fahrzeug in drei Bereiche unterschiedlicher Steifigkeit auszuführen (Abbildung 1.3). Dabei kommt der Fahrzeugstruktur die Aufgabe der Minimierung der möglichen Aufprallfolgen zu, indem der Abbau der gesamten Bewegungsenergie im Aufprall durch kontrollierte Deformation erfolgt.

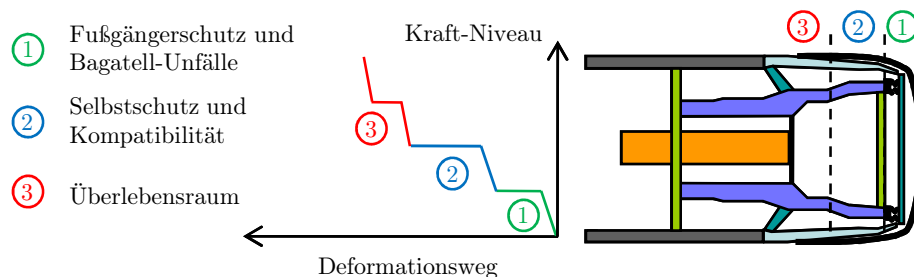


Abbildung 1.3: Deformationszonen und Kraftniveaus am PKW-Frontend

Fahrzeugfront und Heckpartie werden daher deformierbar ausgelegt (*Knautschzone*), während die Fahrgastzelle starr sein soll, um den Überlebensraum für die Insassen sicherzustellen. Die technische Umsetzung der Passiven Sicherheit bzw. des Barényi-Konzepts finden sich heute in jedem Pkw. Dazu zählt vor allem die Rahmenkonstruktion aus Längsträger, Schwellern und Mitteltunnel.

Mit der Einführung des Sicherheitsgurtes und insbesondere mit der Erhebung von Bußgeldern bei Verletzung der neu eingeführten Gurtpflicht ab 1972 konnte erstmals in der Geschichte des Automobils der jährliche Anstieg der Todesopfer gestoppt werden (Abbildung 1.1). Es zeigte sich, dass Rückhaltesysteme ein hohes Rettungspotenzial aufweisen. Aus der militärischen Luftfahrt stammt der Vorschlag, aufblasbare Luftsäcke zu verwenden. Nach elfjähriger Entwicklung ging der erste Airbag 1972 in einem Fahrzeug der Firma GM in Serie [16].

1949	gepolstertes Armaturenbrett, Ford
1950	Sicherheitsgurt, Ford
1951	Knautschzone und steife Fahrgastzelle, Mercedes Benz
1959	Dreipunkt-Sicherheitsgurt Front, Volvo
1967	Kopfstützen, Chrysler
1972	Airbag, GM
1975	passives Gurtsystem
1978	elektronisches ABS, Mercedes Benz und BMW
1981	Airbag kombiniert mit Gurtstraffern, Mercedes Benz
1985	beidseitige Airbags, Mercedes Benz
1986	Sicherheits-Lenksäule, Audi
1994	<i>micro-machined</i> Beschleunigungssensor zur Crasherkenkung, SAAB
1995	Sitzintegrierter Seitenairbag, Volvo
1996	Insassenerkennung, BMW
1997	Kopfairbag, BMW und Volvo
1995	Elektronisches Stabilitätsregelung, Mercedes Benz

Tabelle 1.1: Ausgewählte Meilensteine der Fahrzeugsicherheit [16]

Bezüglich der Aktivierung der Insassenschutzeinrichtungen wird zwischen Frontal-, Heck- und Seitencrash sowie dem Überschlagen des Fahrzeugs unterschieden [56, 79]. Airbags und Gurtstraffer haben dabei die Aufgabe, die Insassen vor dem Aufprall auf Fahrzeugkomponenten im Innenraum zu schützen und die biomechanische Belastung zu verringern. Bei Erkennung eines für die Insassen gefährlichen Unfalls werden lastfallselektiv die zur Verfügung stehenden Rückhaltmittel sequenziell aktiviert. Zunächst werden die Gurtstraffer ausgelöst, um die Gurtlose zu verringern und die Vorverlagerung des Insassen abzuschwächen. Danach werden die Airbags in u.U. mehreren Stufen gezündet. Dadurch wird ein Kissen aus Kunstfasergewebe in ca. 30 ms durch einen Treibsatz (Gasgenerator) mit einem nicht-toxischen Gas gefüllt [14]. Teilweise werden auch Hybridgasgeneratoren mit zusätzlicher Druckgasflasche eingesetzt. Beim Kontakt des Insassen mit dem gefüllten Luftsack entweicht das Gas und seine Bewegungsenergie wird kontrolliert abgebaut.

Die Rückhaltesysteme müssen aufgrund der fortschreitenden Insassenvorverlagerung und der langen Verzögerungszeit für die Airbagentfaltung möglichst früh ausgelöst werden (im Frontalcrash je nach Lastfall ca. 10-40 ms), lange bevor Insassen den Aufprall spüren. Erfolgt die Aktivierung rechtzeitig, wird der Insasse aufgefangen, um die auf ihn wirkende Beschleunigung zu reduzieren, die bei einem Unfall bis zu 40 g betragen kann.

Nachdem anfänglich elektromechanische Elemente für die Auslösung eingesetzt wurden, steuert das Airbagsystem die Rückhaltmittel heute durch Ermittlung von Schwere und Typ des Unfalles auf Basis der Fahrzeugverzögerung [55]. Diese verzögerungsbasierte Crashdiskriminierung wird jedoch entscheidend erschwert, da sich in einigen Fällen die

Verzögerung in der relevanten Frühphase des Crashes bei leichten Unfällen kaum von schwereren Unfällen unterscheidet. Durch die Erweiterung hin zu umfangreicheren Crash-sensorarchitekturen lässt sich die Problematik mindern, jedoch ergibt sich damit der Zielkonflikt zwischen Leistungsfähigkeit und Kosten eines solchen Systems [28, 109]. Dies bedingt die Notwendigkeit für neue, kosteneffiziente Ansätze und Lösungen zur Crash-sensierung.

Aktive Systeme mit hohem Potenzial, die mit Hilfe von Umgebungssensoren zusätzliche Sicherheitsfunktionen, beispielsweise Kollisionsvermeidung durch autonomes Bremsen oder Ausweichen realisieren, stehen aktuell im Fokus von Forschung und Entwicklung. Vereinzelt sind solche Systeme mit verringertem Leistungsumfang, beispielsweise der Beschränkung des Arbeitsbereiches auf ein bestimmtes Geschwindigkeitsfenster, seit kurzem bereits im Serieneinsatz. Diese Systeme erscheinen geeignet, die Zahl der Toten und Verletzten im Straßenverkehr weiter zu reduzieren. Jedoch wird der für eine merkliche Verbesserung der Situation erforderliche breite Einsatz in den nächsten Jahren vor allem in niedrigeren Fahrzeugsegmenten noch nicht erreicht werden können. Für die weitere Erhöhung des Insassenschutzes ist daher neben der Einführung von erweiterten Aktiven Sicherheitssystemen auch eine Verbesserung der Passiven Sicherheit notwendig. Es werden neue Verfahren zur Steigerung der Leistungsfähigkeit der Crasherkenkung heutiger Airbagsysteme benötigt, wofür die vorliegende Arbeit einen Beitrag leistet.

1.3 Anwendungen der Körperschallmessung

Aus unterschiedlichen Disziplinen sind, teilweise bereits seit mehreren Jahrzehnten, verschiedenste Anwendungen der Körperschallmessung bekannt. Im Bereich der Zustandsüberwachung und Maschinendiagnose kann beispielsweise von der Eigenfrequenzänderung an Drehmaschinen auf den Werkzeugverschleiß geschlossen werden [13]. Lagerschäden an rotierenden Maschinen bewirken veränderte Schwingungsanregungen und können so durch Körperschallauswertung erkannt werden [52, 20]. Bei der Herstellung von Tiefziehteilen lässt sich die transiente Anregung bei der Ausbreitung von Rissen für die Erkennung schadhafter Teile verwenden [40].

Die Schallemissionsanalyse wird beispielsweise genutzt, um strukturelles Versagen an Brücken oder anderen Bauwerken durch Online-Messungen vorherzusagen [36, 81], Mikrorisse und Ermüdungserscheinungen bei der Prüfung von Drucktanks zu detektieren [83] oder mikromechanische Effekte, wie zum Beispiel die Martensitische Umwandlung in kristallinen Materialproben, nachzuweisen [105].

In der Medizin wurde die Anwendbarkeit der Körperschallmessung als Diagnostikmethode für den Verschleiß von Kniegelenken untersucht [70]. Gegenwärtig rücken die Diagnose der Mikroseparation von Hüft-Endoprothesen, welche auf erhöhten Gelenkverschleiß hinweist, sowie die Klärung der Quellmechanismen gelenkinduzierter Quietschgeräusche, mit dem am menschlichen Körper aufgenommenen, hochfrequenten Schwingungssignalen in den Fokus wissenschaftlicher Arbeiten [35].

In Kraftfahrzeugen wird die Klopfertennung von Verbrennungsmotoren durch Körperschallmessung realisiert [88, 29, 31]. Auch weitergehende Anwendungen in der Motorüberwachung und -Diagnose wurden, beispielsweise von *Steel* und *Reuben* [97], untersucht. Angesichts dieser Fülle von Anwendungen liegt es nahe, die Anwendbarkeit der Körperschallmessung auch für die Crasherkenkung zu betrachten.

1.4 Zielsetzung der Arbeit

Begründet durch die einleitende Darstellung liegt die Zielsetzung der Arbeit in der Entwicklung von Verfahren zur Crasherkenkung mittels Körperschallmessung. Dabei liegt das Augenmerk auf der Verbesserung der Diskriminierung jener Lastfälle, die heute aufgrund von Zielkonflikten eine Herausforderung für das Airbagsystem darstellen.

Wesentliche Ziele:

- Die Entwicklung eines Verfahrens zur verbesserten Schätzung der Crasheschwere auf Basis der Körperschallemissionen, die während der Deformation der Fahrzeugkomponenten in der Vorderwagenstruktur entstehen. Dies beinhaltet die Identifikation und Beschreibung der relevanten körperschallmittlerenden Mechanismen im Frontalcrash, die Entwicklung eines Algorithmus zur Extraktion geeigneter Merkmale für die Verwendung in der Crasherkenkung sowie die Betrachtung der Einflussfaktoren für die Absicherung eines Serieneinsatzes und deren Berücksichtigung zur Erlangung eines robusten Verfahrens.
- Die Entwicklung einer Methodik zur Untersuchung der Übertragungseigenschaften von Fahrzeugen im Rahmen der Absicherung des Serieneinsatzes von körperschallbasierten Verfahren zur Unterstützung der Crasherkenkung.
- Die Entwicklung eines Verfahrens zur Gewinnung von Merkmalen für die Verbesserung der Crasheschwereschätzung in frontalen Lastfällen auf Basis der Auswertung einer fahrzeugeigenstrukturunabhängigen, deterministischen Anregungssequenz, erzeugt durch ein mechanisches Generatorelement in der Fahrzeugvorderwagenstruktur.

1.5 Vorgehensweise

Die weiteren Kapitel dieser Arbeit gliedern sich wie folgt:

Kapitel zwei stellt die Anforderungen an Insassenschutzsysteme dar. Die Grenzen der konventionellen, verzögerungsbasierten Frontalcrasherkenkung werden aufgezeigt. Anhand eines allgemeinen Modells für den Fahrzeugcrash werden die Einflussfaktoren auf die Fahrzeugverzögerung und die Ursachen der Mehrdeutigkeit bei einigen Lastfällen in der Crasherkenkung mit *Single-Point-Sensing*-Architekturen dargestellt. Durch die Entwicklung einer erweiterten Modellvorstellung unter Einbeziehung der Deformation als zusätzliche Größe lässt sich die Mehrdeutigkeit auflösen. Crasheschwere- und Auslösekriterien werden entwickelt, womit die eindeutige Trennbarkeit der kritischen Lastfälle gegeben ist.

Das dritte Kapitel beschäftigt sich nach einer Analyse des Deformationsprozesses mit den relevanten Quellmechanismen der Körperschallentstehung. Dabei werden mikroskopische Effekte wie Versetzungsbewegungen sowie die makroskopischen Effekte Bauteilversagen und Rissbildung näher betrachtet. Die Nutzbarkeit der Körperschallemission zur Gewinnung von Deformationsinformationen für das in Kapitel zwei entwickelte Kriterium zur Crasherkenkung wird untersucht. Die Körperschallmessung wird in das Kriterium integriert und dessen Leistungsfähigkeit zur Verbesserung von *Single-Point-Sensing*-Systemen nachgewiesen.

Das vierte Kapitel stellt ein neues Verfahren zur Bestimmung der Transfereigenschaften von Fahrzeugen mittels Kugelbeschuss durch den Impulsgenerator vor. Zur Ermittlung und Bewertung der Übertragungscharakteristik ist neben der gemessenen Antwort der Struktur auch die Kenntnis der Strukturangeregung notwendig. Diese ist messtechnisch nicht direkt zugänglich und wird über inverse Methoden aus Struktursensorantworten mittels a priori bekannten Teiltransferfunktionen zurückgewonnen. Eine Fahrzeugplattform wird mit dem Verfahren untersucht und diskutiert.

In Kapitel fünf erfolgt der Übergang zur aktiven Körperschallerzeugung. Die Motivation hierfür ist durch die Notwendigkeit gegeben, für eine effizientere Adaption der körperschallbasierten Crasherkenntnis an neue Fahrzeuge unabhängiger von den Struktureinflüssen auf Entstehung und Übertragung von Körperschall zu werden. Nicht die durch die Fahrzeugstruktur gegebenen Emissionen werden zur Auswertung herangezogen, vielmehr wird ein zusätzliches mechanisches Generatorelement in den Fahrzeugvorderwagen eingebracht, welches deterministisch eine kollisionsgeschwindigkeitsabhängige Körperschallsequenz emittiert. Nach der Anforderungsdefinition erfolgt eine Betrachtung mehrerer Konzepte für Anregung und Übertragung sowie die Entwicklung von Auswerteverfahren zur Gewinnung von kollisionsgeschwindigkeitsproportionalen Kriterien.

Kapitel sechs bildet mit Zusammenfassung und Ausblick den Abschluss der Arbeit.

2 Modellvorstellung für die Crasherkenkung

Das vorliegende Kapitel beschreibt zunächst die heutige Crasherkenkung auf Basis der Verzögerungsmessung. Anhand eines Modells für die Verzögerung wird die nur schwer zu erreichende Unterscheidbarkeit kritischer Testfälle dargelegt. Dabei zeigt sich die Ursache der Mehrdeutigkeit in den Parametern mittlere Initialsteifigkeit und Geschwindigkeit. Eine Erweiterung des Modells macht die Notwendigkeit der Kenntnis der Volumendeformationsrate als eine zusätzliche, in Kombination mit der Fahrzeugbeschleunigung die Crashschwere beschreibende Größe deutlich. Ein ergänzendes Verfahren zur Unterstützung der Klassifikation des Frontalaufpralls unter Kombination von Fahrzeugdeformation und Längsbeschleunigung wird dargestellt. Dies bildet die Motivation und den Angriffspunkt für die Körperschallmessung als Methode zur Gewinnung der benötigten Deformationsinformation.

2.1 Grenzen herkömmlicher Systeme

Seit der Verwendung von Airbagsystemen in den frühen 80er Jahren wurden verschiedene Technologien zur Crasherkenkung eingeführt. In den meisten Fahrzeugen wurde der Airbag durch verteilte Sensoren ausgelöst. In der Fahrzeugfront befanden sich hierzu mehrere mechanische Crashsensoren [17]. Diese waren weit vorne in der Crashzone positioniert und konnten so auf plötzlich auftretende Verzögerung und Deformation in einem Frontalaufprall reagieren und die Rückhaltesysteme auslösen. Airbagsysteme bestehen heute aus einer Reihe von elektronischen Sensoren, um den Crash zu erfassen, der zentralen Elektronikeinheit (ECU) sowie einer Anzahl von Aktoren (Airbags, Gurtstraffer etc.). Die Sensoren erfassen dabei für die Frontalcrasherkenkung den Verlauf der Längsverzögerung. Als Sensorprinzip dient hierbei gewöhnlich die kapazitive Beschleunigungsmessung, realisiert in oberflächenmikromechanischer Technologie [7]. Der prinzipielle Aufbau eines Airbagsystems ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

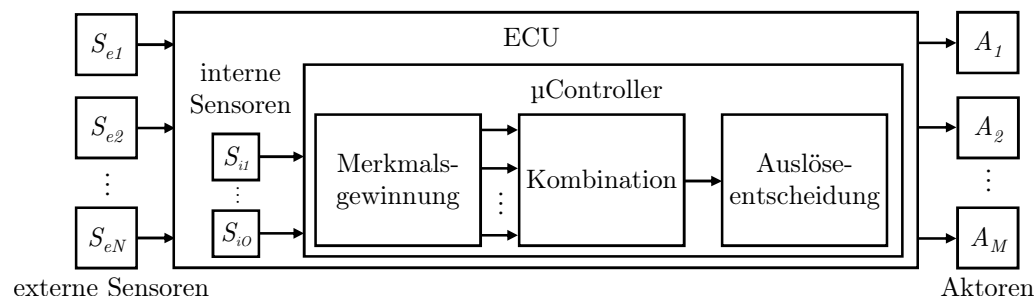


Abbildung 2.1: Prinzipstruktur eines Airbagsystems, bestehend aus internen oder peripheren Sensoren, der ECU sowie einer Reihe von Aktoren

In den frühen 90er Jahren wurde vornehmlich in europäischen Fahrzeugen ein einzelner elektronischer Sensor im Passagierraum verwendet. Die Entscheidung zur Zündung eines Rückhaltemittels wurde im Airbag-Steuergerät von einem mathematischen Algorithmus gefällt, der das Verzögerungssignal vom Sensor im Passagierraum verarbeitete. Da zur Erfüllung der Anforderungen bei Frontalcrashes neben dem Sensor in der ECU kein weiterer peripherer Sensor notwendig war, spricht man von einer *Single-Point-Sensing*-Architektur. Am Ende des letzten Jahrzehnts wurden im Zuge der steigenden Anforderungen an den Insassenschutz schließlich sog. *Smart Airbag Systeme* eingeführt, deren Aktuatoren mehrere Auslösestufen besitzen [33]. Die Rückhaltemittel konnten auf die Schwere des Crashes angepasst werden. Diese neue Funktionalität der Airbagmodule sowie Fortschritte in der Crashtechnik brachten neue Anforderungen für die Sensorarchitektur zur Crashererkennung mit sich. Die Steuerung der Aktoren erfordert die Unterscheidung verschiedener Crashesituationen und die Ermittlung der Schwere des Crashes. Generell werden heute frontale Lastsituationen mit ganzer oder teilweiser Überdeckung, der Winkel, in dem das Hindernis zur Längsachse des Fahrzeugs steht, sowie weiche und harte Hindernisse unterschieden. Die einzelnen Testsituationen sind definiert durch die Gesetzgebung (z.B. FMVSS, EEVC), Verbraucherorganisationen (z.B. EuroNCAP, US-NCAP) und Versicherungsinstitutionen (z.B. AZT, IIHS). Als Konsequenz wurden die Systeme um ausgelagerte Sensoren (Satelliten) erweitert.

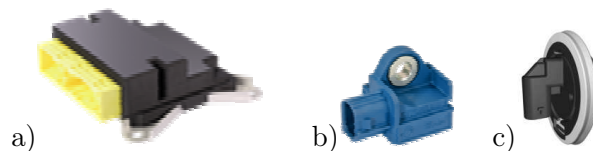


Abbildung 2.2: a) Airbag-Steuergerät (ECU) b) Beschleunigungssatellit (ECS) c) Drucksatellit nach *Continental*

Die Satelliten des verteilten Systems übermitteln die zum Teil vorverarbeiteten Messgrößen von der Fahrzeugfront und den Seiten an die Airbag-ECU. Der Algorithmus verarbeitet die Sensorinformationen und berechnet daraus die Zündentscheidung. Um die heutigen Anforderungen an die Frontalcrashererkennung optimal zu bewältigen, sind viele Fahrzeuge mit zwei sog. *Early Crash Sensors (ECS)*, Beschleunigungssatelliten in der Fahrzeugfront, ausgestattet. Abbildung 2.3 stellt eine solche Sensorarchitektur von heute üblichen Systemen mit *ECS* in der Fahrzeugfront für die frühzeitige Erkennung frontaler Crashesituationen sowie seitlichen Beschleunigungs- und Drucksatelliten zur Abdeckung von Seitenlastfällen dar.

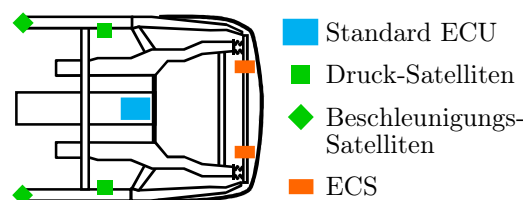


Abbildung 2.3: Beispiel für eine heute übliche konventionelle Sensorarchitektur eines Airbagsystems

Die Erfahrungen mit ECS-Systemen der letzten Jahre haben gezeigt, dass die Performance stark von der Position der Satelliten und dem Packaging abhängt [101]. Um die richtige

Platzierung der Satelliten in der Crashzone sicherzustellen, ist relativ hoher Aufwand bereits in einer frühen Entwicklungsphase des Fahrzeugs notwendig. Es müssen Techniken der FEM Simulation herangezogen werden, um die richtige Position in der Crashzone zu finden und die resultierende Performance abzuschätzen. Aus Kostengründen ist daher eine Lösung ohne ECS wünschenswert, die für die Frontalerkennung mit einer zentralen Sensorposition in der ECU auskommt.

Da der Kostenfaktor im Fahrzeugsektor eine wesentliche Rolle spielt, werden die ECS-gestützten, sog. *Multi-Point-Sensing-Systeme* vornehmlich für Absatzmärkte mit erhöhten Anforderungen, beispielsweise im US-amerikanischen Raum, eingesetzt. Vor allem Kleinwagen und Fahrzeuge der Mittelklasse müssen für den Europäischen Markt mit der *Single-Point-Sensing-Architektur* auskommen, bei der für die Frontalcrashererkennung nur die Sensoren in der ECU zur Verfügung stehen. Hierbei treten immer noch Probleme bei einigen Crashlastfällen auf, die mit der Messung an einer einzelnen Position im Fahrzeug nur sehr schwer in den geforderten zeitlichen Grenzen zu erkennen sind [61].

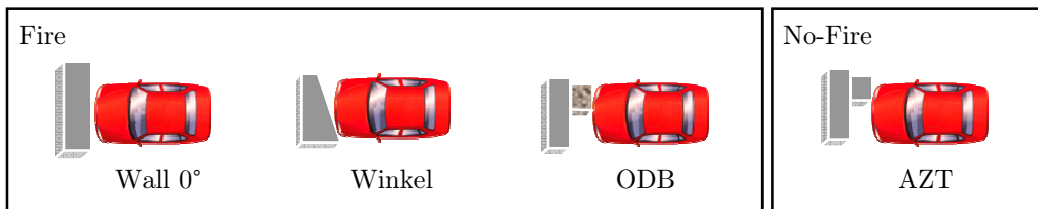


Abbildung 2.4: Ausgewählte Crashkonfigurationen

Zur Bewertung des Insassenschutzes eines Fahrzeuges werden von Gesetzgebung, Verbraucherorganisationen und Versicherungen konkrete Anforderungen gestellt, deren Einhaltung mit Hilfe definierter Testszenarien überprüft wird. Als Beispiel sei der Euro NCAP-Test genannt, bei dem ein Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 64 km/h auf eine zunächst weiche Barriere vor einer harten Wand trifft. Bei diesem auch als Offset-Deformable-Barrier (*ODB*, Abbildung 2.4) bekannten Lastfall müssen die Rückhalte-mittel innerhalb der ersten 20 ms gezündet werden. Dagegen trifft beim *AZT* (Allianz Zentrum für Technik - Versicherungstest) das Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von lediglich 16 km/h auf eine feste Barriere. Schutzeinrichtungen dürfen nicht ausgelöst werden, da aufgrund der niedrigen Geschwindigkeit kein Verletzungsrisiko für die Insassen besteht. Ein frontaler Aufprall mit voller Überdeckung gegen ein festes Hindernis (z.B. US NCAP, Abbildung 2.4 Wall 0°) belastet das komplette Frontend. Da beide Längsträger des Fahrzeugrahmens beteiligt sind, kann auch bei geringen Geschwindigkeiten, bei denen nur geringe Deformation auftritt, eine sehr schnelle Verzögerung des ganzen Fahrzeugs, einschließlich des Passagierraums, beobachtet werden. Ein Aufprall gegen ein zunächst weiches Hindernis (z.B. Euro NCAP) wird das Fahrzeug auch bei hohen Geschwindigkeiten nur vergleichsweise langsam verzögern, da nur ein Längsträger am Vorgang beteiligt ist. Die Deformation in diesem Fall ist jedoch signifikant höher.

Diese Situationen zeigen deutlich, dass es keinen einfachen Zusammenhang zwischen der Deformationsgeschwindigkeit, die einen wesentlichen Faktor zur Crasheschwere darstellt, und dem gemessenen Geschwindigkeitsabbau in der Anfangsphase eines Crashes gibt (Abbildung 2.5). Es ist ersichtlich, dass die Testfälle mit einem eingangs beschriebenen beschleunigungs-basierten *Single-Point-System* (ECU-X) nur sehr schwer unterscheidbar sind. Das ECS-Signal der getroffenen Seite zeigt hingegen die eindeutige Trennbarkeit der Crashlastfälle nach ca. 30 ms.

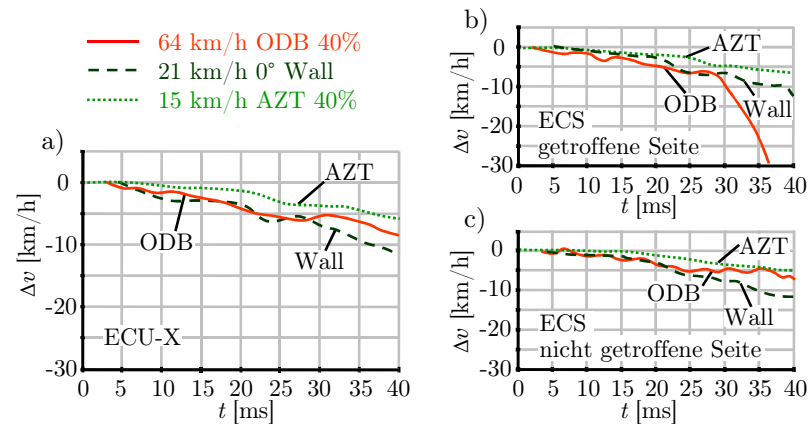


Abbildung 2.5: Geschwindigkeitsabbau Δv aus den Sensorpositionen: a) Airbag-Steuergerät, b) ECS getroffene Seite und c) ECS nicht getroffene Seite

2.2 Crashmodell für die Längsverzögerung

Das Problem soll durch die Abhängigkeit der Längsverzögerung von einzelnen Parametern im Folgenden näher betrachtet werden. Dazu ist eine Modellvorstellung für den frontalen Crashvorgang notwendig. In der Literatur finden sich hierzu beispielsweise in *Huang* [45] Ansätze, um mit Hilfe von teilweise sehr komplexen Simulationsmodellen der Mehrkörperdynamik das Verhalten von Fahrzeug bzw. Fahrzeugkomponenten und Insassen zu beschreiben. Deren Anwendung ist hier jedoch nicht zweckmäßig, da nicht zuletzt die Parametrierung der Modelle eine sehr umfassende Datenlage und einen erheblichen Aufwand erfordern. Vielmehr ist es nicht notwendig, eine Aufteilung in verschiedene Komponenten vorzunehmen und Effekte wie zeitlich veränderliche Steifigkeiten oder Nichtlinearitäten, beispielsweise im Deformationsverhalten der Barrieren-Wabenstruktur, zu berücksichtigen, da der Gültigkeitsbereich auf die für die Crasherkenkung relevanten ersten 20 ms des Crashvorgangs beschränkt werden kann. Es soll daher der zweckmäßige Ansatz einer mittleren Ersatzsteifigkeit verfolgt werden.

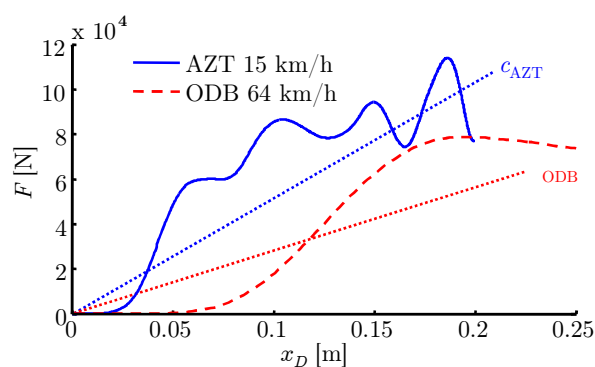


Abbildung 2.6: Darstellung der gemessenen Kraft über dem Deformationsweg eines AZT- (ausgezogene Linie) und eines ODB-Tests (unterbrochene Linie) sowie der resultierenden mittleren Steifigkeit in der Anfangsphase (gepunktete Linien)

Wird die im Crash auf die Fahrzeugstruktur wirkende Kraft in Abhängigkeit des Deformationsweges betrachtet, lässt sich für die Anfangsphase ein mittlerer Anstieg der

Kraft angeben. Dieser repräsentiert mit der Deformation eine mittlere Ersatzsteifigkeit des Vorgangs. Die mittlere Steifigkeit unterscheidet sich bei verschiedenen Lastfällen. Die Charakteristik ist in Abbildung 2.6 anhand zweier Beispiele dargestellt. Die mittlere Steifigkeit des AZT-Tests c_{AZT} in der relevanten Deformationsphase bis 0,25 m ist mit ca. 600 kN/m signifikant größer als die des ODB-Tests c_{ODB} (ca. 200 kN/m). Dies resultiert aus der unterschiedlichen Beschaffenheit der Hindernisse.

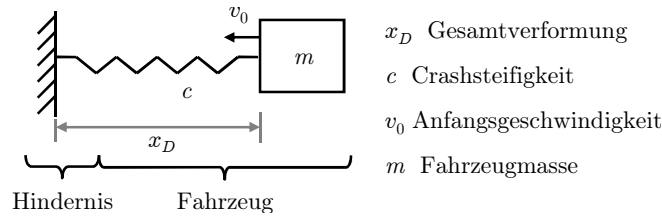


Abbildung 2.7: Crashvorgang modelliert als Feder-Masse-System

Ein formaler Zusammenhang zur Darstellung der wesentlichen Parameter kann nun aus der Verwendung der mittleren Steifigkeit zur Modellbildung gewonnen werden (Abbildung 2.7). Hierbei wird die Masse des Fahrzeugs auf eine punktförmige Masse m reduziert. Die mittlere Steifigkeit c geht ebenso wie der Deformationsweg x_D und die Anfangsgeschwindigkeit v_0 in die Modellbildung ein. Für das dargestellte Modell gelangt man einfach zu der Differentialgleichung (2.1). Die einzelnen Lösungen ergeben sich zu (2.2), (2.3), (2.4) und (2.5).

$$m \ddot{x}_D = c x_D \quad \text{mit} \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad \text{und} \quad v_0 = A \omega_0 \quad (2.1)$$

$$\text{Eindringtiefe} \quad x_D(t) = \frac{v_0}{\omega_0} \sin(\omega_0 t) \quad (2.2)$$

$$\text{Geschwindigkeit} \quad v(t) = v_0 \cos(\omega_0 t) \quad (2.3)$$

$$\text{Verzögerung} \quad a(t) = -v_0 \omega_0 \sin(\omega_0 t) \quad (2.4)$$

$$\text{Verzögerungsänderung} \quad \dot{a}(t) = -v_0 \omega_0^2 \cos(\omega_0 t) \quad (2.5)$$

Das Modell nähert den Crashvorgang durch einen halbsinusförmigen Verlauf der Verzögerung. Aus Abbildung 2.8 ist ersichtlich, dass der gemessene Verzögerungsverlauf eines Crashes im Mittel der Modellvorstellung entspricht. Für die Crasherkenkung ist jedoch im dargestellten Fall nur die Anfangsphase bis zur geforderten Zündzeit von 20 ms relevant [2].

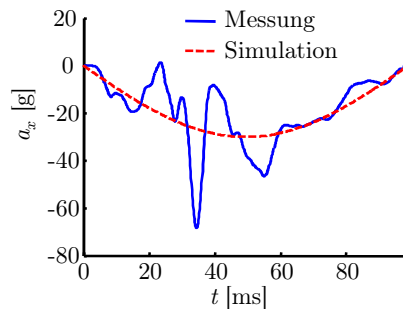


Abbildung 2.8: Vergleich von modelliertem und gemessenem Verzögerungsverlauf

2.3 Informationsgehalt der Verzögerung

Aus der Gleichung (2.6) für die Längsverzögerung des Fahrzeugs lässt sich die direkte Abhängigkeit von den Parametern Crashsteifigkeit c , Anfangsgeschwindigkeit v_0 und Fahrzeugmasse m feststellen

$$a(t) = -v_0 \sqrt{\frac{c}{m}} \sin\left(\sqrt{\frac{c}{m}} t\right). \quad (2.6)$$

Die Fahrzeugmasse m kann innerhalb einer betrachteten Fahrzeugplattform als näherungsweise konstant angenommen werden. Damit hängt die gemessene Verzögerung von der Steifigkeit des Crashes c und der Anfangsgeschwindigkeit des Fahrzeugs v_0 ab. Beide Parameter sind voneinander unabhängig und beeinflussen den mittleren Verzögerungsverlauf des Crashes. Die Steifigkeit hängt von den Randbedingungen Überdeckungsgrad (Offset), Steifigkeit des Hindernisses und Aufprallwinkel ab. Ein Beispiel hierfür sind die Crashtests AZT und ODB. Die Randbedingungen beider Tests sind komplementär (Tabelle 2.1).

Lastfall	v_0	c
AZT	15 km/h	600 kN/m
ODB	64 km/h	200 kN/m

Tabelle 2.1: Randbedingungen der kritischen Crashfälle ODB und AZT

Abbildung 2.9 zeigt den durch das Modell gewonnenen Geschwindigkeitsabbau für diese beiden Lastfälle. Daraus ergeben sich aufgrund der dargestellten Abhängigkeit von Anfangsgeschwindigkeit und Steifigkeit ähnliche Verzögerungsverläufe in der für die Airbagauslösung wichtigen Anfangsphase bis 20 ms. Dies stimmt mit den bereits in Abbildung 2.5 gezeigten, realen Crashdaten überein.

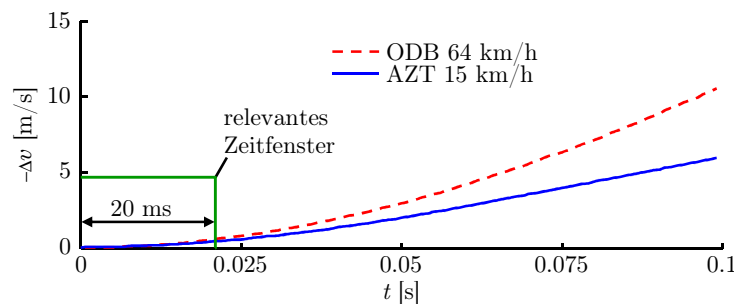


Abbildung 2.9: Geschwindigkeitsabbau Δv über der Zeit aus Crashmodell für AZT 15 km/h und ODB 64 km/h; das Crashmodell gibt die Mehrdeutigkeit in der Anfangsphase wieder

Aufgrund dieser Mehrdeutigkeit bei der Verzögerung bzw. dem Geschwindigkeitsabbau, die für einige Lastfälle auftritt, gestaltet sich die Unterscheidung innerhalb der optimalen Zündzeit bei Systemen ohne periphere Sensoren (*Single-Point-Sensing*) sehr schwierig. Ohne zusätzliche Informationen sind diese nicht eindeutig voneinander trennbar.

2.4 Modellbasiertes Kriterium zur Crasherkenkung

Für eine Verbesserung der Leistungsfähigkeit müssen weitere Informationen über den Crashvorgang zur Verfügung stehen. Eine Möglichkeit hierfür bietet die Bewertung der Deformation. Diese kann anhand der Geschwindigkeit des deformierten Materialvolumens aufgezeigt werden. Das Modell muss hinsichtlich dieser Größe erweitert werden.

2.4.1 Verformung und Verzögerung – Härte eines Crashes

Es lässt sich der Zusammenhang zwischen Deformationsgeschwindigkeit, beteiligter Fahrzeugfläche und Volumendeformationsrate angeben zu

$$\dot{V} = A_c v \quad (2.7)$$

mit der Volumendeformationsrate \dot{V} in m^3s^{-1} , der Crashfläche A_c in m^2 und der Crashgeschwindigkeit $v(t)$ in ms^{-1} . Die Lösung des Crashmodells zusammen mit der Deformationsgeschwindigkeit ergibt

$$\dot{V} = A_c v_0 \cos(\omega_0 t). \quad (2.8)$$

Mit der Verzögerungsänderung $\dot{a}(t) = -v_0 \omega_0^2 \cos(\omega_0 t)$ aus dem Crashmodell lässt sich angeben

$$\frac{\dot{a}}{\dot{V}} = \frac{-\omega_0^2}{A_c} = \frac{-c}{A_c m}. \quad (2.9)$$

Die Größe c' stellt die *Härte* des Crashes dar. Diese ist die auf die Crashfläche normierte mittlere Steifigkeit des Crashvorgangs

$$c' = \frac{c}{A_c}. \quad (2.10)$$

Mit der Härte erhält man aus (2.9)

$$\frac{\dot{a}}{\dot{V}} = -\frac{c'}{m}. \quad (2.11)$$

Das Verhältnis von Verzögerungsänderung \dot{a} und Volumendeformationsrate \dot{V} ist direkt von der Fahrzeugmasse m und der Härte c' abhängig. Die Masse kann für ein Fahrzeug näherungsweise als konstant angenommen werden. Das Verhältnis ist damit nur noch abhängig von der auf die Crashfläche normierten mittleren Steifigkeit, der Härte c' . Durch die Normierung ist diese unabhängig von der Crashfläche. Sie gibt die Proportionalität zwischen den beiden gemessenen Signalen Fahrzeugverzögerung und Momentanleistung des Körperschalls an. Die Härte ist damit das wesentliche Kriterium zur Kategorisierung und Unterscheidung verschiedener Crashfälle.

Wie in Abbildung 2.10 dargestellt, lassen sich die Lastfälle in unterschiedliche Härtekatgorien einteilen. Die unterbrochene Linie trennt den Auslöse- und den Nichtauslösebereich anhand der typischen Anforderungen heutiger Systeme für die Aktivierung der ersten Stufe der Rückhaltemittel, welche die prinzipielle Unterscheidung zwischen Fire- und No-Fire-Lastfall erfordert. Dabei fallen die beiden Szenarien Wall 0° 20 km/h und AZT in die No-Fire-Klasse. AZT- und Wall-Lastfälle zeigen große und ODB-Lastfälle geringe Werte für die Crashhärte. In die mittlere Kategorie sind die Angular-Lastfälle einzuordnen.

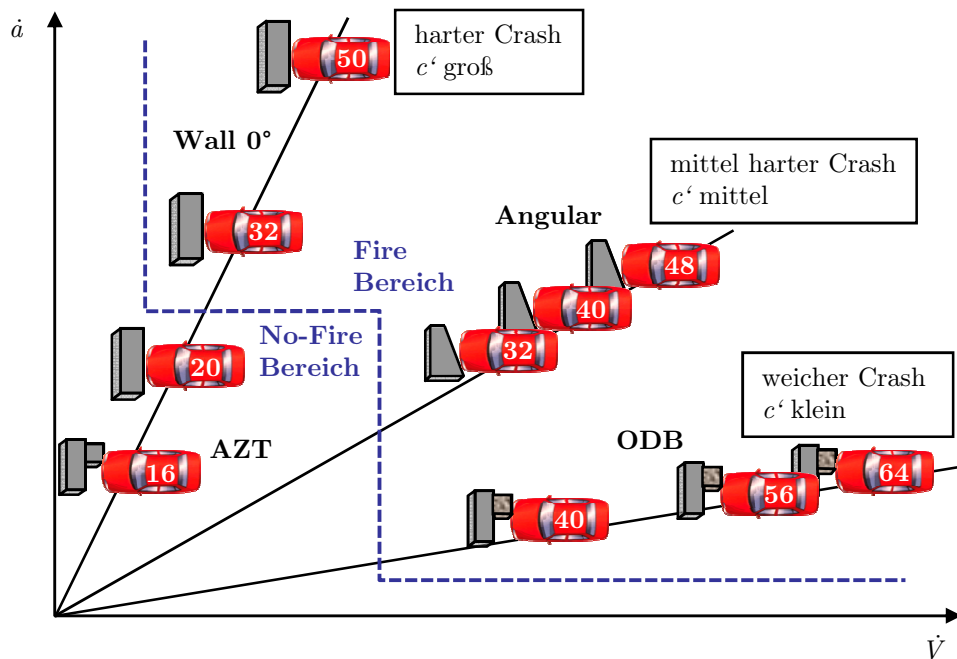


Abbildung 2.10: Kategorisierung der Lastfälle anhand der Härte

Vergleicht man AZT und ODB alleine anhand der Verzögerungsänderung, kann analog zur konventionellen Crashererkennung mit einem zentralen Diskriminierungssensor nur schwerlich eine eindeutige Unterscheidung stattfinden. Unter Hinzunahme der Deformationsgeschwindigkeit steht, übertragen auf die Terminologie der Mustererkennung [74], ein weiteres Merkmal und damit eine zusätzliche Dimension im Merkmalsraum zur Verfügung, mit der die eindeutige Diskriminierung möglich wird.

2.4.2 Crasheschwere und Auslösekriterien

Im Folgenden muss nun die formale Beschreibung der Crasheschwere erfolgen, um daraus auf physikalischer Basis Schwellenfunktionen für die Crashklassifizierung im Airbag-Steuergerät zu erhalten. Nach *Kramer* [55] basiert die Bewertung der Unfallschwere auf der aufgebrachtten äußeren Belastung, die eine Veränderung des Bewegungsverhaltens und gleichzeitig die Deformation der Frontstruktur des Fahrzeugs hervorruft. Daraus abgeleitet sind zwei Fälle mit maximaler Crasheschwere und damit höchster Insassengefährdung unterscheidbar:

- Harter Crash: Anfangsverzögerung hoch, Eindringtiefe unkritisch
- Weicher Crash: Eindringtiefe hoch, Anfangsverzögerung unkritisch

Eine schwere Lastfallgruppe, welche bei signifikant hoher Anfangsgeschwindigkeit die Aktivierung der Rückhaltesysteme erfordert, besteht aus den harten Kollisionen. Dabei trifft das Fahrzeug mit hoher Überdeckung gegen ein festes, nicht deformierbares Hindernis (Abbildung 2.11 a). Aufgrund der symmetrischen Belastung bietet die Fahrzeugstruktur hohen Widerstand. Die Längsträgerstruktur nimmt hohe Kraft auf. Es ergeben sich bereits in der Anfangsphase starke Verzögerungen des Fahrzeugs bei vergleichsweise geringer Eindringtiefe. Mit dem konventionellen, verzögerungsbasierten *Single-Point-Sensing* ist diese Lastfallgruppe gut diskriminierbar.

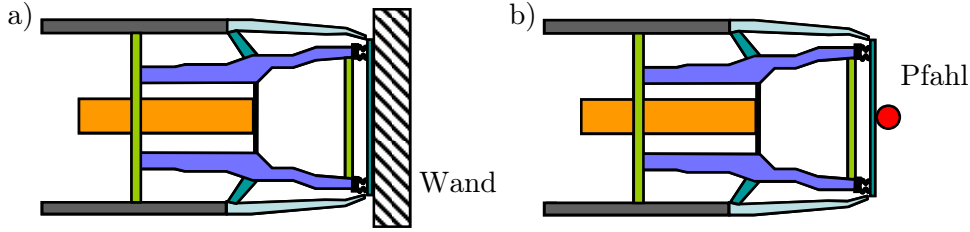


Abbildung 2.11: a) harter Crashfall am Beispiel 0° Wall mit 100% Überdeckung und b) weicher Crashfall am Beispiel des Pfahlaufpralls

Die hierbei kritische Größe ist die maximale Verzögerung. Aus dem Crashmodell lässt sie sich mit Gleichung (2.4) für die Verzögerung angeben

$$a_{\max} = -v_0 \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (2.12)$$

Als komplementäre, schwere Lastfallgruppe lassen sich sehr weiche Kollisionen mit signifikant hohen Anfangsgeschwindigkeiten angeben, beispielsweise der Aufprall des Fahrzeugs auf einen schmalen, jedoch sehr steifen Pfahl (Abbildung 2.11 b). Das Kollisionsobjekt dringt in der Anfangsphase sehr tief in das Fahrzeug ein. Das Niveau der Kollisionskraft ist gering, da die effektive Steifigkeit der Fahrzeugstruktur bei geringer Überdeckungsfläche mit dem Kollisionsobjekt ebenfalls gering ist. Dabei ergeben sich niedrige Verzögerungswerte. Mit fortschreitender Deformation nimmt die Crashhärte bei Durchschreiten der Selbstschutz- und Kompatibilitätszone (Abbildung 1.3 auf Seite 2) zu, was zum starken Anstieg der Fahrzeugverzögerung führt.

Aus der Modellvorstellung lässt sich hierbei mit Hilfe der Gleichung für die Eindringtiefe (2.2) ein Maximalwert angeben

$$x_{D\max} = v_0 \sqrt{\frac{m}{c}}. \quad (2.13)$$

Für die beiden formal definierten Fälle, in denen eine Auslösung erfolgen muss, sollen im Folgenden Schwellenkriterien für die Berechnung der Zündentscheidung im Steuergerät hergeleitet werden.

Für die Maximalbeschleunigung (2.12) ergibt sich unter Verwendung von (2.7) und (2.10)

$$a_{\max} = \frac{\dot{V}}{A_c} \sqrt{\frac{c' A_c}{m}}. \quad (2.14)$$

Einsetzen von c' ergibt

$$a_{\max} = \sqrt{\frac{-\dot{V} \dot{a}}{A_c}} \quad (2.15)$$

und damit

$$\dot{a} \geq a_{\max}^2 A_c \frac{1}{\dot{V}}. \quad (2.16)$$

Der Term $a_{\max}^2 A_c$ wird als konstant angenommen. Dadurch ergibt sich eine Schwellenfunktion mit dem Applikationsparameter k_1 , der die Skalierung der Schwelle und damit

die Anpassung auf das jeweilige Fahrzeug ermöglicht

$$\dot{a} \geq k_1 \frac{1}{\dot{V}}. \quad (2.17)$$

Anhand der aktuellen Werte von Beschleunigungsänderung und Volumendeformationsrate wird ermittelt, ob eine kritische Beschleunigungsschwelle überschritten wird. Dabei kann die Volumendeformationsrate mit der Leistung des gemessenen Körperschall-Signals dargestellt werden (siehe Kapitel 3). Um die Robustheit z.B. gegenüber *Misuse* zu erhöhen, werden mit der Mindestverformungsrate und der Mindestverzögerungsänderung und den zugehörigen Applikationsparametern k_3 , k_4 zwei Bedingungen eingeführt, die für eine Auslösung zusätzlich zu den anderen Kriterien erfüllt sein müssen:

$$\dot{a} \geq k_3 \quad (2.18)$$

$$\dot{V} \geq k_4. \quad (2.19)$$

Abbildung 2.12 zeigt die Kombination der Schwellenfunktion für die Maximalbeschleunigung und den beiden Mindestschwellen. Der schraffierte Bereich stellt die Auslösungszone dar.

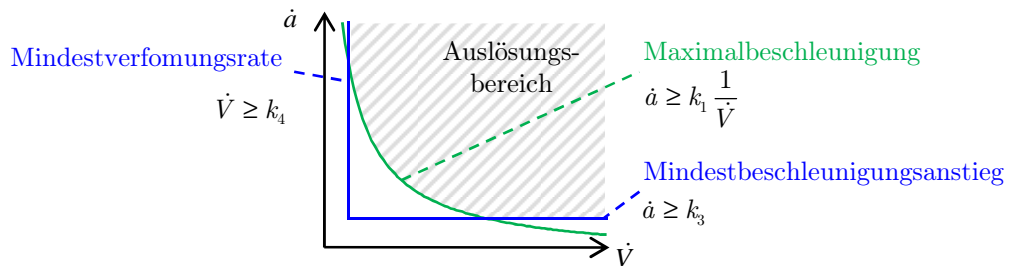


Abbildung 2.12: Schwellenfunktion der Maximalbeschleunigung und Mindestschwellen für Verformungsrate und Beschleunigungsanstieg

Für die komplementäre Lastfallgruppe der weichen Kollisionen ist die maximale Eindringtiefe (2.13) von Interesse. Sie lässt sich angeben als

$$x_{D\max} = \frac{v_0}{\omega_0} = v_0 \sqrt{\frac{m}{c}} = v_0 \sqrt{\frac{m}{c' A_c}}. \quad (2.20)$$

Mit der Härte (2.10) ergibt sich

$$x_{D\max} = v_0 \sqrt{-\frac{\dot{V}}{\dot{a} A_c}}. \quad (2.21)$$

Mit dem Zusammenhang

$$v_0 = \frac{\dot{V}}{A_c} \quad (2.22)$$

erhält man

$$\dot{a} = -\frac{1}{x_{D\max}^2 A_c^3} \dot{V}^3 \quad (2.23)$$

und damit

$$\dot{a} \leq -\frac{1}{x_{D\max}^2 A_c^3} \dot{V}^3. \quad (2.24)$$

Die Größen $x_{D_{\max}}$ und A_c werden als konstant angenommen, wodurch sich eine Schwellenfunktion mit dem Applikationsparameter k_2 ergibt

$$\dot{a} \leq k_2 \dot{V}^3. \tag{2.25}$$

Abbildung 2.13 zeigt die Kombination der Schwellenfunktion für die maximale Eindringtiefe und den beiden Mindestschwellen. Anhand der aktuellen Werte von Beschleunigungsänderung und Volumendeformationsrate wird ermittelt, ob im weiteren Verlauf eine kritische Eindringtiefe erreicht wird.

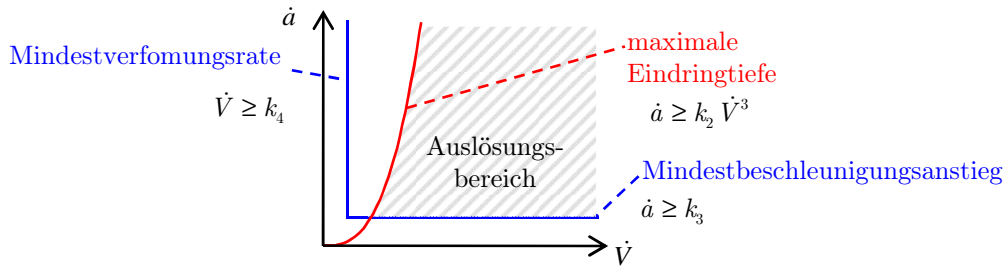


Abbildung 2.13: Schwellenfunktion der maximalen Eindringtiefe und Mindestschwellen für Verformungsrate und Beschleunigungsanstieg

Die Zündentscheidung wird zusammenfassend mit folgender Bedingung getroffen

$$\left[\dot{a} \geq k_3 \wedge \dot{V} \geq k_4 \right] \wedge \left[\dot{a} \geq k_1 \frac{1}{\dot{V}} \wedge \dot{a} \leq k_2 \dot{V}^3 \right]. \tag{2.26}$$

In Abbildung 2.14 wird das Zusammenwirken der Schwellen mit den beiden Kriterien Beschleunigungsänderung und Volumendeformationsrate ersichtlich.

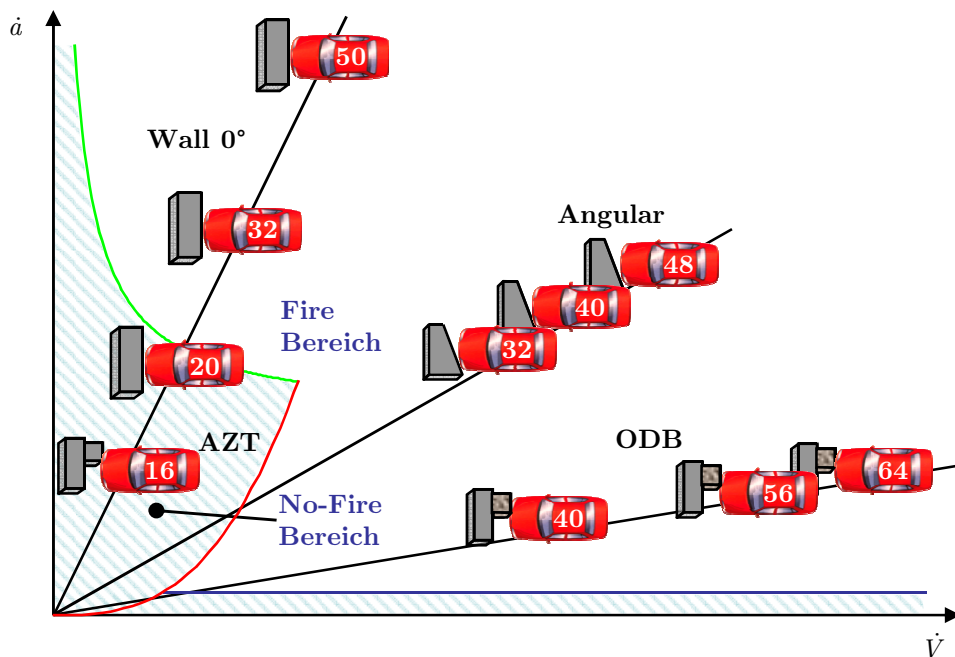


Abbildung 2.14: Unterscheidung der Lastfälle mit Crashhärte und Schwellenfunktionen

Das dargestellte Verfahren kombiniert die beiden Effekte Verzögerung und Deformation und kann in einem Airbagsystem Anwendung finden, um die Crasherkenkung zu verbessern.

Die Messung der Längsverzögerung des Fahrzeugs ist Bestandteil konventioneller Insassenschutzsysteme und steht daher bereits zur Verfügung. Durch Filterung und einfache Bildung des Gradienten erhält man den zeitlichen Verlauf der Verzögerungsänderung.

Daneben ist für einen Einsatz des Verfahrens zusätzlich die Kenntnis des zeitlichen Verlaufs der Deformationsrate \dot{V} erforderlich. Die Möglichkeiten, diese durch Messung der Schallemission im Crash zu ermitteln, sowie die zugrunde liegenden Effekte und Störquellen, sollen im folgenden Kapitel untersucht werden.

3 Körperschallanregung im Fahrzeugcrash

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Quellen der Körperschallemission im Frontalcrashvorgang identifiziert und charakterisiert. Nach einer Eingrenzung der relevanten Fahrzeugkomponenten erfolgt die Untersuchung von mikromechanischen Effekten, Rissbildung und makroskopischer Deformation. Ein theoretisches Modell zeigt den Zusammenhang zwischen Deformationsgeschwindigkeit und hochfrequenter emittierter Schwingungsleistung durch Versetzungsbewegung. Die Rissbildung bei spröden Materialien kann mit Hilfe der dynamischen Bruchmechanik als Störeffekt mit deformationsgeschwindigkeitsunabhängiger Schallemissionsleistung identifiziert werden. Zugversuche mit Aluminium- und Stahlproben aus relevanten Fahrzeugstrukturen mit Erfassung der entstehenden Körperschallemission wurden zur Verifikation durchgeführt und bestätigen die Ergebnisse. Globale Versagensmechanismen bei der Deformation von Laststrukturen im Crash sind Knicken und Faltbeulen. Der aus Sicht der Energieabsorption unerwünschte Deformationsmodus Knicken tritt gegenüber dem gewünschten Faltbeulen selten auf und hängt von der konstruktiven Lösung im Fahrzeug und den Randbedingungen ab. Durch den hohen Wechselkraftanteil im Faltbeulprozess wird Körperschall in die Struktur emittiert. Anhand eines auf der Schalenbiegetheorie basierenden Modells lässt sich die Deformationsgeschwindigkeitsproportionalität von Emissionsleistung und Wiederholfrequenz der Kraftänderungen zeigen. Der erste Anprallimpuls lässt sich anhand von Rollbockversuchen als einfach zu eliminierender Störeffekt identifizieren. Die Messung der Körperschallemissionen kann als Maß für die Deformation im Crashvorgang herangezogen werden. Das Sensorkonzept und die Ergebnisse der Realisierung des Verfahrens werden dargestellt. Es zeigt sich, dass die Leistungsfähigkeit des körperschallbasierten Verfahrens im Frontalcrash über der des heutigen Single-Point-Sensing liegt und mit der ECS-basierter Architekturen vergleichbar ist.

3.1 Grundidee

Das in Kapitel 2 vorgestellte Verfahren zur verbesserten Klassifikation macht die Erfassung der Deformationsvorgänge im Fahrzeugvorderwagen notwendig. Die Grundidee besteht nun in der Nutzung der im Crash entstehenden Strukturschwingungen (Körperschall).

Zur Erfassung des notwendigen, höheren Frequenzbereichs wurde die konventionelle kapazitive Beschleunigungsmessung für den Crash ([78, 68]) durch Erhöhung der Bandbreite der Sensorzelle weiterentwickelt [60]. Der damit für Serienanwendungen im Fahrzeug zur Verfügung stehende, robuste Sensor ist in der Lage, Körperschall (hochfrequente Strukturschwingungen) während des Deformationsvorgangs zu messen. Abbildung 3.1 zeigt den Frequenzbereich des breitbandig gemessenen Körperschallsignals im Vergleich zur konventionellen Verzögerungsmessung im Crash.

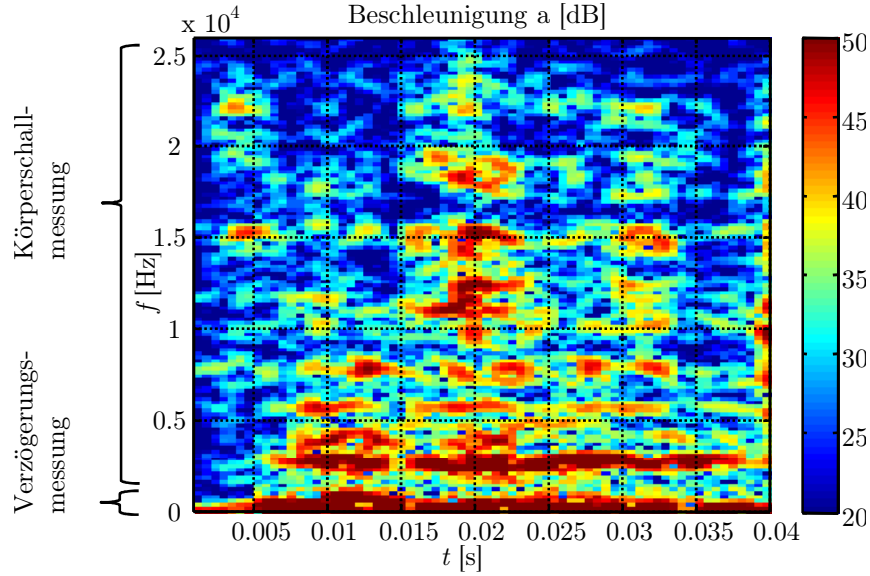


Abbildung 3.1: Breitbandig gemessenes Beschleunigungssignal im Crash mit Vergleich der Frequenzbereiche von konventioneller Verzögerungs- und Körperschallmessung

Allgemein werden unter dem Begriff Körperschall mechanische Wellen verstanden, die in einem Festkörper entstehen bzw. eingekoppelt werden und sich darin ausbreiten [42]. Die Weiterleitung kann hierbei durch die Ausbreitung der Anregung als Spannungs- bzw. Dehnungswellen in einem schwingungsfähigen Kontinuum beschrieben werden. In vielen technischen Betrachtungen steht der sekundär angeregte Luftschall bzw. dessen Minimierung im Hinblick auf die Lärmreduktion im Fokus und wird daher implizit in die Definition einbezogen. Im Kontext der vorliegenden Arbeit werden jedoch nicht nur die durch den Menschen hörbaren Schwingungen im Frequenzbereich von 16Hz bis 16kHz betrachtet, sodass die ohne Einschränkung des Frequenzbereichs auskommende Definition der *Deutschen Gesellschaft für Akustik e.V.* [1] für Körperschall verwendet wird.

Körperschallquellen können zunächst jegliche Formen von Krafteinwirkungen bzw. Kraftschwankungen sein. Entsprechend dem Strukturwiderstand gegen die Schwingungen (mechanische Impedanz Z_m) ruft die einwirkende Kraft $F = F(\omega)$ eine Schwingung hervor, die sich mit der Wellengeschwindigkeit durch den angeregten Körper ausbreitet

$$F = Z_m v_s. \quad (3.1)$$

Dabei ist v_s die Schallschnelle, also die Schwinggeschwindigkeit im Frequenzbereich, die zunächst an einem beliebigen Ort der Struktur betrachtet wird. In Abhängigkeit von der betrachteten Position unterscheidet man Eingangs-, Ausgangs- und Transferimpedanz. Letztgenannte beschreibt das Übertragungsverhalten einer Struktur und wird in Kapitel 4 betrachtet. Die Eingangsimpedanz stellt den hier betrachteten Fall des Zusammentreffens von Anregungs- und Reaktionsposition an der Struktur zur Leistungs- oder Energiebestimmung der Anregung dar. Die zeitliche Ableitung von Gleichung (3.1) führt auf den wichtigen Zusammenhang zwischen Kraftänderung und Schwingbeschleunigung a_s eines Strukturpunktes am Messort

$$\dot{F} = Z_m \dot{v}_s = Z_m a_s. \quad (3.2)$$

Dabei entspricht a im einfachsten Fall dem messtechnisch zugänglichen Körperschallsignal normal zur Bauteiloberfläche. Über die Fouriertransformation lässt sich aus dem Zeitsignal $F(t)$ das Spektrum $F(\omega)$ gewinnen. Anschaulich bedeutet dieser Zusammenhang, dass Dauer und Form der Krafteinwirkung das Spektrum der Anregung und damit der Strukturschwingungen beeinflussen, Abbildung 3.2.

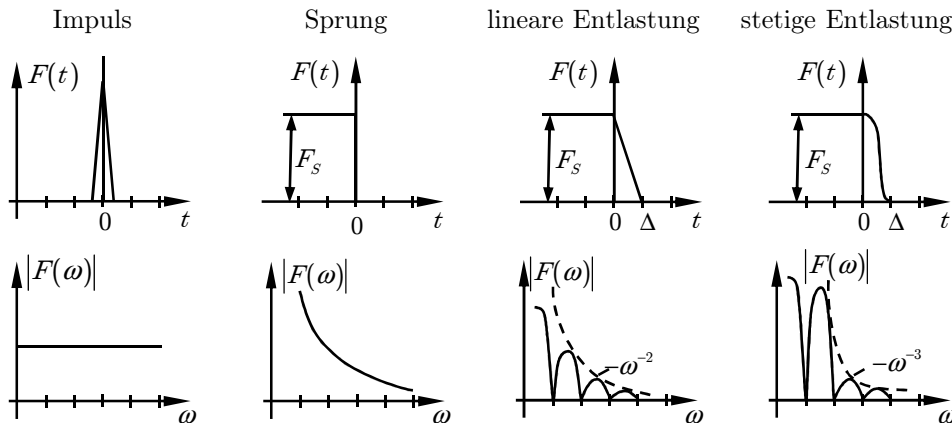


Abbildung 3.2: Beispiele für anregende Kraftänderungen und deren Betragsspektren

Ein unendlich kurzer Kraftimpuls (z.B. idealisierter Diracimpuls) regt alle Frequenzen an. Die mechanische Punktimpedanz, also der frequenzabhängige Widerstand der Struktur an der Mess- bzw. Anregungsposition, beeinflusst die Höhe des Spektrums in einzelnen Frequenzbereichen. Resonanzstellen der Strukturen führen zu erhöhten Amplituden im angeregten Körperschallspektrum. Bei bestimmbarer Kraft $F(t)$ ergibt sich die freigesetzte bzw. in die Struktur eingeprägte Momentanleistung p mit

$$p(t) = F(t) v_s(t). \quad (3.3)$$

Die *Fourier*-Transformation und das Einsetzen von Z_m liefern für den Mittelwert der Wirkleistung im Spektralbereich

$$P_S(\omega) = \frac{1}{2} |F(\omega)|^2 \Re \left\{ \frac{1}{Z_m(\omega)} \right\}. \quad (3.4)$$

Damit zeigt sich, dass die in der Struktur eingebrachte, angeregte Körperschallenergie von dem Leistungsspektrum der anregenden Kraft und dem Realteil der Impedanz bzw. deren Reziprokwert, der Admittanz $Y_m = 1/Z_m$, abhängt.

Bei der Deformation mechanischer Strukturen treten Kraft- bzw. Spannungsänderungen auf, welche die Ausbreitung hochfrequenter elastischer Spannungswellen (Körperschall) hervorrufen. Der Körperschall kann an der Struktur durch einen geeigneten Aufnehmer, einen Körperschallsensor, gemessen und weiterverarbeitet werden. Bei einem Unfall wird die Fahrzeugstruktur schnell und stark deformiert, wodurch Körperschall entsteht, der sich durch das Fahrzeug zum Sensor ausbreitet. Für reproduzierbare Sicherheit und Stabilität eines Systems unter variierenden Bedingungen, wie sie im täglichen Betrieb des Fahrzeugs über der Lebensdauer auftreten, sind Kenntnisse der Quellen und Einflussfaktoren beim Unfall erforderlich.

Quellmechanismen für die Schwingungen sind hierbei mikroskopische und makroskopische Deformationseffekte der Struktur des Fahrzeugs. Genutzt werden sollen Effekte, die bei Verformung höhere Körperschallleistung in einem breiten Frequenzband erzeugen.

Durch Auswertung des hohen Frequenzbandes im Körperschallbereich soll das Airbagsystem in der Lage sein, auch die Verformung des Fahrzeugs zu erkennen. Dies soll gemäß Abschnitt 2.4 zusätzlich zur bisher verwendeten Verzögerung für die Aktivierung der Sicherheitssysteme eingesetzt werden. Ziel ist es, die Unfallsituation mit verringertem Aufwand detaillierter als es aktuell möglich ist zu erfassen und dadurch die Leistungsfähigkeit des heutigen *Single-Point-Sensing* zu erhöhen.

Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt im Sinne der Komplexitätsreduktion der Problemstellungen die Aufteilung der Fahrzeugstruktur in einen Entstehungs- und einen Ausbreitungsbereich. In der Deformationszone, dem Körperschall-Entstehungsbereich, erfolgt während des Crashes plastische Deformation. Durch Be- und Entlastung im Crash entstehen Spannungswellen, die sich durch die Fahrzeugstruktur fortpflanzen. Abbildung 3.3 stellt die Aufteilung an einem Querschnitt des Fahrzeug-Vorderwagens dar.

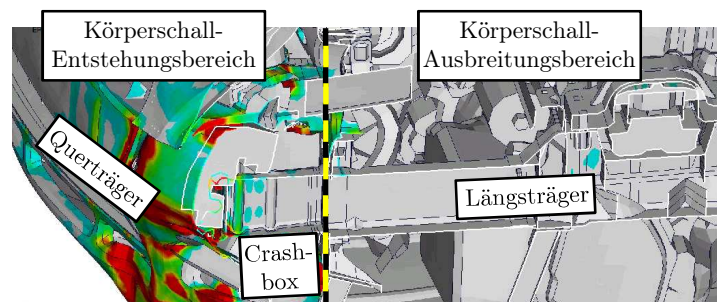


Abbildung 3.3: Aufteilung in plastisch deformierenden und starren Bereich des Fahrzeugs im Crash. Die Entstehung von Körperschall findet in der Deformationszone statt. Der starre Bereich des Fahrzeug bildet das Übertragungssystem.

Die verbleibende Fahrzeugstruktur, in welcher sich die entstehenden Spannungswellen als Körperschall ausbreiten, wird in der relevanten Anfangsphase des Crashes nur linear-elastisch verformt. Dadurch lassen sich die Methoden zur Beschreibung linearer, invarianter Übertragungssysteme anwenden (Kapitel 4). Abbildung 3.4 gibt einen Überblick aus der Systemperspektive.

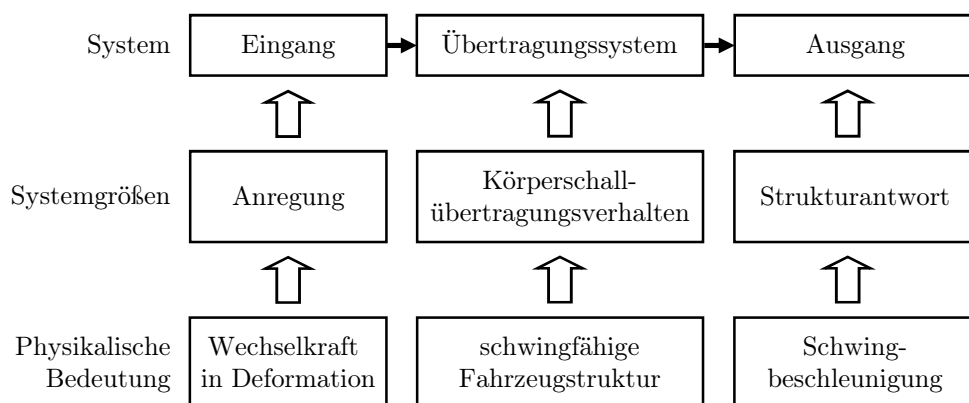


Abbildung 3.4: Betrachtung des Fahrzeugs als Übertragungssystem von der System- bis zur physischen Ebene

Körperschallquellen beim Unfall können zunächst ebenfalls jegliche Formen schneller Kraftänderungen sein. Interessant für die Crasherkenkung sind alle von der Deforma-

tionsgeschwindigkeit des Fahrzeugs abhängigen Quellen. Zur Unterstützung der Analysen wurden deshalb unter anderem Crashsimulationen, Deformationsversuche von Fahrzeugkomponenten, Rollbockversuche und Crashtests durchgeführt. Hierbei zeigten sich zusammenfassend die körperschallerzeugenden Effekte:

1. Mikromechanische Effekte bei plastischer Verformung
2. Rissbildung und Brechen von Strukturteilen
3. Schnelle Kraftänderungen durch Beul- und Versagensmechanismen
4. Initialer Kraftpuls

Eine eingehende Darstellung erfolgt in den weiteren Abschnitten dieses Kapitels.

3.2 Mikromechanische Effekte

Bei plastischer Verformung von Metallen werden hochfrequente elastische Spannungswellen emittiert. Bereits 1917 wies *Czochralski* den Zusammenhang von Schallemission und Verformung bei metallischen Werkstoffen nach [80]. Dabei wurde mit dem *Zinnschrei* ein Effekt bekannt, welcher bei Zwillingsbildung in Zinn-Kristallen Körperschall emittiert [82]. Eine weitere bedeutende Arbeit geht auf *Kaiser* [49] zurück. Er beschäftigte sich 1950 mit der Entstehung von Körperschall bei Deformation von Metallen und anderen Werkstoffen. Durch unterschiedliche Mechanismen ändert sich die Charakteristik der Emission mit dem verwendeten Werkstoff sowie den Randbedingungen, beispielsweise dem kristallinen Zustand des Materials. Zusammenfassend zeigt sich, dass die Körperschallemission bei quasi-statischer Deformation von Metallen auf die Versetzungsmechanik zurückzuführen ist. Als Versetzung gelten eindimensionale Störungen eines Kristallgitters, die beim Kristallwachstum im Übergang in den festen Zustand oder bei Materialverformung auftreten [5]. Grundsätzlich werden Stufen- und Schraubenversetzungen unterschieden. Die Stufenversetzung lässt sich gedanklich als zusätzlich eingebrachte Halbebene darstellen, welche die vormals perfekte Gitterstruktur stört (Abbildung 3.5 a). Die Versetzungslinie beschreibt dabei den Ort, an dem die zusätzliche Halbebene endet.

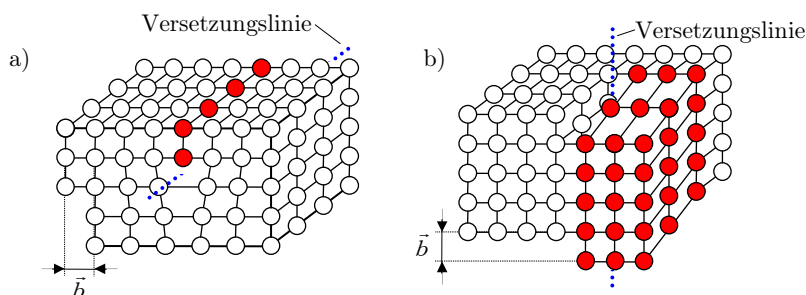


Abbildung 3.5: Schrauben- und Stufenversetzung

Der bei einem beliebigen Umlauf um die Versetzung für eine geschlossene Linie vom Start zum Endpunkt nötige Vektor wird dabei *Burgers-Vektor* \vec{b} genannt [46]. Die Schraubenversetzung lässt sich durch partielles Auftrennen und schraubenförmig verdrehtes Zusammenfügen des Kristallgitters veranschaulichen (Abbildung 3.5 b).

3.2.1 Lineare Elastizitätstheorie

Die *lineare Elastizitätstheorie* erlaubt die Berechnung des Spannungsfeldes um eine Ver-
setzung. Basis hierfür ist die *Kontinuumsmechanik*, welche vom mikroskopischen Aufbau
der Materie, beispielsweise der Gitterstruktur kristalliner Festkörper, abstrahiert und
stattdessen das Material als ein Kontinuum nähert [8].

Als Ausgangspunkt wird ein Festkörper im ungedehnten Zustand betrachtet (Abbildung
3.6 a), wobei x , y und z die kartesischen Koordinaten eines beliebigen Massepunktes
im Körper beschreiben. Durch Dehnung wird die Position der Massepunkte verschoben.
Man erhält als neue Koordinaten $x + u$, $y + v$ und $z + w$. Dabei sind u , v und w die
Verschiebungen in die jeweilige Raumrichtung. Zur Beschreibung der Verzerrungen im
Kontinuum werden die Verschiebungen betrachtet, die in einem Abschnitt des Materials
durch Verformung entstehen (Abbildung 3.6 b). Hierbei sind Δx , Δy und Δz die Seiten-
längen, wobei sich folgende Koordinaten für die acht Ecken des Quaders ergeben: (x, y, z) ;
 $(x + \Delta x, y, z)$; $(x, y + \Delta y, z)$; $(x, y, z + \Delta z)$; etc.

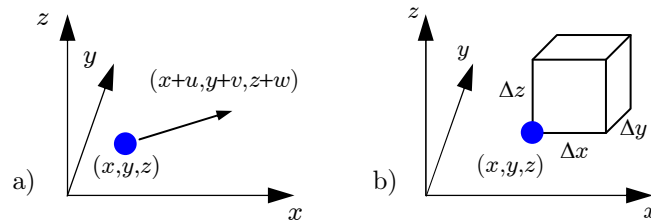


Abbildung 3.6: a) Elastische Verschiebung eines Massepunktes und b) Verschiebung
durch Verformung

Um jedoch die Verschiebung eines beliebigen Punktes $(x + \delta x, y + \delta y, z + \delta z)$ in der Nähe
des Punktes (x, y, z) beschreiben zu können, kann die *Taylor-Reihenentwicklung* genutzt
werden. Hieraus folgt für die Verschiebungen mit der Annahme kleiner Elementkanten-
längen

$$\left(u + \frac{\partial u}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial u}{\partial z} \Delta z, v + \frac{\partial v}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial v}{\partial z} \Delta z, w + \frac{\partial w}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial w}{\partial z} \Delta z \right). \quad (3.5)$$

Die Verformung von Materialien lässt sich in drei Bereiche gliedern. Im linear-elastischen
Bereich ist die Verformung reversibel. Im anschließenden plastischen Bereich wird der
Werkstoff irreversibel verformt. Ist das plastische Deformationspotenzial ausgeschöpft,
versagt das Bauteil schlagartig (Bruch). In der elastischen Zone gilt für kleine Verzer-
rungen ε und Spannungen σ das *Hookesche Gesetz* $\sigma = E\varepsilon$ mit dem Elastizitätsmodul
 E . Im allgemeinen Fall lassen sich sechs unabhängige Dehnungen und sechs unabhängige
Spannungen finden, die angewandt werden können, um die elastische Deformation eines
Körpers zu beschreiben.

$$\sigma_{ij} = E_{ijkl} \varepsilon_{ij}. \quad (3.6)$$

Dabei sind im allgemeinsten Fall nur 21 unabhängige Material-Konstanten notwendig
[4]. Isotrope Werkstoffe lassen sich durch zwei unabhängige Werkstoffparameter, dem
Elastizitätsmodul und der Querkontraktionszahl ν , vollständig beschreiben.

Eine Verknüpfung von Belastung und Verzerrung erfolgt über das Kräftegleichgewicht am
infinitesimalen Volumenelement (Abbildung 3.7), sodass sich mit der für die tensorielle

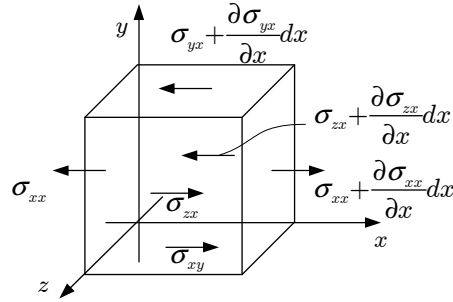


Abbildung 3.7: Kräftegleichgewicht am infinitesimalen Volumenelement exemplarisch in x -Richtung

Repräsentation im Besonderen geeignete Darstellung über die *Lamé*-Konstanten ([38])

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad \lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu) + (1-2\nu)} \quad (3.7)$$

die Abhängigkeit zwischen Spannung und Verzerrung finden lässt

$$\sigma_{ij} = \lambda \delta_{ij} \varepsilon_{kk} + 2\mu \varepsilon_{ij}. \quad (3.8)$$

3.2.2 Spannungs- und Verzerrungsfelder von Versetzungen

Durch das Einfügen einer Versetzung entsteht eine Störung des Kontinuums, welche das Entstehen von Spannungs- und Verzerrungsfeldern zur Folge hat. Entlang einer unendlich langen Versetzungslinie in Richtung der z -Achse im kartesischen Koordinatensystem im Falle der Schraubenversetzung ist jede Position entlang der Versetzungslinie äquidistant. Im stationären Fall kann die Trägheitswirkung im Kräftegleichgewicht am infinitesimalen Volumenelement vernachlässigt werden. Zur Beschreibung der Versetzung müssen die Verschiebungen bestimmt werden. Für die Schraubenversetzung entspricht, bei einem kompletten Umlauf um die Versetzungslinie, die Verschiebung des Endpunktes vom Startpunkt genau dem *Burgers*-Vektor \vec{b} . Die Verschiebungen müssen periodische Funktionen der Positionen sein. Einfache Funktionen, die diese Bedingungen erfüllen, sind die trigonometrischen Funktionen. Für die Verschiebung w in z -Richtung eignet sich der Ansatz

$$w = -\frac{b}{2\pi} \arctan \frac{y}{x}, \quad (3.9)$$

für die Stufenversetzung

$$u = -\frac{b}{2\pi} \arctan \frac{y}{x}, \quad v = -\frac{b}{4\pi} \log(x^2 + y^2). \quad (3.10)$$

Wobei hier von einer unendlich langen stationären Stufenversetzung entlang der z -Achse mit Burgers-Vektor in Richtung der x -Achse ausgegangen wird. Weiter ist ein Tangentenvektor der Versetzungslinie bei einer Stufenversetzung in die positive z -Richtung zu berücksichtigen. Da die Verschiebungen der Atome, welche die Versetzung verursachen, nur in der x -Richtung und nicht in z -Richtung wirken, ist die Verschiebung in z -Richtung $w = 0$. Die Funktion (3.10) verändert ihren Wert bei einem Umlauf um $-b$. Aus Symmetriegründen eignet sich für die Beschreibung von Versetzungen die Transformation des kartesischen Koordinatensystems in das Zylinderkoordinatensystem. Für die Schrauben-

versetzung findet sich die Spannungsverteilung um die Fehlstelle zu

$$\sigma_{\theta z} = -\frac{\mu b}{2\pi r}, \quad \sigma_{rr} = \sigma_{\theta\theta} = \sigma_{zz} = \sigma_{r\theta} = \sigma_{rz} = 0. \quad (3.11)$$

Für $r \rightarrow 0$ werden die Spannung $\sigma_{\theta z}$ und die Verzerrungen $\varepsilon_{\theta z}$ unendlich groß. Die Spannung fällt mit $1/r$ bei steigendem Abstand von der Versetzungslinie. Das Anwachsen von σ und ε für $r \rightarrow 0$ resultiert aus der Annahme kleiner Spannungen und Verzerrungen. Die Spannungen im Nahfeld der Versetzungslinie werden nicht größer als die theoretische Schubspannung des Festkörpers ($\mu/30$ bis $\mu/3$) [37]. Analog ergeben sich die Spannungen im Nahfeld der Stufenversetzung in Zylinderkoordinaten

$$\begin{pmatrix} \sigma_{rr} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{r\theta} \end{pmatrix} = \frac{\mu b}{2\pi(1-\nu)} \frac{\sin\theta}{r} \begin{pmatrix} 0,5 \\ 1 \\ 0,5 \end{pmatrix}. \quad (3.12)$$

Im Vergleich zur Schraubenversetzung ist die Spannungsverteilung der Stufenversetzung nicht nur vom Abstand r , sondern auch vom Umlaufwinkel θ abhängig.

3.2.3 Versetzungsbewegung

Im dynamischen Fall, bei Bewegung der Versetzungen mit einheitlicher Geschwindigkeit, können die zeitlichen Ableitungen in den Gleichgewichtsbedingungen am infinitesimalen Volumenelement nicht mehr vernachlässigt werden. Mit der Annahme einer parallel zur z -Achse verlaufenden und einer konstanten Geschwindigkeit in x -Richtung bewegendes Versetzungslinie gilt

$$w = -\frac{b}{2\pi} \arctan \frac{\beta y}{x - v_{\text{vers}} t}, \quad u = v = 0. \quad (3.13)$$

Hierbei ist β gegeben durch $\beta^2 = 1 - v_{\text{vers}}^2/c_T^2$ mit der transversalen Schallgeschwindigkeit $c_T^2 = \mu/\rho$. Die Spannungen folgen in Zylinderkoordinatendarstellung zu

$$\sigma_{\theta z} = -\frac{\mu b \beta}{2\pi r} \frac{1}{\cos^2\theta + \beta^2 \sin^2\theta}. \quad (3.14)$$

Die Spannung in der Ebene $x - v_{\text{vers}} t = 0$ wird bei der Geschwindigkeit $v_{\text{vers}} = c_T$ unendlich groß. Die transversale Schallgeschwindigkeit stellt damit die Maximalgeschwindigkeit der wandernden Schraubenversetzung dar.

3.2.4 Energiebetrachtung

Ein Bauteil unter elastischer Belastung speichert in Form innerer Energie den Energieanteil

$$W = \int_{\varepsilon_{\text{max}}}^0 \sigma d\varepsilon. \quad (3.15)$$

Mit dem *Hookeschen* Gesetz folgt für den elastischen Fall

$$W = \frac{1}{2} \sigma_{\text{max}} \varepsilon_{\text{max}} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_{\text{max}}^2}{E} = \frac{1}{2} E \varepsilon_{\text{max}}^2. \quad (3.16)$$

Die Zeitableitung der inneren Energie führt auf die Leistung

$$P = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} E \varepsilon_{\max}^2 \right). \quad (3.17)$$

Im allgemeinen dreidimensionalen Fall gilt für die gespeicherte innere Energie

$$W = \frac{1}{2} [\sigma_{xx}\varepsilon_{xx} + \sigma_{yy}\varepsilon_{yy} + \sigma_{xy}\varepsilon_{xy} + \sigma_{xz}\varepsilon_{xz} + \sigma_{yz}\varepsilon_{yz}]. \quad (3.18)$$

Das Versetzungsfeld kann als Funktion von Verzerrung und Spannung als Energiespeicher betrachtet werden (Selbstenergie der Versetzung - vergleichbar der Energie eines Elektrons im elektrischen Feld). Die tatsächlich verrichtete Arbeit ist über die Integration des betrachteten Volumens bestimmbar. Man erhält aus dem Volumen bzw. aus der Anzahl der beteiligten Versetzungen die Energie im betrachteten Materialausschnitt. Für eine normierte Darstellung existiert die *Selbstenergie pro Einheitslänge* ξ , welche die Energie, bezogen auf die Einheitslänge einer Versetzung, darstellt [37]. Für eine Schraubenversetzung erhält man

$$\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yz}^2 = \left(\frac{\mu b}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{x^2 + y^2} = \left(\frac{\mu b}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{r^2}. \quad (3.19)$$

Mit der Selbstenergie pro Versetzungslinie ergibt sich bei einer Schraubenversetzung unter Verwendung des Kernradius $5b$ und der Kristallgröße R

$$\xi_{\text{Sch}} = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\mu b}{2\pi} \right)^2 \int_R^{5b} \frac{2\pi r dr}{r^2} = \frac{\mu b^2}{4\pi} \log \frac{R}{5b}. \quad (3.20)$$

Bei dieser Darstellung fehlt die Energie, die im Versetzungskern gespeichert ist. Jedoch ist diese maximal die theoretische Schubspannung des Festkörpers, die etwa 10 bis 20% der Energie des Fernfeldes entspricht. Somit liefert die lineare Elastizitätstheorie eine gute Abschätzung der Gesamtenergie. Für eine Stufenversetzung ist die Selbstenergie pro Einheitslänge

$$\xi_{\text{St}} = \frac{\mu b^2}{4\pi(1-\nu)} \log \frac{R}{5b}. \quad (3.21)$$

Die Selbstenergie in der Stufenversetzung ist folglich um den Faktor $(1-\nu)$ größer als die der Schraubenversetzung. Gemischte Versetzungen können aus der Summe der Selbstenergien der Schrauben- und Stufenversetzungen bestimmt werden. Die Energie um mikroskopische Fehlstellen ist im Abstand R konstant. Die Gesamtenergiedichte ξ_{ges} ist durch die Summe der Einzelanteile $\xi_{\text{ges}} = \xi_{\text{Sch}} + \xi_{\text{St}}$ gegeben. Die zeitliche Ableitung und Integration über ein Volumenelement V ergibt die Körperschalleistung

$$P_{S,\text{Vers}} = \int_V \frac{d\xi_{\text{ges}}}{dt} dV = \xi_{\text{ges}} \frac{dV}{dt} = S V_0 \dot{\varepsilon} = S A v \quad (3.22)$$

mit S der potenziellen Schallenergiedichte [Jm^{-3}], V_0 dem betrachteten Volumen und $\dot{\varepsilon}$ der Dehnrates. Die Volumenänderung $V_0 \dot{\varepsilon}$ lässt sich mit der Fläche A des betrachteten Elements und der Geschwindigkeit v , mit der die Deformation erfolgt, angeben. Diese Modellvorstellung liefert die zu erwartende Körperschalleistung bei plastischer Deformation eines Materialvolumens und kann zur Klärung der Schallemissionen im Fahrzeugcrash herangezogen werden. Nach *Leistner* [63] weist die potenzielle Schallenergiedichte starke Materialabhängigkeit auf. Die Bestimmung dieser Größe für relevante Materialien ist

daher ebenfalls erforderlich. In Abschnitt 3.4 werden die mikromechanischen Effekte der wandernden Versetzungsbewegungen im Hinblick auf deren Körperschallemissionsvermögen validierend untersucht.

3.3 Rissbildung

3.3.1 Bruchmechanik

Bei der Deformation der Fahrzeugvorderwagenstruktur in einem Fahrzeugcrash werden häufig Bruch- und Rissereignisse beobachtet, die ebenfalls einen Quelleneffekt für Körperschall darstellen. Beispielsweise wurden in [86] mit der Schallemissionsmessung Prozesse in Verbindung gebracht, die spontan Energie freisetzen und die Werkstoffschädigung in der Rissumgebung charakterisieren. Die mechanische Grundlage von Rissereignissen wird durch die Bruchmechanik geliefert. Sie erlaubt eine analytische Beschreibung der Rissentstehung verschiedener Rissarten sowie deren Energiefreisetzung, welche ein Maß für die angeregte Körperschallschwingung darstellt. Als *Bruch* wird die zum Verlust der Tragfähigkeit eines Festkörpers führende Werkstofftrennung in makroskopischen Bereichen bezeichnet. Die physikalische Ursache eines Bruches liegt in der Zerstörung der atomaren bzw. molekularen Bindungen infolge äußerer und/oder innerer mechanischer Beanspruchungen [11].

Die Ursache der Rissbildung findet sich in der Mikromechanik wieder. Durch das Aufstauen von bewegten Versetzungen an den Korngrenzen treten lokal sehr hohe Spannungskonzentrationen auf, die zu einem Auftrennen der Atombindungen führen, sodass Mikroporen entstehen [89]. Diese wachsen bei weiterer äußerer Belastung zu makroskopischer Größe an, deren Spannungskonzentration ebenfalls analog zur Versetzungsmechanik mit der Elastizitätstheorie beschreibbar sind. Der Übergang von einem ruhenden zu einem sich ausbreitenden Riss wird als *Risseinleitung* bezeichnet. Breitet sich ein vorhandener Riss aus, wird von *Rissausbreitung* bzw. *Rissfortschritt* gesprochen. Dieser lässt sich in *stabile* und *instabile* Rissausbreitung sowie das *allmähliche Risswachstum* gliedern. Erstere definiert ein Risswachstum unter ständigem Energieverbrauch, welches infolge von sich abwechselnder Belastung des Materials auftritt. Im Gegensatz dazu steht das instabile Risswachstum, das mit hoher Geschwindigkeit abläuft und Energie freisetzt. Dies ist der in einem Fahrzeugcrash dominante Ausbreitungsmechanismus von Rissen im Deformationsprozess, da die zu vernichtende Bewegungsenergie viel größer ist als die zur Rissausbreitung notwendige Energie.

Die Art des Bruches wird grundsätzlich vom Spannungszustand des betrachteten Materials bestimmt. Er beschreibt, in welcher Richtung das Bauteil durch Kräfte und somit Spannungen beaufschlagt ist. Der Spannungszustand um die Risspitze lässt sich als ebenes Problem beschreiben, wodurch sich die Kontinuumsgleichungen deutlich vereinfachen. Bei Materialbrüchen lassen sich der ebene Spannungszustand und der ebene Verzerrungszustand finden. Im ebenen Spannungszustand *ESZ* sind die Normal- und Schubspannungen in einer Richtung Null. Dieser tritt vorwiegend in dünnen Bauteilen mit Belastungen in der Ebene auf. Im ebenen Verzerrungszustand *EVZ* auftretende Dehnungen sind in einer Richtung behindert. Der *EVZ* herrscht näherungsweise bei Bauteilen großer Abmessungen.

3.3.2 Linear-elastische Bruchmechanik

Das Konzept der linear-elastischen Bruchmechanik erlaubt die quantitative Erfassung des Versagens angerissener Bauteile als Folge instabiler Rissausbreitung [38]. Als Voraussetzung dafür muss die Verformung bis zum Bruch linear elastisch ablaufen. Weil jedoch an der Risspitze immer ein Bereich der plastischen Verformung entsteht, gilt für die Anwendung der linearen Bruchtheorie, dass der Bereich der *plastischen Zone* klein gegenüber der Bauteilgeometrie bleiben soll. Anwendung findet die Methodik daher vorrangig bei hochfesten sowie spröden Werkstoffen und bei hohen Deformationsgeschwindigkeiten, wie sie im Fahrzeugcrash auftreten. Dabei wird die Spannungsverteilung in der Risspitze modelliert.

Mit der Einführung des Konzepts der Spannungsintensität durch *Irwin* gelang innerhalb der Bruchmechanik ein wichtiger Schritt zur Bewertung von bruchgefährdeten Bauteilen [85]. Es beschreibt, unter Annahme eines homogenen, isotropen und gleichmäßig auf Zug beanspruchten Körpers mit durchgehend langem Innenriss der Länge $2x_R$ sowie linear elastischem Werkstoffverhalten, das an der Risspitze anliegende Spannungsfeld. Es lässt sich dabei zeigen, dass die Spannungsverteilung innerhalb der Risspitze σ_{ij} eine Funktion des Materials, charakterisiert durch den Spannungsintensitätsfaktor K , und der Geometrie $f_{ij}(\theta)$, ist. Die Spannungen fallen mit $1/\sqrt{r}$ ab

$$\sigma_{ij} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta). \quad (3.23)$$

Die Bezeichnungen im Risspitzenfeld sind in Abbildung 3.8 a) dargestellt. Abbildung 3.8 b) zeigt die möglichen Rissöffnungsmoden.

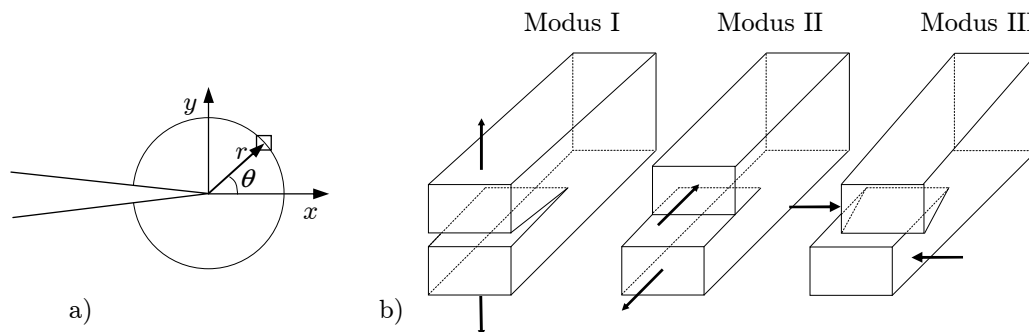


Abbildung 3.8: a) Risspitzenfeld, b) Rissöffnungsmoden

Der Spannungsintensitätsfaktor kontrolliert die Rissausbreitung in der sog. K -dominanten Region und ist abhängig von der Bauteilbelastung und -geometrie sowie von der Lage, Form und Größe des Risses. Die Spannungsintensitätsfaktoren K_I , K_{II} und K_{III} beschreiben damit den Widerstand des Bauteils gegen die einzelnen Rissöffnungsmoden. Mode K_I wird in der Praxis am häufigsten genutzt und ist wirksam bei Bauteilen mit Innen- oder Oberflächenrissen, die auf Zug oder Biegung beansprucht werden. Die Spannungskonzentration im Nahfeld für Mode I ist nach *Williams* und *Irwin* durch die Geometriefunktion $f_{ij}(\theta)$ nach [11] gegeben mit

$$f_{ij}(\theta) = \begin{pmatrix} 1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3}{2}\theta \\ 1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3}{2}\theta \\ \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3}{2}\theta \end{pmatrix}. \quad (3.24)$$

Die Spannung in der Rissebene ist bei einachsiger Zugbeanspruchung und Rissmode I damit $\sigma_y = K_I/\sqrt{2\pi r}$.

Im linear-elastischen Bruchmodell gilt als *Bruchkriterium* der Punkt, an dem der zunächst ruhende Riss beginnt, sich instabil auszubreiten. Dies geschieht beim Erreichen der kritischen Spannungsintensität unter den Bedingungen des ebenen Dehnungszustandes. Diese Schwellen K_{Ic} , K_{IIc} und K_{IIIc} werden als Bruch- bzw. Risszähigkeit bezeichnet und sind materialabhängige Größen, die experimentell für die einzelnen Rissöffnungsarten bestimmt werden. Die zu beschreibenden Fahrzeuggeometrien in der Crashzone bauen auf dünnen Blechen auf, sodass die Rissbeschreibung über den ebenen Spannungszustand *ESV* erfolgen kann. Für ebene Geometrien mit Riss gilt allgemein nach [38]

$$K_{Ic} = \sigma \sqrt{\pi a} f\left(\frac{x_R}{w_B}\right). \quad (3.25)$$

Mit der Geometriefunktion $f(x_R/w_B)$, die meist empirisch bestimmt wird, folgt das Bruchkonzept mit der Risslänge x_R und der Bauteilbreite w_B

$$K_I > K_{Ic}. \quad (3.26)$$

Ein weiteres Bruchversagens-Konzept der linearen Bruchmechanik kann über die Energiebilanzierung aufgestellt werden. Hierbei wird davon ausgegangen, dass die zur Rissvergrößerung nötige Energie entweder als Arbeit von außen zugeführt werden muss oder bereits als Verformungsenergie im Bauteil gespeichert ist. Die zur Rissausbreitung notwendige Energie pro Längeneinheit wird als Energiefreisetzungsrate \mathcal{G} definiert und hat die Einheit [N/mm]. Die kritische Rissausbreitungsenergie ist dann \mathcal{G}_c . Zwischen Spannungsintensitätsfaktor K und der Energiefreisetzungsrate \mathcal{G} besteht die Beziehung im ESZ

$$\mathcal{G}_I = \frac{K_I^2}{E}, \quad \mathcal{G}_{II} = \frac{K_{II}^2}{E}. \quad (3.27)$$

Die Bruchkonzepte lassen sich damit ineinander überführen.

3.3.3 Dynamische Bruchmechanik

Eine Erweiterung der linearen Bruchmechanik der quasi-statischen Belastung erfolgt durch die dynamische Bruchbeschreibung. Im Fahrzeugcrash treten hohe Deformationsgeschwindigkeiten der belasteten Bauteile auf. Hier entstehen stoß- und schlagartige Beanspruchungen. Die Spannungsintensitätsfaktoren K_{Ic} , K_{IIc} und K_{IIIc} können nicht mehr als konstant angesehen werden. Hohe Beanspruchungsgeschwindigkeiten führen zu einem Versagen der Bauteile unter niedrigerer Belastung als im statischen Fall. Dabei liegt eine Ursache in der Änderung des Materialverhaltens, das mit steigender Beanspruchungsgeschwindigkeit versprödet (dehnratenabhängiges Materialverhalten), da das zur Plastifizierung notwendige viskose Fließen der Atome eine Funktion der Zeit ist. Zusätzlich dazu treten im dynamischen Fall durch Trägheitskräfte höhere Spannungen in der Umgebung der Risspitze auf, welche das Bruchverhalten entscheidend bestimmen. In der dynamischen Bruchmechanik werden die Phänomene der Risseinleitung bei hoher Deformationsgeschwindigkeit sowie die Ausbreitung und Arretierung schnelllaufender Risse beschrieben. Als Hauptunterschied zur quasi-statischen Belastung lässt sich das Auftreten von Spannungswellen (instationäre Spannungszustände) mit ihrer Wechselwirkung

auf die Rissausbreitung feststellen. Grundlage für das Verständnis der auftretenden Phänomene ist die lineare Elastizitätstheorie.

Die Grundlagen der linearen Elastodynamik sind gegeben durch Bewegungsgleichungen, kinematische Beziehungen und das Elastizitätsgesetz, vgl. Kapitel 3.2.1. Die Spannungs-Verzerrungs-Beziehungen lassen sich über die Kompatibilitätsbedingungen auf das *Navier-Lamé*-Gleichungssystem bringen, sodass ein Differentialgleichungssystem der Verschiebungen entsteht

$$(\lambda + \mu)u_{i,jj} + \mu u_{i,jj} = \rho \ddot{u}_i. \quad (3.28)$$

Um eine Trennung der Verschiebung $u_{i,jj}$ in eine reine Volumenänderung (Dilatation \rightarrow *Longitudinalwellen*) und eine Gestaltänderung (Distorsion \rightarrow *Transversalwellen*) zu erreichen, wird das Skalarpotenzial Φ und das Vektorpotenzial Ψ_k eingeführt,

$$u_x = \Phi_{,x} + \Psi_{z,y} - \Psi_{y,z}, \quad u_y = \Phi_{,y} + \Psi_{x,z} - \Psi_{z,x}, \quad u_z = \Phi_{,z} + \Psi_{y,x} - \Psi_{x,y},$$

sodass aus Gleichung (3.28) die *Helmholtz*schen Wellengleichungen

$$\ddot{\Phi} = c_L^2 \Delta \Phi \quad \ddot{\Psi} = c_T^2 \Delta \Psi \quad (3.29)$$

folgen. Mit den Geschwindigkeiten $c_L^2 = (\lambda + 2\mu)/\rho$ und $c_T^2 = \mu/\rho$ breiten sich Störungen, d.h. Volumen- und Gestaltänderungen, in einem Körper aus [39].

Die hohe Beanspruchungsgeschwindigkeit eines im Fahrzeugcrash belasteten Bauteils führt zu einer schnellen Änderung des Spannungsintensitätsfaktors, sodass hierfür eine zeitabhängige Funktion, der *dynamische Spannungsintensitätsfaktor*, eingeführt werden muss

$$K_{ID}(t) = K_{Ic} \frac{c_L t}{a_0}. \quad (3.30)$$

Diese Gleichung zeigt einen raschen Anstieg des dynamischen Spannungsintensitätsfaktors zu Belastungsbeginn, der im weiteren Verlauf abnimmt und dann stabil um einen Wert mit gleichbleibender Amplitude oszilliert [39]. Bei normal- oder hochfesten Materialien, wie sie bei den Aluminiumlegierungen oder Stählen aus den Zugversuchen und im Fahrzeug eingesetzt werden, ist der Widerstand gegen die Risseinleitung von der *Verzerrungsgeschwindigkeit* $\dot{\epsilon}$ abhängig. Eine schlagartige Belastung bewirkt eine hohe Dehnungsgeschwindigkeit an der Rissspitze und die *dynamische Bruchzähigkeit* K_{ID} sinkt auf einen Wert unterhalb der statischen Bruchzähigkeit K_I [11]. Damit gilt das Bruchkonzept

$$K_{ID}(t) > K_{Id}(\dot{\epsilon}). \quad (3.31)$$

Das Bauteil erfährt keine Bruchzerstörung, sofern der dynamische Spannungsintensitätsfaktor K_{ID} zu jedem Zeitpunkt kleiner ist als die dynamische Bruchzähigkeit K_{Id} , die neben der Dehnungsgeschwindigkeit auch noch von der Temperatur, der Rissgeschwindigkeit sowie der anliegenden Spannung abhängig ist.

Die Betrachtung des dynamischen Rissspitzenfeldes geht von der Ausgangslage aus, dass der Riss der Länge x_R sich mit der Geschwindigkeit \dot{x}_R und der Beschleunigung \ddot{x}_R ausbreitet. Die Bewegungsgleichungen aus der Elastodynamik werden auf das mitbewegte Koordinatensystem x', y' transformiert. An der Rissspitze ($r \rightarrow 0$) treten, wie im statischen Fall, ein reguläres Verschiebungsfeld und ein singuläres Spannungsfeld auf. Setzt man diesen Zusammenhang nun in Gleichung (3.28) ein, so werden die Terme auf der rechten Seite durch die doppelte Ortsableitung vom Grad $r^{\lambda-2}$, wobei die Terme auf der linken Seite vom Grad r^λ sind. Somit sind die Trägheitskräfte für $r \rightarrow 0$ um Größen-

ordnungen kleiner und können vernachlässigt werden. Das dynamische Rissspitzenfeld geht für den Rissstillstand in den statischen Fall über. Die Bestimmung der dynamischen Bruchzähigkeit K_{Id} erfordert aufwendige Messmittel, da das Risswachstum sehr schnell voran schreitet und nur indirekt über die messbaren Verzerrungen auf der Oberfläche des Probenstücks bestimmbar ist [39].

Um ein Maß für die im Fahrzeugcrash auftretende Körperschalleistung zu finden, muss die Energie, die durch einen Riss in die Struktur emittiert wird, ermittelt werden. Die Energiefreisetzungsrates im dynamischen Fall ist der Energiefluss $-P^*$ in der betroffenen Bruchprozesszone

$$-P^* = P - \dot{E} - \dot{K}, \quad (3.32)$$

wobei \dot{E} die Formänderungsenergie und \dot{K} die kinetische Energie ist. Die äußere Leistung P wird durch Integration über die Kontur C in Abbildung 3.9 a) bestimmt. Der Energiefluss in der Bruchprozesszone kann ebenso durch die Energiefreisetzungsrates \mathcal{G} und die Rissgeschwindigkeit \dot{x}_R ausgedrückt werden

$$-P^* = \dot{x}_R \mathcal{G}. \quad (3.33)$$

Wird die Kontur C nun auf die Rissspitze verkleinert, so lässt sich mit den auf c_L und c_T normierten Rissgeschwindigkeiten α_1 und α_2 der Zusammenhang zwischen \mathcal{G} und K_I folgern [39]

$$\mathcal{G} = \frac{\alpha_1(1 - \alpha_2^2)}{2GR(\dot{x}_R)} K_I^2 = \frac{\alpha_1(1 - \alpha_2^2)}{4\alpha_1\alpha_2 - (1 + \alpha_2^2)^2} \frac{K_I^2}{2G}. \quad (3.34)$$

Damit wird die Energiefreisetzungsrates durch den Spannungsintensitätsfaktor und die Rissgeschwindigkeit eindeutig festgelegt. Die Verformungsgeschwindigkeit hat keine Auswirkung auf die freigesetzte Energie, sie wird lediglich durch die Rissgeschwindigkeit beeinflusst. Die Energiefreisetzungsrates erreicht ihr Maximum für $K_I \neq 0$, wenn die Rissgeschwindigkeit gegen die Rayleighgeschwindigkeit c_R geht. Sie stellt die theoretische Maximalgeschwindigkeit eines Risses dar.

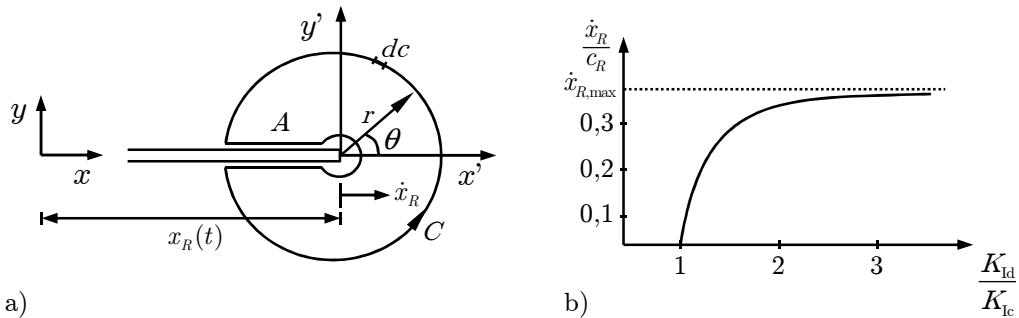


Abbildung 3.9: a) Definition des bewegten Rissspitzenfelds, b) Abhängigkeit der Bruchzähigkeit von der Rissgeschwindigkeit

Die Bruchbedingung aus der linearen Bruchmechanik kann auch im dynamischen Fall angenommen werden, sofern die kritische Spannungsintensität $K_I(t)$ zu jeder Zeit über der dynamischen Bruchfestigkeit K_{Id} liegt. Hierin ist die dynamische Bruchfestigkeit überwiegend von der Rissgeschwindigkeit abhängig, d.h. $K_{Id} = K_{Id}(\dot{x}_R)$ [39]. Sein qualitativer Verlauf wird in Abbildung 3.9 b) gezeigt. Die Bruchzähigkeit nimmt erst nahe der maximalen Rissgeschwindigkeit $\dot{x}_{R,max}$ stark zu. Hierfür wird der Trennmechanismus in der Prozesszone verantwortlich gemacht, der durch eine erhöhte Rauigkeit der Brucho-

berfläche bei zunehmender Geschwindigkeit beobachtet werden kann. Damit kann die Spannungsintensität alleine den Zustand der Risspitze nicht mehr vollständig charakterisieren, da Spannungen und Verzerrungen geschwindigkeitsabhängig sind. In Untersuchungen wurde außerdem eine obere Grenzgeschwindigkeit für Risse festgestellt, die selbst bei spröden Materialien nicht höher als $\dot{x}_{R,\max} \approx 0,5 c_T$ (transversale Wellengeschwindigkeit, siehe Abschnitt 4.1.1) ist [32].

Wie in Gleichung (3.34) dargestellt, wird die Energiefreisetzungsrates \mathcal{G} durch den Spannungsintensitätsfaktor und die Rissgeschwindigkeit \dot{x}_R bestimmt. Die Rissgeschwindigkeit ist nach oben hin begrenzt, sodass die Energiefreisetzungsrates ebenfalls beschränkt sein muss. In numerischen Simulationen, die durch empirische Versuche bestätigt wurden, konnte zudem gezeigt werden, dass die Rissgeschwindigkeit \dot{x}_R materialabhängig ist, aber für das jeweilige Material konstant bleibt [38]. Somit ist \dot{x}_R auch unabhängig von der aufgetragenen Zugspannung σ , es muss lediglich das Bruchkriterium $K_{Id} > K_{Ic}$ erfüllt sein.

Aus diesem Kriterium ergibt sich, dass die freigesetzte Leistung pro Volumenelement konstant ist (Gleichung (3.33)). Damit ist für ein Bauteil der Dicke B_B die freigesetzte Körperschalleistung definiert mit

$$P_{S,\text{Riss}} = P^* = B_B \dot{x}_R \mathcal{G} = \text{const.} \quad (3.35)$$

3.4 Körperschallentstehung im Zugversuch

Ziel des vorliegenden Abschnittes ist es, die theoretischen Zusammenhänge zwischen Körperschalleistung und Deformationsgeschwindigkeit bei Versetzungsbewegung (Kapitel 3.2) und Riss (Kapitel 3.3) sowie die Charakteristik der materialabhängigen Schallenergiegedichte S im uniaxialen Zugversuch zu bestätigen. Die Arbeit von *Özcan* [77] beschäftigt sich mit der Körperschallentstehung in Proben aus Baustahl unter ähnlichen Bedingungen. In der vorliegenden Arbeit stehen jedoch mit den betrachteten hochfesten Aluminiumlegierungen fahrzeugrelevante Materialien im Fokus. Die Versuchsreihen werden mit Proben aus drei unterschiedlichen original Crashmanagement-Systemen durchgeführt.

3.4.1 Vorgehensweise und Aufbau

Für den Zugversuch wurden die Geschwindigkeiten von 5 bis 20 mm/s mit einer Schrittweite von 5 mm/s gewählt. Die Körperschallsignale wurden mit einem Transientenrekorder vom Typ Tasler LTT-184 aufgezeichnet. Zur Signalerfassung erfolgte die Anbringung zweier 50 g *B&K* Körperschallaufnehmer auf der Probe, um den Frequenzbereich von 6-20 kHz abzudecken. Zur Erfassung der hohen Beschleunigungsamplituden durch Risse wurde ein *Kistler*-Sensor mit einem Messbereich von 1000 g und gleicher Bandbreite instrumentiert. Dies ist aufgrund der Übersteuerung der empfindlicheren Sensoren mit geringerem Messbereich im Riss notwendig. Zusätzlich wurde ein resonanter piezoelektrischer *Vallen*-Sensor für den oberen Frequenzbereich von 50-200 kHz eingesetzt. Abbildung 3.10 a) veranschaulicht die Anordnung der Sensoren. Die Proben wurden aus den originalen Materialien des Crashmanagement-Systems gewonnen. Hierbei handelt es sich um die Aluminiumlegierung der Crashbox sowie die Legierungen der Biegequerträger in der USA- und Europa-Variante eines Fahrzeuges. Die beiden Varianten des Biegequerträgers unterscheiden sich aufgrund verschiedener gesetzlicher Bestimmungen [34].

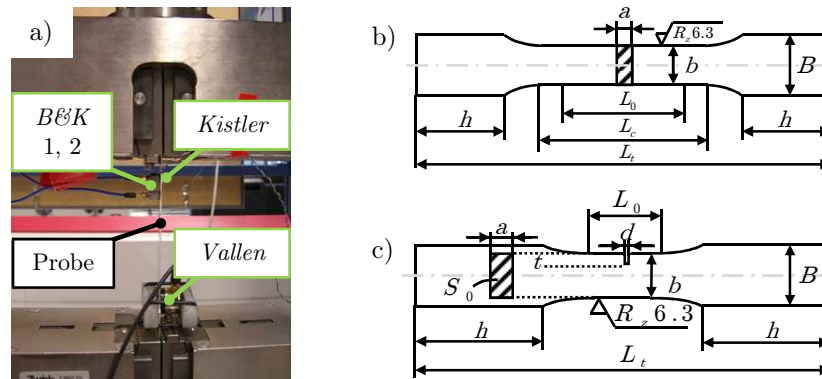


Abbildung 3.10: a) Sensorpositionen bei Zugversuchen, b) Geometrie der ungekerbten Zugprobe, c) Geometrie der gekerbten Zugprobe

Wie aus Tabelle 3.1 ersichtlich, handelt es sich bei den eingesetzten Legierungen um Aluminium Al 6060.T6, Al 7003.T6 und Al 7108.T6.

Werkstoff	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr
6060.35.T6	0,3 - 0,6	0,1-0,6	0,1	0,35 - 0,6	0,05	-
7003.30.T6	0,3	0,35	0,2	0,3	0,5 - 1,0	0,2
7108.50.T6	0,1	0,1	0,005	0,005	0,7 - 1,4	-
Werkstoff	Ni	Zn	Ti	Ga	V	Bemerkung
6060.35.T6	0,15	0,1	0,1	-	-	-
7003.30.T6	-	5,0 - 6,5	0,2	-	-	0,005 - 0,25 Zr
7108.50.T6	-	4,5 - 5,5	0,05	-	-	0,120 - 0,25 Zr

Tabelle 3.1: Chemische Zusammensetzung der Aluminiumlegierungen

Bei reinem Aluminium stellt das Gleiten von Versetzungen den Hauptmechanismus der plastischen Verformung dar. Alle verwendeten Legierungen sind hochfeste Werkstoffe, bei denen durch Einbringung von Fremdatomen die Festigkeit gesteigert wurde. Dadurch sowie durch Wärmebehandlung ist zusätzlicher Kraftaufwand für Versetzungsbewegungen nötig, da ein Großteil der Versetzungen blockiert wird. Es ergibt sich eine sprödere Aluminiumlegierung [5]. Die hier eingesetzte Wärmebehandlung, welche die höchste Zugfestigkeit von allen gebräuchlichen temperaturbasierten Verfahren liefert, wird als T6 bezeichnet. Alle verwendeten Probenwerkstoffe sind in gleicher Art und Weise behandelt wie die Fahrzeugelemente.

Um das definierte Verformen der Zugproben zu gewährleisten, wurden diese gemäß der Norm DIN EN 10002-1:2001 gefertigt.

Werkstoff	Fahrzeugelement	Dicke [mm]	Zugfestigkeit R_m [MPa]
6060.35.T6	Crashbox	2,5	190
7003.30.T6	Biegequerträger EU	2,3	350
7108.50.T6	Biegequerträger USA	4,0	360

Tabelle 3.2: Verwendete Aluminiumlegierungen mit Originaldicke

Die Geometrie stellt das gewünschte Deformationsverhalten sicher und verhindert, dass Deformationen am Ort der Einspannung in der Zugmaschine entstehen. Als Proben-

dicke wurde die Originaldicke des Materials angenommen. Um eine maximale Volumendeformationsrate zu erhalten, wurde die Breite auf die maximale Zugkraft der verfügbaren elektrischen Spindelzugmaschine von $F_{\max} = 10 \text{ kN}$ angepasst. Durch Verwendung der Materialkennwerte aus Tabelle 3.2 lässt sich die maximale Probenbreite mit R_m als Zugfestigkeit und $A_{0\max}$ als maximale Querschnittsfläche durch den Zusammenhang $F_{\max} = R_m A_{0\max}$ berechnen.

Es ergeben sich die in Tabelle 3.3 dargestellten spezifischen Größen. Für die Untersuchung der Störungen durch Risse erfolgte die Fertigung gekerbter Proben.

Legierung	6060.T6		7003.T6		7108.T6	
Probentyp	ungek.	gek.	ungek.	gek.	ungek.	gek.
Kopfhöhe h	60	60	60	60	60	60
Kopfbreite B	21	21	21	21	21	21
Probendicke a	2,5	2,5	2,3	2,3	4,0	4,0
Probenbreite b	14	14	12	12	7	7
Querschnittsfläche s_0	35	35	27,6	27,6	28	28
Anfangsmesslänge L_0	-	20	-	20	-	20
Anfangsmesslänge L_{01}	80	-	80	-	80	-
Anfangsmesslänge L_{02}	110	-	110	-	110	-
Versuchslänge $L_{c,1}$	88,8	-	87,8	-	87,9	-
Versuchslänge $L_{c,2}$	118,8	-	117,8	-	117,9	-
Gesamtlänge $L_{t,1}$	209	-	208	-	208	-
Gesamtlänge $L_{t,1}$	239	-	238	-	238	-
Risstiefe t	-	a	-	a	-	a
Rissbreite d	-	1	-	1	-	1

Tabelle 3.3: Probengeometrien ungekerbter und gekerbter Proben, Maße in mm

Da Risse nicht deterministisch auftreten, ist die Form der Probe so zu wählen, dass es gezielt zum Riss an einer definierten Stelle kommt. Risse erfolgen primär an Orten mit Spannungsüberhöhungen. Abgeleitet daraus ergibt sich die in Abbildung 3.10 c) dargestellte Geometrie der gekerbten Zugprobe. Die Körperschallentstehung durch die dem Riss vorangehende, plastische Deformation wird mit den gekerbten Proben nicht ausgewertet. Die Maße der Zugproben lassen sich der Tabelle 3.3 entnehmen.

3.4.2 Bestimmung der Leistung

Zur Bestimmung der mechanischen Schwingungsleistung aus den späteren Körperschallmessungen wurden a priori die Inertanzen der Messpositionen ermittelt. Hierzu wurde die Sensorposition bei instrumentiertem Aufnehmer mittels Modalhammer angeregt und Kraft sowie Schwingbeschleunigung erfasst. Die mechanische Inertanz ergibt sich dabei direkt aus der Division von Beschleunigung und Kraft im Spektralbereich zu $A_m = a_s/F$. Abbildung 3.11 stellt exemplarisch eine gemessene Inertanz für den Sensor B&K01 dar. Für die Bestimmung der Leistung wird gemäß Abschnitt 3.1 die mechanische Impedanz Z_m aus der Inertanz mit $Z_m = j\omega/A_m$ gewonnen. Die gemessene Schwingbeschleunigung a_s lässt sich mittels Division durch $j\omega$ in eine Schnelle überführen.

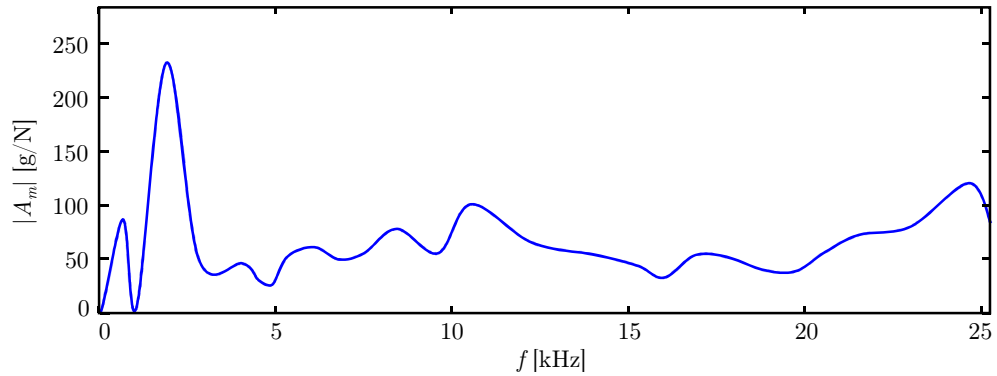


Abbildung 3.11: Messtechnisch ermittelte mechanische Inertanz der Sensorposition B&K01

Die mechanische Leistung im Frequenzbereich ergibt sich damit zu

$$P_S(\omega) = \frac{1}{2} \Re \{ Z_m v_s v_s^* \} = \frac{1}{2} \Re \{ Z_m \} \left| \frac{a_s}{j\omega} \right|^2. \quad (3.36)$$

Nach Rücktransformation in den Zeitbereich steht damit der Verlauf der Schwingungsleistung zur Verfügung.

3.4.3 Ermittlung der Maschinengeräusche

Zur Bewertung von Störeinflüssen wie Maschinengeräuschen wurden Voruntersuchungen durchgeführt. Der Messaufbau wurde identisch zu den späteren Zugversuchen gewählt. Hierbei ergeben sich für die unbelastete Zugmaschine die Signalverläufe in Abbildung 3.12. Es wurden Geschwindigkeiten im Bereich von 3 mm/s bis 21 mm/s gewählt.

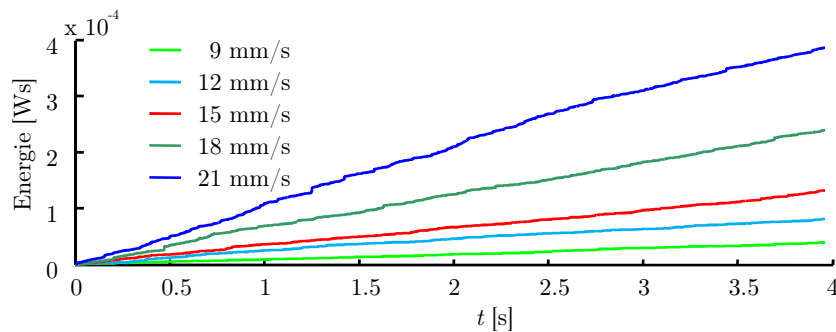


Abbildung 3.12: Auswertung der Maschinengeräusche

Wie aus Abbildung 3.12 ersichtlich, steigt die Körperschallenergie näherungsweise linear an, was auf gleichbleibende Schalleistung bei konstanter Geschwindigkeit schließen lässt. Anhand der unterschiedlichen Steigungen lässt sich die Abhängigkeit von der Zuggeschwindigkeit erkennen. In einem weiteren Schritt wurden die Störgeräusche der belasteten Maschine mit eingespannter Zugprobe betrachtet. Hierbei ist im integrierten Betrag des Körperschallsignals bereits ab Beginn des Zugversuches linear steigendes Verhalten erkennbar. Um diese maschinenbasierten Störungen zu kompensieren, wird in der Auswertung für jede Messung der Störanteil ermittelt und von dem integrierten Signal

subtrahiert. Ein Signalausschnitt, bei dem die gewählte Zuggeschwindigkeit erreicht wurde, wird für die Ermittlung des Störanteils betrachtet. Aus diesem Zeitfenster wird der Mittelwert berechnet, welcher als Störanteil für diese Messung gilt. Das Ergebnis stellt das Nutzsignal ohne Einkopplungen durch die Maschine dar.

3.4.4 Auswertung der Körperschallfreisetzung

Als wichtigstes Bauteil zur Bestimmung der Schallenergie dichte kann die Crashbox gelten. Sie leistet im Crash den höchsten Volumenbeitrag zur Verformung und ist somit die Hauptquelle für Körperschall aus Versetzungsbewegungen. Generell lässt sich bei den verwendeten Aluminiumlegierungen die Aussage treffen, dass sie aufgrund der spröden und hochfesten Materialscharakteristik wenig Körperschall im Bereich der plastischen Deformation erzeugen. Abbildung 3.13 veranschaulicht dies exemplarisch für eine Zugprobe aus Crashbox-Material.

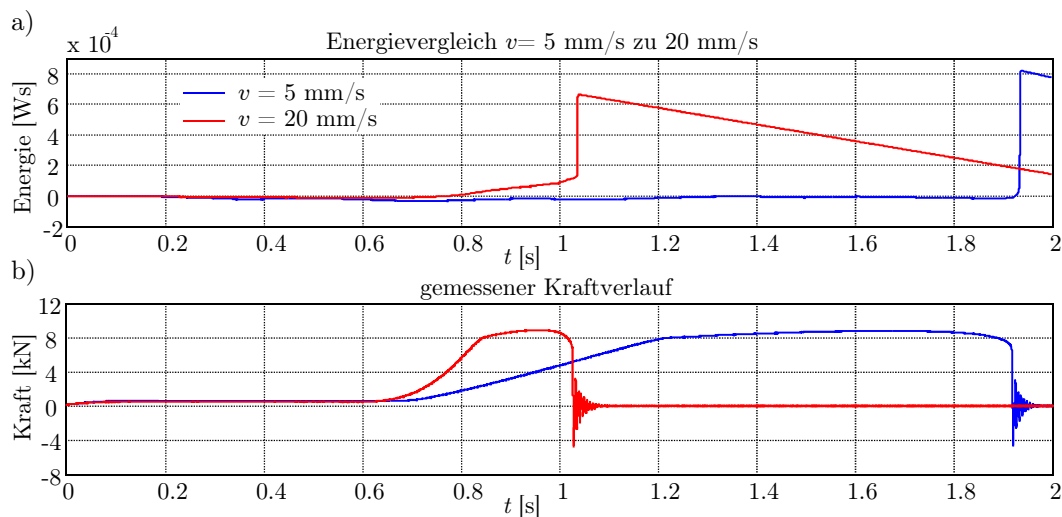


Abbildung 3.13: Körperschallenergie (a) und Kraftverlauf (b) für die Zuggeschwindigkeiten 5 und 20 mm/s mit Al 6060.T6-Proben

Abbildung 3.13 a) stellt die Energie des Körperschallsignals für die Zuggeschwindigkeiten 5 und 20 mm/s dar. Bei langsamer Zuggeschwindigkeit (blaues Signal) lässt sich nahezu keine Körperschallaktivität während der gesamten Deformationsphase erkennen. Erst der Riss bei ca. 1,9 s zeigt einen starken Anstieg der Energie. Die rote Kurve der schnellen Zuggeschwindigkeit zeigt bereits ab ca. 0,8 s einen Anstieg in der Energie der Emission. Ein Vergleich mit dem synchron aufgezeichneten Kraftsignal (Abbildung 3.13 b) liefert den Startzeitpunkt der plastischen Verformung des Materials. Der linear fallende Charakter der Energie des Körperschallsignals nach dem Bruch wird durch die Störunterdrückung hervorgerufen.

Generell lässt sich aus der Grafik auch das mit steigender Geschwindigkeit zunehmend sprödere Materialverhalten unter Verkürzung des plastischen Bereiches erkennen. Der aufgezeigte plastische Bereich ist vielfach kleiner als der einer Stahlprobe. Die Größenordnung für die plastische Dehnung beträgt 4% - 6% bei Al 6060.T6 im Gegensatz zu Stahl mit bis zu 40% Dehnung (Abbildung 3.14).

Bei den untersuchten hochfesten Aluminiumlegierungen tritt daher generell geringe Körperschallemission durch Versetzungsbewegungen auf.

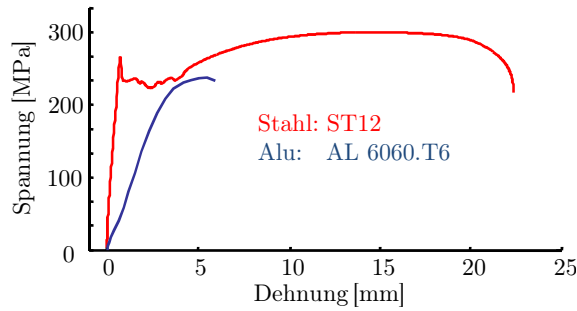


Abbildung 3.14: Spannungs-Dehnungsdiagramm für Stahl und Aluminium

3.4.5 Versetzungsbewegung

Betrachtet man den Bereich der plastischen Deformation bei ungekerbten Proben, so ergibt sich für das niedrige Frequenzband bei Al 6060.T6 ein näherungsweise linearer Zusammenhang zwischen emittierter Körperschalleistung und Zuggeschwindigkeit. Abbildung 3.15 zeigt den Mittelwert der Körperschalleistung des Materials über den vier geprüften Zuggeschwindigkeiten mit Angabe des Vertrauensbereiches.

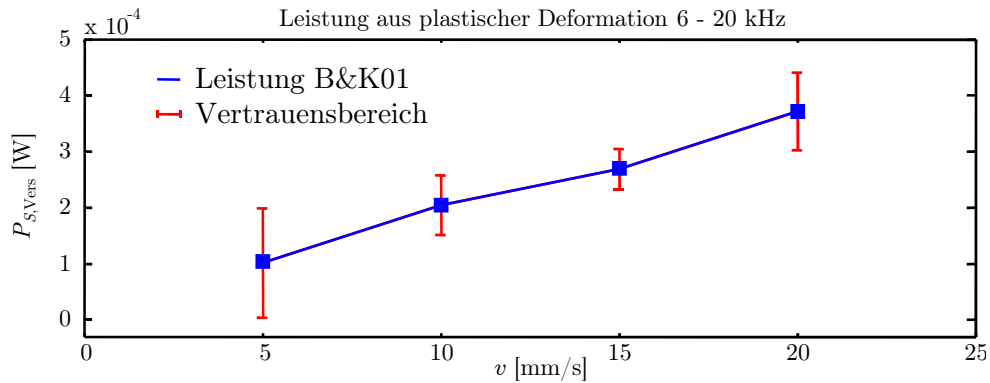


Abbildung 3.15: Körperschalleistung durch Versetzungen im niedrigen Frequenzband Al 6060.T6

Ein Datenpunkt wurde hierbei durch Mittelung von fünf Einzelmessungen bestimmt. Der Vertrauensbereich jedes Erwartungswertes $\bar{P}_{S,\text{Vers}}(v)$ der Körperschalleistung für die Geschwindigkeit v ergibt sich dabei nach [71] mit der empirischen Varianz s_e^2 und der Anzahl $q=5$ Messungen zu

$$\bar{P}_{S,\text{Vers}}(v) \pm \frac{t}{\sqrt{q}} s_e \quad s_e^2 = \frac{1}{q-1} \sum_{i=1}^q (P_{S,\text{Vers},i}(v) - \bar{P}_{S,\text{Vers}}(v))^2. \quad (3.37)$$

Dabei wird ein Vertrauensniveau von 95% zugrunde gelegt, aus dem zusammen mit q der Wert für die Konstante t mit 2,78 folgt. Im Graphenverlauf steigt die Kurve annähernd linear an, was unter Berücksichtigung des Vertrauensbereiches die Proportionalität zwischen Körperschalleistung und Volumendeformationsrate bestätigt. Berechnet man nun hieraus die Schallenergiedichte S für die verschiedenen Volumendeformationsraten, ergibt sich der Verlauf in Abbildung 3.16. Es ist ersichtlich, dass die experimentell bestimmte Schallenergiedichte annähernd konstantes Verhalten über der Deformationsgeschwindigkeit aufweist.

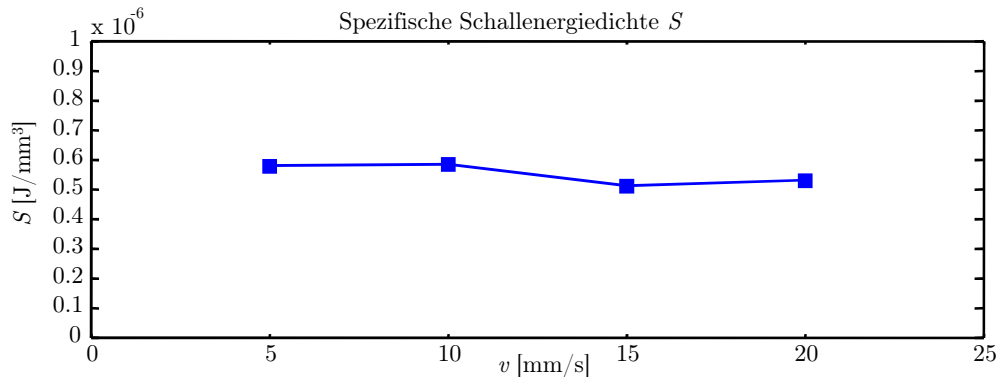


Abbildung 3.16: Ermittelte Schallenergiedichte Al 6060.T6

Bei den Aluminiumlegierungen des Biegequerträgers ergeben sich ähnliche Zusammenhänge für die ermittelte Schallenergiedichte. Bei diesen Materialien ist ein linearer Zusammenhang zwischen Volumendeformationsrate und mittlerer Körperschalleistung ebenso ersichtlich.

3.4.6 Rissbildung

Mittels gekerbter Zugproben (Abbildung 3.10 c) wurde in einer Versuchsreihe die Emission bei reproduzierbarer Erzeugung von Rissen untersucht. Die mittlere Rissleistung $\bar{P}_{S,\text{Riss}}(v)$ für das niedrige Frequenzband bei Al 6060.T6 stellt Abbildung 3.17 dar.

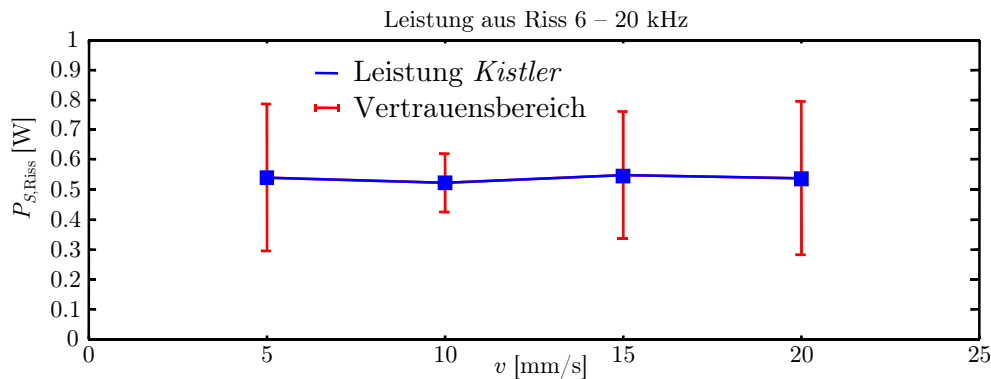


Abbildung 3.17: Körperschalleistung aus Riss mit gekerbter Probe

Der Vertrauensbereich wurde wie in Abschnitt 3.4.5 dargestellt ermittelt. Aufgrund der hohen durch den Riss erzeugten Beschleunigungsamplituden wird der Messbereich des empfindlichen $B\mathcal{E}K$ -Sensors überschritten, womit der Sensor mit einem Messbereich von 1000 g herangezogen werden muss. Deutlich erkennbar ist die konstante Körperschalleistung, die durch den Riss freigesetzt wird. Bei der vorhandenen Probengeometrie ist der Bereich plastischer Dehnung sehr gering ausgeprägt. Der Riss beginnt bereits ab Belastungsbeginn an der Kerbe fortzuschreiten.

3.4.7 Vergleich der untersuchten Materialien

Aus [77] steht die Schallenergiedichte von Stahl im Frequenzband von 50 – 180 kHz zur Verfügung. Verglichen mit den Schallenergiedichten der Aluminiumlegierungen (Tabelle 3.4) ist sie bei Stahl um den Faktor 8 - 16 höher.

Werkstoff	Fahrzeugelement	$\bar{S}_{6-20kHz}$	$\bar{S}_{50-180kHz}$
Stahl ST12	-	–	$5,87 \cdot 10^{-4}$
6060.35.T6	Crashbox	$5,57 \cdot 10^{-7}$	$3,57 \cdot 10^{-5}$
7003.30.T6	Biegequerträger EU	$1,02 \cdot 10^{-6}$	$6,99 \cdot 10^{-5}$
7108.50.T6	Biegequerträger USA	$7,76 \cdot 10^{-7}$	$5,22 \cdot 10^{-5}$

Tabelle 3.4: Mittelwert Schallenergiedichte \bar{S} aus Zugversuchen in J/mm^3

Eine Ursache für den gravierenden Unterschied liegt im Dehnungsverhalten der beiden Materialien, da Stahl einen größeren Bereich plastischer Dehnung aufweist als die hochfesten Aluminiumlegierungen. Die Festigkeit bei Aluminium entsteht durch das Blockieren von Versetzungsbewegungen. Zusätzlich handelt es sich bei der geprüften Stahllegierung ST12 um einen weichen Baustahl mit im Vergleich zu Aluminium stärker ausgeprägtem Bewegungsverhalten der Versetzungen bei Deformation.

Verglichen mit der hochfrequenten Messung der kontinuierlichen Schallemission zeigt die niederfrequente Messung geringere Aktivität (Abbildung 3.18 a). Das Kurzzeitspektrum der breitbandig gemessenen Beschleunigung zeigt besonders hohe Körperschallintensität im Frequenzbereich von 110 - 170 kHz (Abbildung 3.18 b). Diese Erkenntnis stimmt mit den in der Literatur ([50, 73]) genannten Frequenzen für Versetzungsbewegungen überein. Eine detailliertere Darstellung findet sich in der Arbeit von *Thomas* [104].

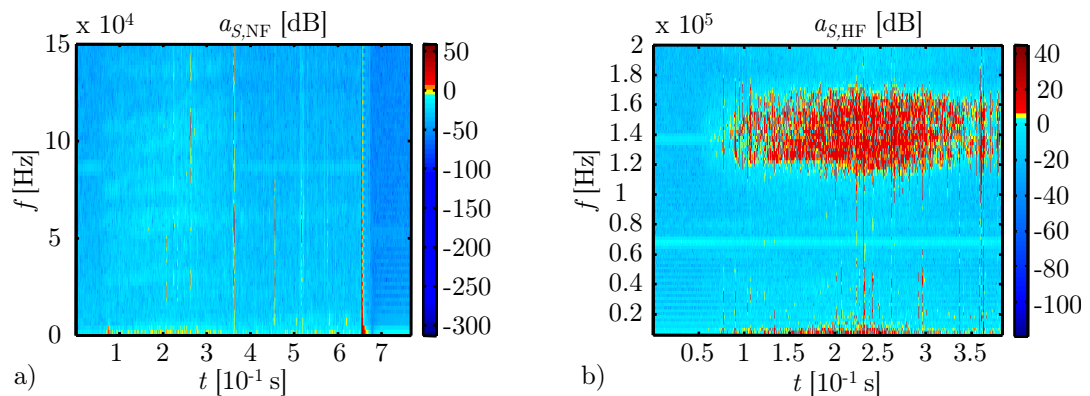


Abbildung 3.18: Kurzzeitspektren der gemessenen Körperschallemission a) Zugversuch niederfrequent gemessen, b) Zugversuch hochfrequent gemessen

Zusammenfassend wird die Feststellung getroffen, dass hochfeste Materialien wenig Versetzungsbewegungen zulassen und daher weniger Körperschall aus Versetzungsbewegungen emittiert wird als bei duktilen Materialien wie z.B. gewöhnlichem Stahl. Darüber hinaus erkennt man geringe Körperschallemissionen im niedrigen Frequenzband von 6 bis 20 kHz. Der Vergleich der drei verschiedenen Aluminiumlegierungen liefert keine gravierenden Abweichungen in den Schallenergiedichten. Die Legierungen sind als hochfeste Materialien konzipiert und wurden mit der Wärmebehandlung T6, welche eine starke Materialverfestigung bewirkt, der gleichen Vorbehandlung unterzogen.

3.5 Crashsimulation

Um aus den im Zugversuch gewonnenen Schallenergiedichten crashrelevante Größen abzuschätzen, wurden Crashsimulationen der Fahrzeughersteller genutzt. Diese geben Auskunft über Deformationsgeschwindigkeiten und an der Verformung beteiligten Volumina des CMS. Es wird die Schallenergiedichte mit der Volumendeformationsrate im Crash in Verbindung gebracht und man erhält die im Crash durch Versetzungsbewegungen erzeugte Körperschalleistung. In den Simulationen wurden verschiedene Crash-Szenarien, u.a. die beiden wichtigsten, AZT und ODB, simuliert. Als beteiligte Bauteile wurden Biegequerträger und Crashboxen gezielt betrachtet.

Die aus der *Finite Element Simulation* (FEM) gewonnenen Daten liegen in einer Abtastrate von 10 kHz vor. Die Simulationsdauer beträgt 100 ms und liefert damit ein ausreichend großes Zeitfenster für den Fahrzeugcrash. Die Crashbox wurde aus 5353 und der Biegequerträger aus 14544 einzelnen Volumenelementen nachgebildet, was zu einer Volumenelementgröße von $64,85 \text{ mm}^3$ bzw. $59,13 \text{ mm}^3$ führt. Für jedes Element wurde die plastische Dehnung und die Spannung über die gesamte Simulationsdauer betrachtet. Es wurden nur deformierende Volumenelemente mit plastischer Dehnung im Simulationszeitraum ungleich Null herangezogen. Aus den ermittelten Größen lässt sich ein mittlerer Spannungs- und Dehnungsverlauf berechnen. Die Mittelung der Dehnung berücksichtigt die beteiligten Elemente zum Zeitpunkt der Mittelwertbildung.

Für den Verlauf der mittleren plastischen Deformation der verformten Elemente ergeben sich die Signalverläufe in Abbildung 3.19 a).

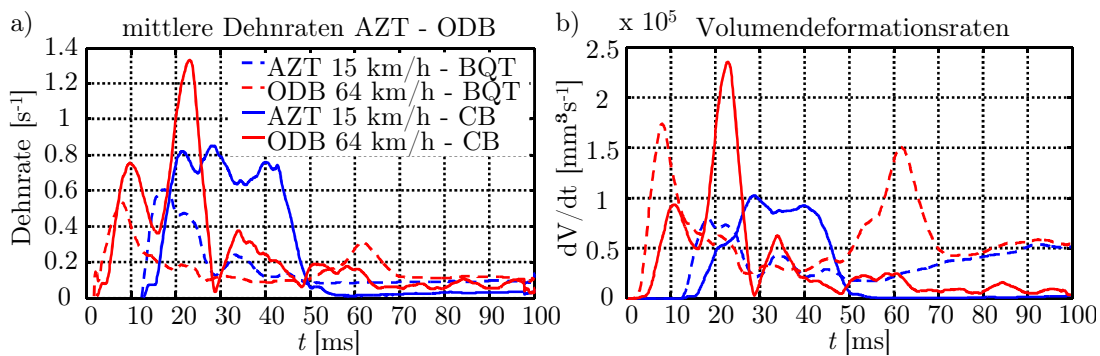


Abbildung 3.19: Simulation Vergleich AZT- vs. ODB-Lastfall für Crashbox und Biegequerträger (BQT), a) Dehnrates , b) Volumendeformationsrate

Die maximale Dehnrates liegt im Bereich von $0,8 \text{ s}^{-1}$ im AZT- bzw. $1,35 \text{ s}^{-1}$ im ODB-Lastfall. Im Zeitfenster zwischen 10 und 15 ms erkennt man beim ODB ein lokales Minimum im Verlauf der Crashbox-Dehnrates. Betrachtet man jedoch die Spannung an Crashbox und Biegequerträger, so steigt diese weiterhin an. Würde hier die Struktur des Crashmanagement-Systems versagen, müsste auch die Spannung einbrechen. Da dies nicht der Fall ist, muss der Einbruch der Dehnrates eine andere Ursache haben. Naheliegender ist eine Verformung der ODB-Wabe. Nach erfolgtem Einknicken scheint sich diese zu stabilisieren und die Crashbox beginnt, sich weiter zu verformen. Beim Zeitpunkt $t = 28 \text{ ms}$ ist keine Verformung der Crashbox vorhanden, da dort die Deformationsrate gegen Null geht. Hier ist der Großteil der Crashbox bereits aufgebraucht; daher steigt ab diesem Zeitpunkt auch die Dehnrates des Biegequerträgers. Analog zum ODB verhält sich auch die AZT-Dehnrates. Jedoch tritt Einknicken mangels ODB-Wabe nicht

auf. Zudem ist das Verharren der Crashbox auf konstantem Niveau im Anschluss an die Verformungsphase ab ca. 50 ms ersichtlich.

Zur Hochrechnung der Körperschalleistung aus plastischer Deformation ist neben der Deformationsrate auch der Bezug zum verformten Volumen entscheidend. Man erhält die Volumendeformationsrate des Crashmanagement-Systems aus

$$\dot{V}(t) = \sum_{i=1}^n V_i \dot{\epsilon}(t). \quad (3.38)$$

Es werden alle Einzel-Volumendeformationsraten $V_i \dot{\epsilon}(t)$ zur Gesamtgröße $\dot{V}(t)$ aufsummiert. Abbildung 3.19 b) stellt die resultierenden Zeitverläufe für Crashbox und Biegequerträger im Fall von AZT und ODB dar.

Zur Hochrechnung für die im Crash emittierte Körperschalleistung wurde anschließend die maximale Volumendeformationsrate mit den materialzugehörigen Schallenergiedichten S_k aus den Zugversuchen multipliziert

$$P_{k,\max} = S_k \max_t(\dot{V}_k(t)). \quad (3.39)$$

Der Parameter k kennzeichnet hierbei das betrachtete Teil, $k \in \{\text{AZT-CB}, \text{AZT-BQT}, \text{ODB-CB}, \text{ODB-BQT}\}$. Hieraus ergibt sich die Maximalleistung aus plastischer Deformation für die Crashfälle ODB und AZT (Tabelle 3.5).

Frequenzband	AZT-CB	AZT-BQT	ODB-CB	ODB-BQT
> 50kHz	3,64	5,66	8,39	12,09
6 - 20kHz	0,07	0,08	0,15	0,18

Tabelle 3.5: Hochrechnung Maximalleistung [W] für Biegequerträger (BQT) und Crashbox (CB) aus plastischer Verformung im Crash

Man erhält somit maximal 0,18 W im Frequenzbereich $6 \text{ kHz} \leq f \leq 20 \text{ kHz}$ und 12,09 W im Bereich $f > 50 \text{ kHz}$ beim ODB Crash. Der AZT liegt hierbei um etwa 50% niedriger als der ODB. Die hier ermittelten Größen spiegeln die erzeugte Quelleistung des Körperschalls wider. Durch Dämpfung und geometrisch bedingte Verteilung in der ausgedehnten Fahrzeugstruktur steht im Airbag-Steuergerät am Mitteltunnel nur noch ein Bruchteil für die messtechnische Erfassung zur Verfügung.

Bei Anregung mit der Impulsgenerator-Methode (siehe Abschnitt 4.3) treten in der ECU crashähnliche Schwingbeschleunigungen auf. Für einen qualitativen Vergleich der Größenordnungen der eingekoppelten Leistung kann daher diese Methode herangezogen werden. Im Nominalfall kann eine Impulsdauer der Anregung $T_I = 50 \mu\text{s}$ und eine Schwingbeschleunigung a_s an der Anregungsposition von $50 \cdot 10^3 \text{ m/s}^2$ erreicht werden. Für die Anregungsposition kann eine mittlere Admittanz $\bar{Y}_m = 0,7 \text{ ms}^{-1}/N$ angegeben werden. Die eingekoppelte mittlere Leistung ergibt sich zu $P_S = \bar{v}_s^2 / \bar{Y}_m = (a_s T_I) / \bar{Y}_m = 8,93 \text{ kW}$. Damit kann festgestellt werden, dass die Leistung der Körperschallanregung aus Versetzungsbewegungen im Vergleich zur Anregung im Crash keinen wesentlichen Beitrag leistet.

Für die Abschätzung der Deformationsgeschwindigkeiten muss die gesamte Volumendeformationsrate des CMS betrachtet werden. Hierzu werden die \dot{V} der einzelnen CMS-Bestandteile zu jedem Zeitpunkt aufsummiert und integriert. Damit erhält man eine

zeitliche Darstellung des verformten Volumens über der Crashdauer (Abbildung 3.20). Der AZT zeigt das geringste verformte Volumen, der ODB liegt lediglich um den Faktor 1,5 darüber. Der Wall-Crashtest verformt erheblich mehr Volumen. Zu beachten ist die Überdeckung der Fahrzeugfront durch das Hindernis (ODB und AZT: 40%, Wall-Lastfall: 100%). Der Verformungsanteil beträgt ca. 3% bis 5% des Gesamtvolumens, was in der Größenordnung der Materialstreckgrenzen liegt.

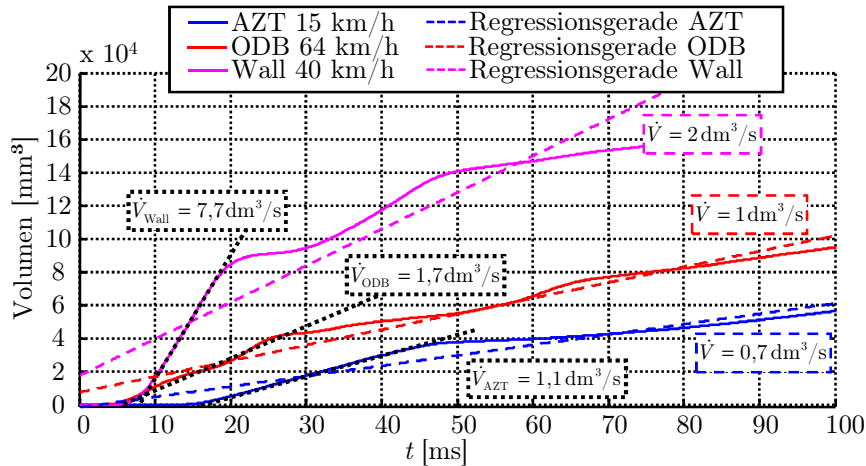


Abbildung 3.20: Verformtes Volumen im Crash

Die wichtigste Information dieser Darstellung liegt jedoch im zeitlichen Verlauf. Die Steigungen der Graphen können als Geschwindigkeit der Volumenverformung interpretiert werden, was indirekt einer Darstellung der Deformationsgeschwindigkeiten der drei Lastfälle gleich kommt. Wertet man die Steigungen der Anfangsdeformation aus, erhält man somit eine Darstellung der Craschschwere bzw. Deformationsgeschwindigkeit zu Beginn der Crashfälle. Setzt man die Steigungen der Anfangsphasen ins Verhältnis, kann die bis dato unbekannte Deformationsgeschwindigkeit des ODB 64 km/h auf Basis der AZT-Geschwindigkeit abgeschätzt werden.

Vergleicht man \dot{V} in den Anfangsphasen des jeweiligen Craschs, so unterscheiden sich die Volumendeformationsraten nicht derart gravierend, wie man aufgrund der höheren Fahrzeuggeschwindigkeit im ODB-Crashtest zunächst erwarten würde.

$$\frac{\dot{V}_{\text{ODB}}}{\dot{V}_{\text{AZT}}} = \frac{0,17}{0,11} = 1,5 \rightarrow v_{\text{ODB}} = 1,5 \cdot 15 \text{ km/h} = 22,5 \text{ km/h.}$$

Zur Unterstützung der aufgezeigten Methode wurde die gleiche Prozedur auf den Wall-Test angewandt. Dessen Deformationsgeschwindigkeit ist aufgrund des harten Hindernisses gleich der Fahrzeuggeschwindigkeit, also 40 km/h. Die Vergleichsrechnung für den Wall-Test liefert unter Berücksichtigung einer 100% Überdeckung

$$\frac{\dot{V}_{\text{Wall}}}{\dot{V}_{\text{AZT}}} = \frac{0,77}{0,11} \cdot 0,4 = 2,8 \rightarrow v_{\text{Wall}} = 2,8 \cdot 15 \text{ km/h} = 42 \text{ km/h.}$$

Die Berechnung aus der Volumendeformationsrate zeigt somit tatsächlich die anfängliche Deformationsgeschwindigkeit. Der ODB 64 km/h Lastfall hat folglich, anstatt der Fahrzeuggeschwindigkeit von 64 km/h, eine relative Crashgeschwindigkeit von lediglich 22,5 km/h. Ursache dessen ist die weiche Struktur des ODB-Hindernisses, welche keine

abrupte Verzögerung liefern kann.

3.6 Makroskopisches Verhalten der Fahrzeugstruktur

Abbildung 3.21 a) stellt ein Fahrzeugfrontend im ODB-Frontalcrash dar. Die wesentliche Strukturkomponente eines Fahrzeugs in der für die Crasherkenkung wichtigen Anfangsphase ist das Crashmanagement-System (CMS) im Stoßfängerbereich, Abbildung 3.21 b).

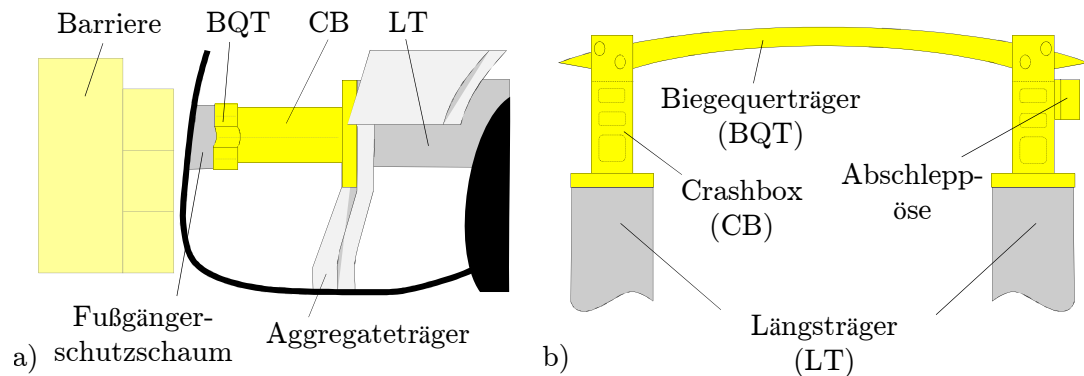


Abbildung 3.21: Im Fahrzeugcrash belastete Strukturteile: a) Fahrzeugfrontend im Frontalcrash gegen eine deformierbare Barriere (ODB-Lastfall), b) prinzipieller Aufbau eines Crashmanagementsystems

Crashmanagement-Systeme sind integrale Sicherheitsbestandteile des Gesamtfahrzeugs. Sie vereinen die Anforderungen aus dem Typschadencrash (AZT) mit einer Geschwindigkeit von 15 km/h und dem schnellen Crash. Während der Typschadencrash das Entwicklungsziel hat, die Reparaturkosten des Fahrzeugs bei Unfällen mit geringer Geschwindigkeit möglichst niedrig zu halten, steht beim schnellen Crash das Leben sowie die Unversehrtheit der Fahrzeuginsassen und in zunehmendem Maße von Fußgängern im Mittelpunkt. Im Fall des Typschadencrashes (geringe Schwere, niedrige Geschwindigkeit) müssen die Typschadenelemente (in Abbildung 3.21 realisiert durch die Crashbox) durch Energieabsorption die restlichen Fahrzeugstrukturen vor plastischer Deformation schützen und damit Kosten durch Reparaturen an der Rahmenstruktur vermeiden. Um dies zu erreichen, muss das Kraftniveau dieser Elemente unter dem der zu schützenden Struktur liegen. Weiterer Bestandteil des CMS ist neben den Typschadenelementen noch der Biegequerträger. Bei weitgehend axialer Belastung tritt bei der betreffenden Crashbox (einer möglichen Realisierungsform des Typschadenelements) Deformation in Form von Faltbeulen auf. Stärkerer Einfluss von Querkräften kann zum - für die Fahrzeugsicherheit abträglichen - Knicken der Crashbox und damit zum resultierenden suboptimalen Abbau der kinetischen Energie des Fahrzeugs führen. Um den kontrollierten Energieabbau auch bei Querkraftereinfluss sicherzustellen, wird das Verhalten im 30°-Winkeltest geprüft.

Als Energieabsorptionselemente sind heute verschiedene Typen mit unterschiedlichen Eigenschaften verfügbar [3]. Dabei kommen unterschiedliche mechanische Umformprinzipien für den Energieabbau zum Tragen. Allen gemein ist die konstruktive Adaption des Kraftniveaus auf das Zielfahrzeug. Randbedingungen dabei sind Fahrzeugmasse und zur Verfügung stehender Bauraum. Abbildung 3.22 zeigt eine Auswahl: die aus Aluminium extrudierte oder aus Stahl gefertigte Crashbox (Abbildung 3.22a), deformiert durch Faltbeulen. Sie weist gegenüber den anderen Varianten starke Kraftschwankungen während

des Deformationsverlaufs auf. Die Varianten b) (Stülprohr) und c) (Schieberohr) zeigen hingegen deutlich glattere Kraft-Zeit-Verläufe.

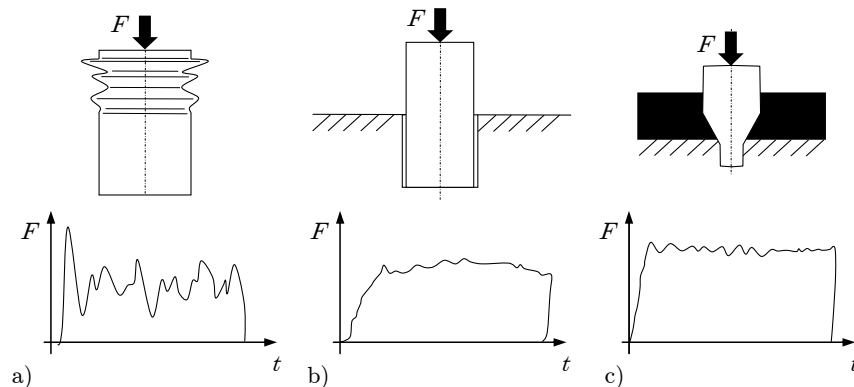


Abbildung 3.22: Verschiedene Bauformen von Energieabsorptionselementen nach *DURA* (b, c) und *Benteler* (a) mit zugehörigen Kraft-Zeit-Verläufen bei axialer Deformation: a) Crashbox, b) Stülprohr, c) Schieberohr

3.6.1 Knickstabilität

Die Deformation des CMS im Crash stellt ein Stabilitätsproblem dar. Eine definierte Kraft führt zu einer unbestimmten Verformung. Solange eine kritische Kraft F_{krit} nicht überschritten wird, befindet sich das System im Gleichgewicht. Für $F > F_{\text{krit}}$ ergibt sich ein mehrdeutiges Problem, da neben der ursprünglichen Lage mehrere Gleichgewichtslagen existieren, die mit seitlichen Auslenkungen verbunden sind. Das seitliche Ausweichen bei Überschreitung der kritischen Last wird im Fall des Stabes als *Knicken* und für den Fall von plattenförmigen Strukturen oder Schalen als *Beulen* bezeichnet [38].

Wesentlich für eine gleichbleibende Körperschallemission unter Vergleich mehrerer Realisierungen eines Crashtests unter selben Bedingungen ist das reproduzierbare Eintreten der Deformation in den Beulprozess. Aufgrund der zylindrischen Grundform besteht die (der optimalen Energieaufnahme abträgliche und damit unerwünschte) Möglichkeit eines globalen Ausknickens des Typschadelements, Abbildung 3.23.

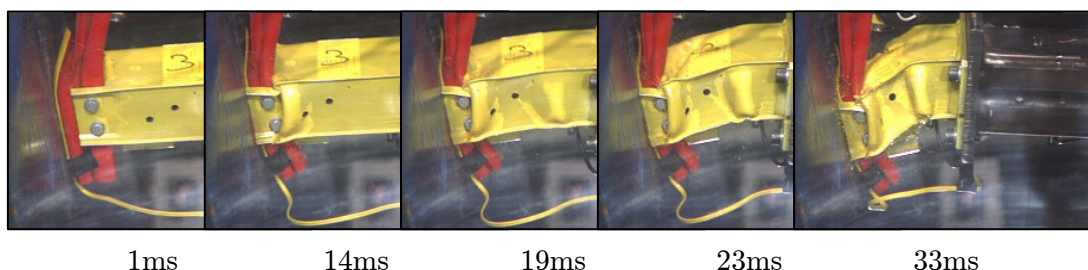
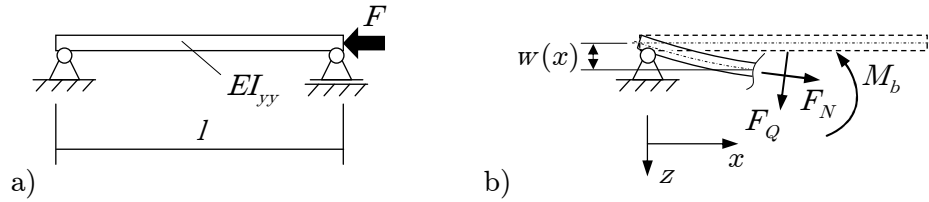


Abbildung 3.23: Zeitverlauf der Knickung der Crashbox im AZT-Lastfall

Das Ausknicken eines Stabes bei Überschreitung der kritischen Last F_{krit} ist durch sehr große Verformungen gekennzeichnet; das System wird instabil. Die Grundüberlegungen des Stabilitätsproblems gehen auf *Euler* zurück. Im Gegenzug zur Bestimmung der Biegegleichungen einfacher Balkenstrukturen muss das Stabilitätsproblem am verformten infinitesimalen Balkenelement durchgeführt werden.


 Abbildung 3.24: Knickung um die y -Achse (I_{\min})

Das Biegemoment M_b lässt sich anhand Abbildung 3.24 b) bestimmen

$$M_b(x) = F w(x), \quad (3.40)$$

sodass sich mit der Biegegleichung des einfachen Balkens

$$M_b(x) = -EI_{yy} w(x) \quad (3.41)$$

die homogene Differenzialgleichung zweiter Ordnung für den Knickstab ergibt

$$w''(x) + \frac{F}{EI_{yy}} w(x) = 0. \quad (3.42)$$

Zur Lösung kann der Ansatz $w(x) = C_1 \cos(\sqrt{F/EI_{yy}} x) + C_2 \sin(\sqrt{F/EI_{yy}} x)$ verwendet werden. Mit den Randbedingungen $w(x=0) = w(x=l) = 0$ folgt die nichttriviale Lösung

$$\sin\left(\sqrt{\frac{F}{EI_{yy}}} l\right) = 0, \quad (3.43)$$

sodass die Knickkraft angegeben werden kann mit

$$F = \left(\frac{n\pi}{l}\right)^2 EI_{yy}. \quad (3.44)$$

Die kleinste und damit kritische Knickkraft $F = F_{\text{krit}}$ ist damit bei $n = 1$. Die Biegelinie ist sinusförmig und die Knickung erfolgt um das kleinste Flächenträgheitsmoment $\min(I_{yy}, I_{zz})$. Werden die Lagerbedingungen geändert, müssen die Randbedingungen angepasst werden. Die wichtigsten Knickfälle sind in Tabelle 3.6 zusammengefasst [64].

Fall 1	Fall 2	Fall 3	Fall 4
$F_{\text{krit}} = EI_{yy} \pi^2 \frac{1}{l^2}$	$F_{\text{krit}} = EI_{yy} \pi^2 \frac{1}{4l^2}$	$F_{\text{krit}} = EI_{yy} \pi^2 \frac{4}{l^2}$	$F_{\text{krit}} = EI_{yy} \pi^2 \frac{2}{l^2}$
$l_{\text{knick}} = l$	$l_{\text{knick}} = 2l$	$l_{\text{knick}} = \frac{1}{2}l$	$l_{\text{knick}} = \frac{1}{\sqrt{2}}l$

Tabelle 3.6: Knickfälle der technisch relevanten Lagerungsarten nach Euler

Zur Bestimmung der Knicksicherheit ist der Nachweis zu führen, ob die vorhandene Spannung $\sigma_{\text{vorh}} = F/A$ kleiner als die zulässige Knickspannung $\sigma_{\text{zul}} = F_{\text{knick}}/A$ ist. Definiert man zusätzlich den Trägheitsradius i (Maß für die Entfernung des Materials vom Schwerpunkt) und den Schlankheitsgrad λ (reine Geometriegröße) über die charakteristische Knicklänge l_{knick}

$$i = \sqrt{\frac{\min(I_{yy}, I_{zz})}{A}}, \quad \lambda = \frac{l_{\text{knick}}}{i}, \quad (3.45)$$

so zeigt sich, dass die Knickspannung σ_{knick} proportional zum Kehrwert von Quadrat des Schlankheitsgrads ist ($\sigma_{\text{knick}} \sim \lambda^{-2}$). Die Knickung ist damit bis auf das E-Modul unabhängig von Festigkeitskennwerten wie Zugfestigkeit, Streckgrenze oder Bruchdehnung. Knickgefährdete Bauteile können damit nicht über eine Verbesserung der Legierungseigenschaften optimiert werden. Es sind die Lagerbedingungen und/oder die Geometrieigenschaften anzupassen.

Im Falle der Crashbox-Konstruktionen zeigt sich dieser Einfluss deutlich. Das mechanische Grundkonzept ändert sich bei verschiedenen Konstruktionen nicht. Die Crashbox wird über einen Flansch an dem Längsträger befestigt (Abbildung 3.25), sodass die Lagerungs- und Lastbedingungen dem Knickfall 2 aus Tabelle 3.6 entsprechen.

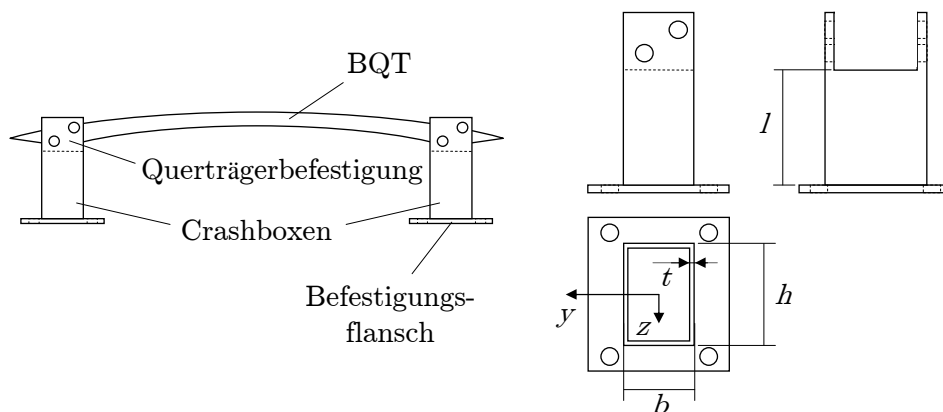


Abbildung 3.25: Geometrie und Anbindung der Crashbox

Starke Variationen der Konstruktion entstehen durch die Lösung des Zielkonflikts zwischen aufzunehmender Crashenergie und der Berücksichtigung von Design und Package des Fahrzeugs. Für fünf verschiedene Fahrzeuge der Mittel- und Kompaktklasse sind in Tabelle 3.7 die entsprechenden Maße dargestellt, aus denen sich der zur Knicksicherheit erforderliche Schlankheitsgrad λ ergibt.

Mit zunehmendem Schlankheitsgrad λ steigt die Gefahr eines Abkickens der Crashbox in einer Crashsituation. Auffällig ist die starke Diskrepanz der Knicksicherheit zwischen Mittel- und Kompaktfahrzeugklassen. Letztere haben ein geringeres Fahrzeuggesamtgewicht, sodass die in einem Crash zu vernichtende Energie deutlich geringer ist, was mit einer konstruktiven Verkürzung der Crashbox einhergeht. Hohe Fahrzeugmasse führt damit zwangsweise zu größerer Knickneigung.

	System 1	System 2	System 4	System 3	System 5
Fahrzeugtyp	Mittelklasse			Kompaktklasse	
Material	Aluminum				Stahl
l [mm]	190,0	170,0	200,0	105,0	130,0
h [mm]	100,0	55,0	100,0	75,0	80,0
b [mm]	70,0	50,0	55,0	65,0	70,0
t [mm]	2,5	4,0	2,0	3,1	1,6
A [mm ²]	825,0	776,0	604,0	829,6	469,8
$\min(I_{yy}, I_{zz})$ [cm ⁴]	68,4	28,2	32,5	55,1	37,9
Knickfall	2				
l_{knick} [mm]	380,0	340,0	400,0	210,0	260,0
i [mm]	28,8	19,1	23,2	25,8	28,4
λ [-]	13,2	17,8	17,2	8,1	9,2

Tabelle 3.7: Bestimmung der Knickstabilität verschiedener Crashbox-Konstruktionen

3.6.2 Faltbeulen

Zur Untersuchung der Körperschallanregung durch die Deformation des Typschadelements muss dessen Versagensverhalten näher betrachtet werden. Ein angestrebtes Ziel bei der CMS-Entwicklung ist das Erreichen der optimalen Energieaufnahme. Bei der häufigsten Variante, der Crashbox, ist dies bei der Deformation durch Faltbeulen gegeben. Dies ist sowohl bei AZT als auch bei ODB der dominierende Deformationsmodus. Im Rahmen von Ersatzversuchen wurde die Deformationscharakteristik von CMS-Konstruktionen untersucht. Hierzu wurden Rollbocktests durchgeführt. Für den Rollbocktest wird ein CMS ohne Verkleidungen und Anbauteile auf einen Rollwagen montiert und mit definierter Geschwindigkeit gecrasht. Die Versuchsbedingungen spiegeln den AZT-Lastfall wider. Die Vorteile der Rollbocktests gegenüber Gesamtfahrzeugtests liegen in den Einsichtmöglichkeiten der Vorgänge während der Deformation und der Verringerung der Einflussfaktoren.

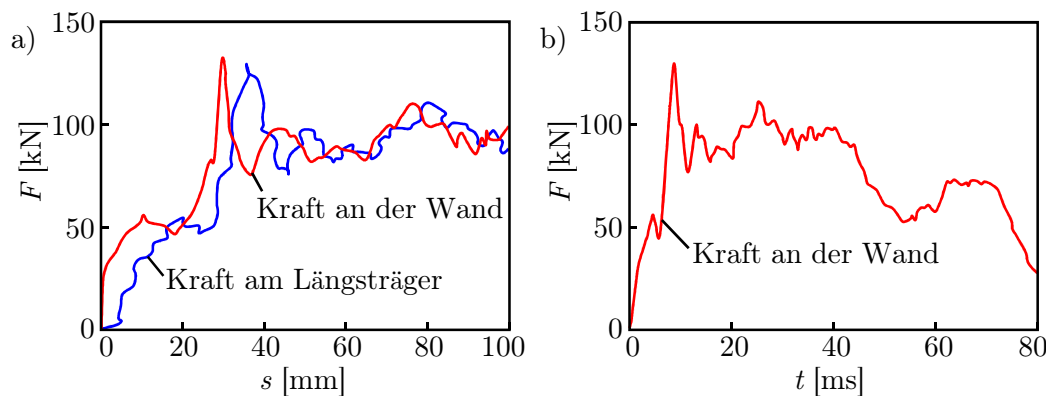

 Abbildung 3.26: Aufgenommene Kraftsignale a) aufgetragen über dem Deformationsweg $F(s)$ und b) über der Zeit $F(t)$ bei der Belastung des CMS im Rollbocktest

Abbildung 3.26 zeigt den Kraftverlauf über der Zeit und dem Weg eines Rollbocktests. Dabei ist ein Anfangsbereich mit geringem, relativ konstantem Kraftniveau auszumachen, welcher der Deformation des Biegequerträgers zuzuordnen ist. Darauf folgt der nahezu lineare Anstieg der Kraft bis zum Erreichen der Traglast der Crashbox. Wird sie über-

schritten, beginnt der Faltbeulprozess mit der sequenziellen Ausbildung der einzelnen Falten.

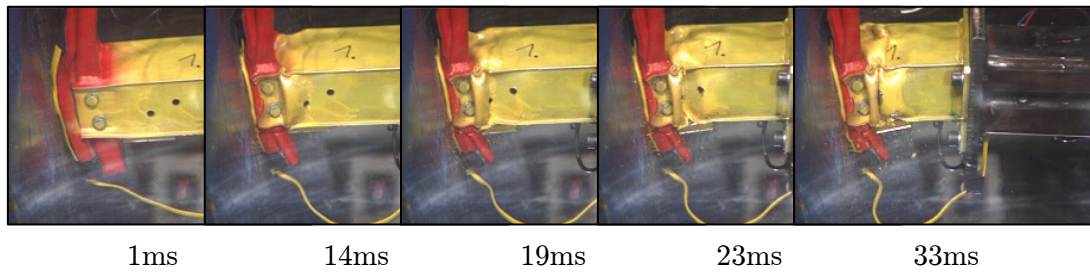


Abbildung 3.27: Faltbeulung einer Crashbox im Rollbocktest

Abbildung 3.27 zeigt die Entstehung und Ausbildung von Faltbeulen. Dies ist für den vorliegenden Crashboxtyp charakteristisch und entspricht dem gewünschten Deformationsprozess. Eine ingenieurmäßige Abschätzung des Kraft-Zeit-Verhaltens liefert das Modell der beweglichen Gelenke nach *Wierzbicki* [113], das auf empirischer Basis definiert ist.

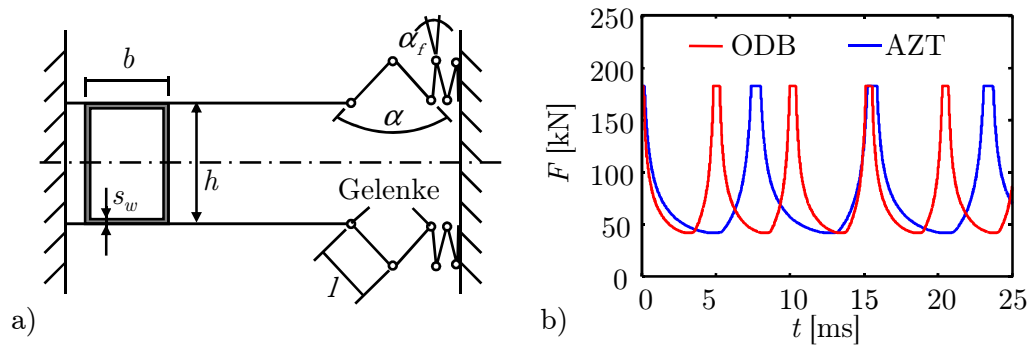


Abbildung 3.28: Modellbildung der Faltbeulung: a) Modell der beweglichen Gelenke nach *Wierzbicki* [113], b) Simulation des Modells für die Lastfälle AZT und ODB

Dabei wird zunächst nach *Wierzbicki* der Kraftverlauf F als Funktion des Deformationswinkels α angegeben als

$$F(\alpha) = \frac{4\pi + \sqrt{3} \left(\frac{2R_w}{s_w} \right) \tilde{H}^2 \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_f} \right) \pi |\cos \alpha|}{4\tilde{H} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_f} \right) \sin \alpha} \sigma_G s_w^2. \quad (3.46)$$

Dabei ist s_w die Wandstärke, R_w der kleinste Wirkradius mit $R_w = 1/2 \min(h, b)$, σ_G die Quetschgrenze, α_f der Endwinkel und H die Länge einer Falte. Für die gegebene Problemstellung ist jedoch das zeitliche Verhalten von Belang. Daher muss für eine Darstellung die Zeitabhängigkeit hergestellt werden. Dazu wird der axiale Deformationsweg als Funktion des Deformationswinkels α mit dem Radius einer Falte r_F und der relativen Faltenlänge \tilde{H} angegeben

$$x_D(\alpha) = 2H - 2(2r_F \sin \alpha + (H - 2r_F \alpha) \cos \alpha) \quad (3.47)$$

$$t(\alpha) = \frac{x_D(\alpha)}{v_{\text{defo}}}, \quad H = \frac{\sqrt{\pi R_w s_w}}{\sqrt[4]{3}}, \quad \alpha_f = \frac{5}{6}\pi, \quad r_F = \frac{H}{2\pi}. \quad (3.48)$$

Um den Kraftverlauf eines kompletten Faltbeulvorgangs zu erhalten, wird aus den Einzelbeulvorgängen eine Sequenz für eine Crashbox mit vier Falten gebildet. Zur Veranschaulichung der Wirkungsweise bei Deformationen mit unterschiedlicher Geschwindigkeit werden die Simulationen von AZT- und ODB-Tests eines Mittelklassefahrzeugs herangezogen. Aus dem Abschnitt 3.5 zur Crashsimulation sind bereits Deformationsgeschwindigkeiten für das Absorberelement bekannt (3.49)

$$v_{\text{defo}} = \begin{cases} 4,1 \text{ m/s} & \text{AZT} \\ 6,25 \text{ m/s} & \text{ODB} \end{cases}. \quad (3.49)$$

Damit ergeben sich die in Abbildung 3.28 b) dargestellten Kraftverläufe. Daraus ist ersichtlich, dass die Zeitdauer einer Falte von der Deformationsgeschwindigkeit abhängt. Bildet man den zeitlichen Abstand zwischen der Ausbildung zweier Falten, lässt sich eine Beulfrequenz angeben. Die Verläufe für AZT und ODB unterscheiden sich in ihren Beulfrequenzen. Diese Unterschiede bewirken die unterschiedliche Anregung der Struktur des Fahrzeugs bei AZT und ODB.

Ein Vergleich des Kraftverlaufs nach dem Modell der beweglichen Gelenke mit einem Laborversuch (Abbildung 3.29 b) zeigt nach *Jones* [47], dass das Modell zwar prinzipiell in der Lage ist, die entstehenden Kraftänderungen im Mittel darzustellen, jedoch ergeben sich gravierende Abweichungen. Die initiale Traglastüberschreitung kann nicht abgebildet werden. Aufgrund des asymptotischen Verhaltens am Kraftmaximum muss die Amplitude künstlich begrenzt werden, was sich deutlich im simulierten Kraftverlauf zeigt. Dabei kommt zum Tragen, dass das Modell von *Wierzbicki* den Kraft-Zeit-Verlauf auf Basis empirischer Betrachtungen wiedergibt und für eine genauere Analyse der Charakteristik nicht ausreichend erscheint.

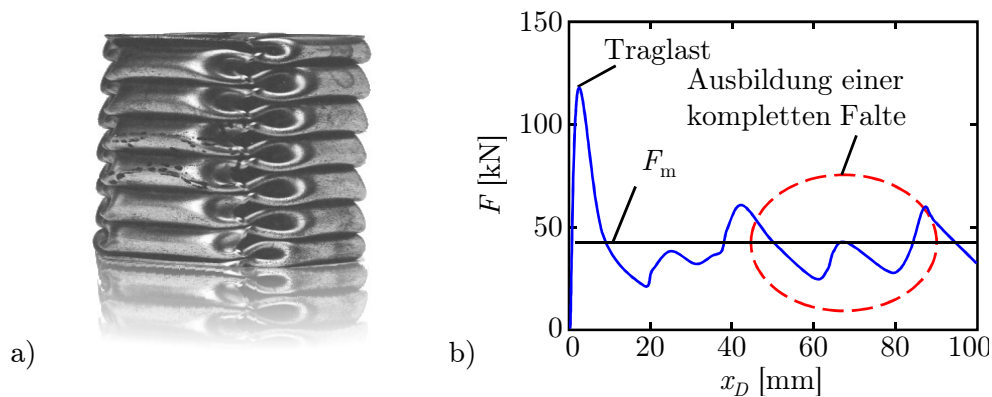


Abbildung 3.29: Vierkantrohr nach Faltbeulen im Laborversuch: a) Deformationsbild und b) Kraft-Weg-Verlauf des Faltbeulprozesses

Wird die Crashbox als axialsymmetrischer Zylinder angesehen, lässt sich der Zusammenhang zwischen belastender Kraft und Ausbeulen analytisch darstellen. Die dabei auftretenden Kraftschwankungen regen die Struktur des Fahrzeugs zu Schwingungen an. Über die allgemeine Biegetheorie der gekrümmten Zylinderschale lässt sich der Bewegungsmodus einer durch eine Impaktmasse belastete rotationssymmetrische Zylinderschale herleiten [62]. Bei der Beulung der Zylinderschale treten sehr große Verformungen auf, sodass ein nichtlinearer Ansatz für die Verzerrungen aufgestellt werden muss. Das Materialgesetz

wird nach *Hooke* linear elastisch angenommen. Mit dem *Langrange*-Formalismus ergeben sich die Bewegungsgleichungen des Beulvorgangs, wenn die gesamte Energie des Systems während der Deformation nach der generalisierten Variablen w , der Verschiebung der Zylindermittellinie in radialer Richtung differenziert wird. Damit findet man nach umfangreicher Rechnung die Differentialgleichung für die Beulung der axial belasteten Kreiszyinderschale

$$\frac{d^2\zeta}{d\tau^2} + S_K \left[\zeta - \zeta_0 + \frac{\pi^2 s_w^2}{16l^2} \frac{E}{\sigma_{\text{krit}}} \frac{(m_B^4 + n_B^2 \beta_K^4)}{m_B^2} (\zeta^2 - \zeta_0^2) \zeta - \tau \zeta \right] = 0. \quad (3.50)$$

Dabei sind S_K und β_K Geometriefaktoren, E das Elastizitätsmodul, σ_{krit} die aus der statischen Stabilitätsuntersuchung der Kreiszyinderschale nach *Flügge* [30] bekannte kritische Beulspannung, n_B und m_B die Beuleigenmoden, τ die auf die Impactgeschwindigkeit normierte Zeit, ζ die auf die Zylinderlänge normierte Ausbeulung bzw. Verschiebung der Zylindermittelfläche und ζ_0 die Imperfektion der Zylinderschale. Eine umfassende Herleitung findet sich in der Arbeit von *Spannaus* [94]. Die Lösung der Gl. (3.50) setzt sich aus der Summe der Einzellösungen für $n_B, m_B = 1, 2, 3, \dots$ zusammen. Da die ersten Beuleigenmoden den Deformationsprozess dominieren, kann die Summation bei $n_B = m_B = 6$ abgebrochen werden. Die Lösung erfolgt mit Hilfe des Runge-Kutta-Verfahrens numerisch, Abbildung (3.30).

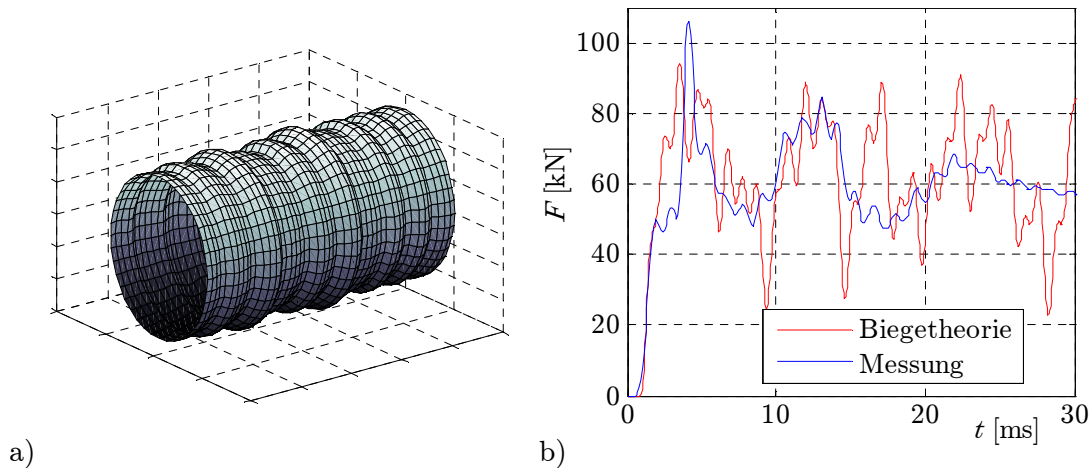


Abbildung 3.30: Simulation des Deformationsvorgangs einer axial belasteten Kreiszyinderschale nach der nichtlinearen Biegetheorie

Die Validierung der Modellbildung erfolgt durch Fallturmmessungen. Abbildung 3.30 b) zeigt den charakteristischen initialen Kraftanstieg bei 5 ms, die niederfrequente Wiederholfrequenz bzw. Ausbildung neuer Faltenbeulen und eine höherfrequente Kraftschwankung. Besonders die letzteren sind im Sinne der Crashererkennung mittels Körperschall sehr interessant. Aufgrund des sich ständig wiederholenden Durchschlagens der Zylinderschale, initiiert durch dessen Stabilitätsverhalten, ändert sich die Kraft in Axialrichtung der Zylinderschale sprunghaft. Der Gradient kann bis ca. $\dot{F}_x < 20 \cdot 10^6$ N/m² ansteigen. Die damit anregbare Körperschalleistung ist entsprechend hoch, da nach *Cremer* die allgemein anregbare Körperschalleistung mit $P_S = F v_s$ bestimmbar ist [19], v_s ist die durch die Kraft F angeregte Körperschallschnelle an demselben Ort. Ist der Wellenwiderstand Z_m bekannt, gilt für die angeregte Körperschalleistung $P_S = |F|^2 \Re \{ Z_m^{-1} \}$. Die Geometriedaten zur Lösung von Gl. (3.50) orientieren sich an den Abmessungen der im Fall-

turm mit AZT-Geschwindigkeit belasteten Kreiszyinderschale. Die gute Übereinstimmung zwischen realen Daten und analytischer Beschreibung des Beulvorgangs erlauben eine Abschätzung der an einen der Zylinderschale anschließenden Struktur, beispielsweise der Fahrzeuglängsträger, abgegebene Körperschalleistung. Mit einer Variation der Geschwindigkeit üblicher Crashgeschwindigkeiten zwischen 1 und 64 km/h ergibt sich die normierte Körperschalleistung in Abbildung 3.31. Die Leistung der Strukturanregung nimmt überproportional mit der Geschwindigkeit der Deformation zu.

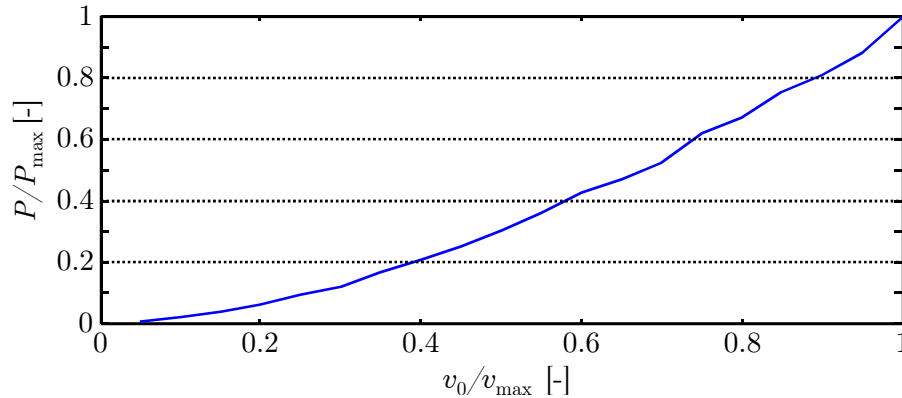


Abbildung 3.31: Leistung der Körperschallemission in Abhängigkeit der Deformationsgeschwindigkeit durch Lösung von Gleichung (3.50)

Für die Trennung der beiden Lastfälle ODB und AZT bedeutet dies, dass die Unterscheidbarkeit anhand der Leistung der gemessenen Körperschallsignale möglich sein muss, indem die direkte Proportionalität

$$P_{S,\text{Beulen}} \sim a_S^2 \sim v_{\text{defo}} \quad (3.51)$$

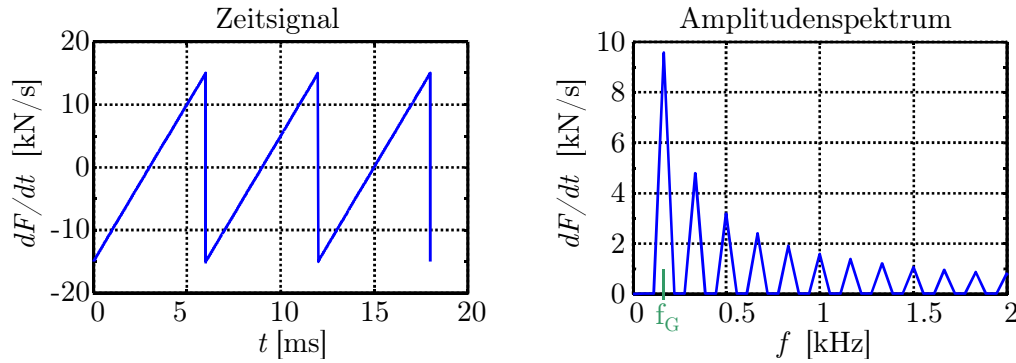
zwischen Deformationsgeschwindigkeit im Crash und der auf der Fahrzeugstruktur messbare Körperschall ausgenutzt wird.

3.6.3 Idealisierte Kraft und Beulfrequenz

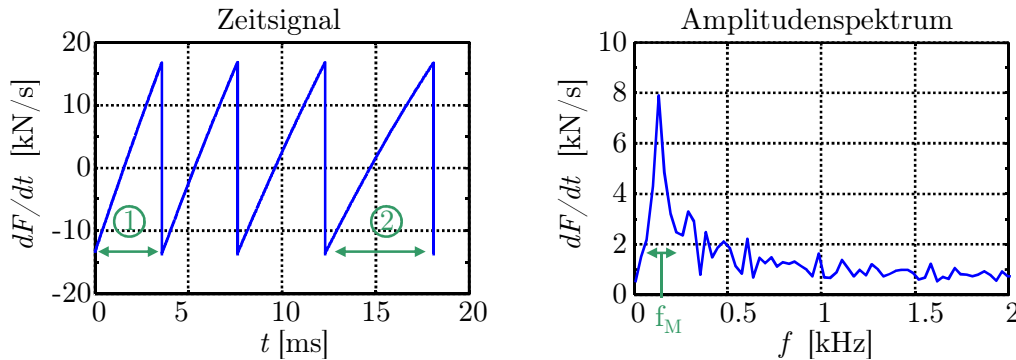
Die klar ersichtliche Periodizität des Kraftverlaufs im Beulvorgang der Kreiszyinderschale (siehe Abbildung 3.30) legt die Vermutung nahe, dass mit der Auswertung ihrer spektralen Charakteristik durch das Rückhaltesystem auf die Deformationsgeschwindigkeit geschlossen werden kann.

Zur weiteren Vereinfachung wird der Kraftverlauf nun als Sägezahnfunktion modelliert. Zunächst soll dabei die Deformationsgeschwindigkeit als konstant angenommen werden. Mit einer Periodendauer von $T = 6 \text{ ms}$ für eine Sägezahnsschwingung wird ein eindeutiges Spektrum der Kraft mit einer Grundfrequenz $f_g = 166 \text{ Hz}$ und den zugehörigen Harmonischen hervorgerufen (Abbildung 3.32).

In der Realität ist die Deformationsgeschwindigkeit jedoch, nicht zuletzt bedingt durch den Geschwindigkeitsabbau, zeitlich veränderlich. Daher wurde die Modellvorstellung für den Crash aus Kapitel 2 angewandt, um ein Maß für den zeitlichen Verlauf der Deformationsgeschwindigkeit zu gewinnen. Den daraus gewonnenen Kraftverlauf stellt Abbildung 3.33 dar. Durch die fehlende Äquidistanz ist die spektrale Charakteristik des Kraftsignals nun nicht mehr eindeutig. Die Grundfrequenz verschmiert zu einem Frequenzbereich,


 Abbildung 3.32: Näherung des Kraftverlaufs durch Sägezahnfunktion, $v_{defo} = \text{const.}$

der jedoch durch die Angabe einer Mittenfrequenz f_M charakterisierbar ist. Da sich bei den beiden Testfällen AZT und ODB unterschiedliche Deformationsgeschwindigkeiten einstellen ($v_{ODB} > v_{AZT}$), erscheint die Trennbarkeit der beiden Crashes mit Hilfe der Mittenfrequenz der Kraftsignatur möglich.


 Abbildung 3.33: Kraftverlauf aus Crashmodell, v_{defo} nicht const.

Die Faltbeulfrequenz kann damit als Maß für die Deformationsgeschwindigkeit gelten. Die Auswertung im Crash gestaltet sich jedoch schwierig, da die Deformation der Crashbox im Testfall mit der geringsten Systemreaktionszeit (ODB 64 km/h) erst nach Passieren der zeitlichen Vorgabe für die Auslösung der Rückhaltemittel (RTTF) vollständig erfolgt ist. Es lässt sich daher nur ein Teil der Kraftsignatur für die Grundfrequenzschätzung der Beulung einsetzen.

3.7 Körperschallentstehung im Rollbockversuch

Für einen Rollbockversuch wird das CMS als alleinige Fahrzeugkomponente auf einem wiederverwendbaren Testwagen montiert und mit definierter Geschwindigkeit zum Wandaufprall gebracht (siehe beispielsweise Abbildung 3.27 auf Seite 49). Bei dieser Art von Ersatzversuch kann die Untersuchung des Deformationsverhaltens sowie der Körperschallentstehung ohne beeinträchtigende Anbauteile erfolgen.

Als Grundlage für diese Betrachtung dienen Rollbockversuche mit Komponenten drei verschiedener Fahrzeuge. Abbildung 3.34 a) zeigt typische Kraftverläufe aus AZT-Rollbockversuchen mit einer Geschwindigkeit von 15 km/h. Die verschiedenen Crashmanagement-

Systeme können dabei in ihrer Charakteristik verglichen werden. Der Verlauf der Kraftsignale gibt Auskunft über den Abbau der kinetischen Energie und spielt daher eine entscheidende Rolle. Zu beachten ist hierbei, dass die Trägheit der verwendeten Kraftmessdose keine hohe Eigendynamik zulässt und so, obwohl die Kraft höher abgetastet wurde, sehr hochfrequente Kraftschwankungen nicht nachgebildet werden können.

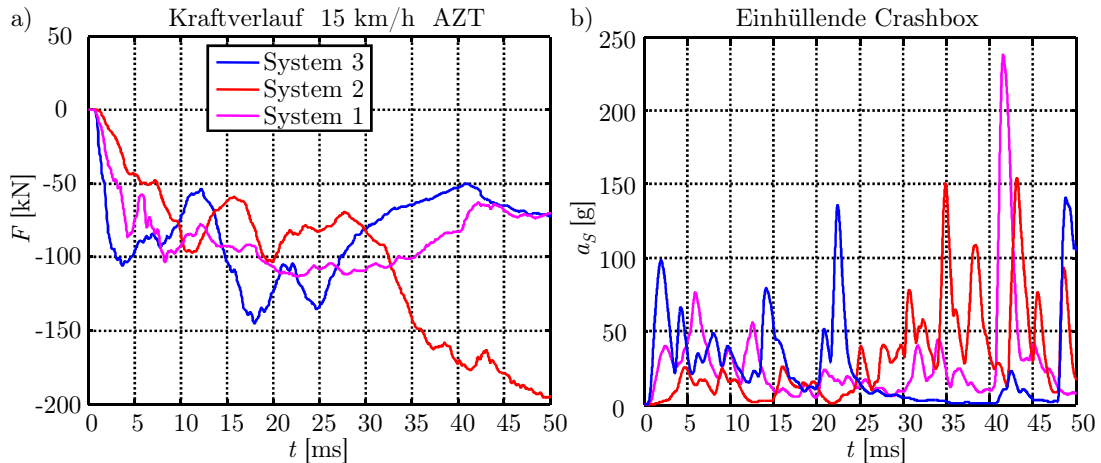


Abbildung 3.34: Vergleich dreier CM-Systeme im Rollbocktest bei 15 km/h, a) Längskraft, b) Einhüllende des Körperschallsignals, gemessen an der Crashbox

Betrachtet man die erste Phase des Vorgangs bis ca. 10 ms, lässt sich bei allen betrachteten Systemen der erste, näherungsweise lineare Anstieg der Kraft erkennen. Dieser ist im hier gezeigten AZT-Lastfall mit starrer Barriere aufgrund der näherungsweise unendlichen Steifigkeit $c_{KP} \rightarrow \infty$ (KP steht hierbei für Kollisionspartner) alleine auf die initiale Steifigkeit c_{CM} des CM-Systems zurückzuführen. Im allgemeinen Fall muss jedoch die Elastizität des Hindernisses ($c_{KP} \ll \infty$) zur Bildung einer resultierenden Größe c_{ges} einbezogen werden. Der Anstieg endet analog zur Darstellung der Knickung bzw. des Beulens in Abschnitt 3.6 mit der Traglastüberschreitung, also dem Beginn der plastischen Deformation der ersten wesentlichen Komponente im Lastpfad. Durch die Abhängigkeit der Schallemission von den zeitlichen Änderungen des Kraftverlaufes (siehe Abbildung 3.2 auf Seite 21) lässt der Zusammenhang $\dot{F} = c_{ges} v_r$ mit der relativen Initialgeschwindigkeit v_r auf erhöhte Körperschallemission bei hohem c_{ges} sowie geringem Aufkommen im Komplementärfall schließen.

Bei Betrachtung der Kraftsignale (Abbildung 3.34 a) lässt sich grundsätzlich erkennen, dass das System 3 mit dem höchsten Kraftgradienten den härtesten Anprall liefert, wobei das System 1 ebenso einen schnellen Anstieg des Kraftniveaus zulässt. System 2 verhält sich hierbei am weichsten. Nimmt man nun die an der Crashbox gemessene Strukturbeschleunigung hinzu, ergeben sich die Signal-Einhüllenden für das Frequenzband 6–20 kHz in Abbildung 3.34 b). Man erkennt deutlich, dass sich die Körperschallamplitude beim ersten Anprall analog zur initialen Steifigkeit des Crashmanagement-Systems verhält. Das System 3 erzeugt hier einen besonders hohen Peak, wohingegen bei System 2, dessen Kraftverlauf verhältnismäßig langsam ansteigt, nahezu kein erster Impuls im Körperschallsignal erkennbar ist. Der Quervergleich über die Fahrzeugplattformen liefert die Bestätigung der Erkenntnis, dass ein harter erster Anprall stärkere Körperschallanregungen hervorruft als eine kontinuierliche Zunahme der Kraft.

Im Fall eines Aufpralls gegen eine deformierbare Barriere beim ODB-Lastfall und dem

damit verbundenen kleineren Kraftanstieg aufgrund vermindertem c_{ges} ist trotz höherer Anfangsgeschwindigkeit mit einem verringerten initialen Körperschallpuls zu rechnen.

Der beschriebene Mechanismus lässt sich daher den Störeffekten zuordnen und wird im Folgenden als erster Impuls bezeichnet.

Die Signalverläufe von Kraft und Körperschall-Einhüllender wurden weiter untersucht. Man stellt für alle drei Systeme fest, dass starke Änderungen im Kraftniveau nahezu zeitgleich mit hohen Pegeln im Körperschallsignal einhergehen. Dabei ist für Vorgänge nach dem ersten Aufprallimpuls der Einbruch des Kraftniveaus bei Entlastung der wesentliche Quelleneffekt. Dies ist auf das Durchschlagen der Deformationsstruktur bei Überschreitung einer lokalen Traglast zurückzuführen. In Verbindung mit der Trägheitswirkung der Rollwagenmasse und der endlichen Geschwindigkeit kommt es zu hohen Gradienten des Kraftbetrags bei Abbau der Vorspannung. Die Zunahme des Kraftniveaus bei Belastung liefert aufgrund des niedrigeren Gradienten einen geringeren Beitrag zur Strukturanregung.

Im Detail lässt sich dieser Effekt vor allem bei den steiferen Crash-Management Systemen ausmachen. Betrachtet man das Körperschallsignal des Systems 3, ergeben sich bei 4, 13 und 22 ms drei signifikante Maxima in der Schwingbeschleunigung. Im Kraftsignal treten zum gleichen Zeitpunkt starke Entlastungen auf. Bei System 2 ist dies zu den Zeitpunkten 7 und 13 ms ebenso zu finden. Die weiche Struktur von System 1 zeigt bei ca. 16 und 27 ms ähnliche Tendenzen.

Die Rollbockversuche zeigen auch, dass bei konstanter plastischer Deformation mit kontinuierlichem Kraftniveau vergleichsweise geringe Strukturanregungen im relevanten Frequenzbereich auftreten (siehe beispielsweise System 3, 27 - 40 ms).

Durch die Untersuchung wird bestätigt, dass Versetzungsbewegungen aus plastischer Deformation gegenüber den anderen Quelleffekten nur geringen Beitrag zur erfassbaren Schwingungsleistung liefert.

3.8 Körperschallbasierte Klassifikationsunterstützung

In Kapitel 2 wurde ein Zusammenhang zwischen dem deformierten Volumen und der Fahrzeugverzögerung dargestellt, der sich zur Klassifikation anhand der Crashhärte einsetzen lässt. In den Abschnitten zur Körperschallentstehung wurden die Mechanismen der Körperschallemission identifiziert. Es wurde gezeigt, dass neben Nutzeffekten auch störende Effekte auftreten, welche die direkte Verwendung des gemessenen Körperschallsignals einschränken. Um die Situation zu verbessern, wird nun ein Verfahren, basierend auf der Auswertung der Körperschallamplitude und Verknüpfung mit der Fahrzeugverzögerung, dargestellt.

3.8.1 Zusammenführung der Modellvorstellung zur Körperschallentstehung

Basierend auf den Ausführungen zur Körperschallentstehung durch Versetzungsbewegung gilt für die emittierte Schalleistung P_S während der Deformation einer Fahrzeugkomponente

$$P_{S,\text{Vers}} = S \dot{V} = S A_c v_{\text{defo}} \quad (3.52)$$

mit der Schalleistung P_S , der potenziellen Schallenergiedichte S , der Volumendeformationsrate \dot{V} , der Crashfläche A_c und der Deformationsgeschwindigkeit v_{defo} . Die potenzielle Schallenergiedichte S stellt eine materialabhängige Konstante dar. Sie ist spezifisch für ein bestimmtes Fahrzeugteil und empirisch ermittelbar. Die Volumendeformationsrate ist das pro Zeiteinheit deformierende Materialvolumen. Sie lässt sich auch mit der Deformationsgeschwindigkeit v_{defo} und der Überdeckungsfläche A_c , also der Grundfläche des deformierten Teils, angeben. Jedoch ist die Leistung zu gering um durch den Körperschallsensor im Crash erfasst zu werden.

Aus Kapitel 3.6.2 ist die Proportionalität zwischen Leistung der Strukturanregung und Deformationsgeschwindigkeit für die Crashbox bekannt:

$$P_{S,\text{Beulen}} \sim v_{\text{defo}}. \quad (3.53)$$

Aus den theoretischen und experimentellen Untersuchungen zur Rissbildung geht hervor, dass die Leistung der Schallemission mit

$$P_{S,\text{Riss}} = \dot{x}_R \mathcal{G} B = \text{const} \quad (3.54)$$

von der Geschwindigkeit des Rissfortschritts \dot{x}_R abhängt. Die durch Risse eingebrachte Leistung der Anregung ist damit unabhängig von der Deformationsgeschwindigkeit v_{defo} und stellt somit eine Störgröße für ein körperschallbasiertes Kriterium zur Crashklassifikation dar.

Der auf das messbare Körperschallsignal wirkende erste Anprallimpuls ist abhängig von der Anfangsgeschwindigkeit v_r und der initialen Gesamtsteifigkeit von Fahrzeugstruktur und Hindernis (Abschnitt 3.7). Für den AZT-Lastfall, dessen Crashschwere unterhalb des Aktivierungsniveaus der Rückhaltmittel einzuordnen ist, ergeben sich damit für diesen Effekt stärkere Schallemissionen als für den schweren ODB-Lastfall mit weichem Hindernis. Die eingebrachte Leistung durch den ersten Anprall wird damit von der initialen Gesamtsteifigkeit dominiert und ist eine weitere Störgröße für die Crasherennung:

$$P_{S,\text{Anprall}} \approx v_{\text{defo}}. \quad (3.55)$$

Im Crash ergibt sich eine Gesamtleistung aus der Deformation aller beteiligten Fahrzeugteile

$$P_{S,\text{ges}} = P_{S,\text{Beulen}} + P_{S,\text{Vers}} + P_{S,\text{Riss}} + P_{S,\text{Anprall}}. \quad (3.56)$$

Aus den Zusammenhängen lässt sich die direkte Abhängigkeit der Leistung des emittierten Körperschalls von der Deformationsgeschwindigkeit v_{defo} für die ersten beiden Komponenten angeben. Die Emission durch Risse und ersten Anprall gehen als Störungen ein, welche unterdrückt werden müssen. Da der erste Anprallimpuls sehr früh in der Crashphase stattfindet, lassen sich die störenden Körperschallemissionen algorithmisch durch einfache zeitabhängige Ausblendung eliminieren. Unter Annahme einer konstanten Fahrzeugmasse kann aus dem niederfrequenten Anteil der gemessenen Längsbeschleunigung a_x eine Kraftänderung gewonnen werden. Die Verknüpfung von Kraftänderung und Leistung des Körperschallsignals im Sinne einer Korrelation ermöglicht die Ausblendung von Störeffekten wie Rissbildung. Damit steht ein Verfahren zur Verfügung, mit dem die Körperschallmessung zur Gewinnung der Deformationsinformation \dot{V} mittels zusätzlicher physikalischer Größe bereinigt werden kann.

3.8.2 Sensorkonzept für den Serieneinsatz

Für die Körperschallmessung im Serieneinsatz kommen, verglichen mit Referenzsensoren, weitergehende Anforderungen zum Tragen. Die größten Unterschiede bestehen in höherer geforderter Robustheit, Temperaturstabilität, integrierter Vorverarbeitung und Ausfallsicherheit. Im Automobilbereich werden seit längerem mikromechanische, kapazitive Beschleunigungssensoren verwendet. Einen Überblick zu mikromechanischen Beschleunigungssensoren gibt *Hauptmann* [41].

Die Technologie hat sich zur Messung von Längs- und Querbeschleunigung im Airbag-system bewährt. Dabei wird der Frequenzbereich von DC bis 400Hz abgedeckt. Für die Anwendung als Körperschallsensor war es möglich, den Frequenzbereich des Sensors bis 20 kHz zu erweitern.

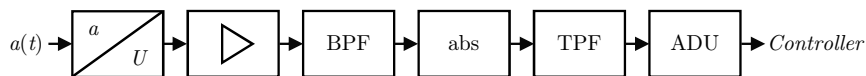


Abbildung 3.35: Signalverarbeitungskette im Seriensensor

Ein Verstärkerelement hinter der breitbandigen Messzelle liefert eine beschleunigungsproportionale Spannung, Abbildung 3.35. Da die Abtastrate des ECU-Controllers auf 4 kHz begrenzt ist und eine mit höheren Systemkosten verbundene Erweiterung des Mikrorechnersystems für die Integration der Körperschallmessung vermieden werden soll, muss vor der Wandlung in ein digitales Signal eine Vorverarbeitung im Hinblick auf die Reduktion der Sensordaten und damit zur Verringerung der Signalbandbreite erfolgen. Hierzu wird im Sensor durch Bandpassfilterung, Gleichrichtung und anschließender Tiefpassfilterung die Hüllkurve des Signals berechnet. Abbildung 3.36 zeigt das bandpassgefilterte Rohsignal sowie die daraus gebildete Hüllkurve.

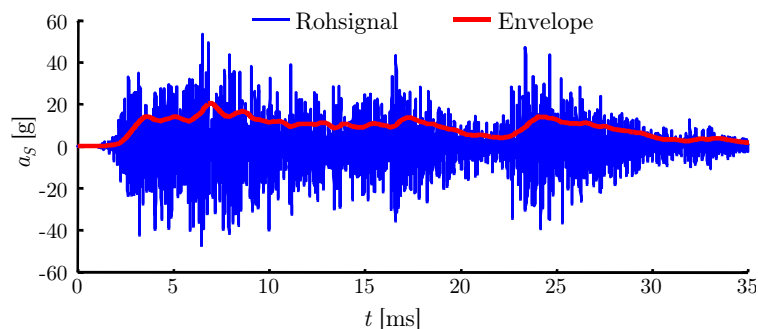


Abbildung 3.36: Bandpassgefiltertes Körperschallsignal und Hüllkurve

Es ergibt sich eine zur Wurzel der Signalleistung proportionale Größe. Da die Auswertung des Körperschallsignals auf Basis der Amplituden erfolgt, kommt dem Verlust der spektralen Informationen bei der Vorverarbeitung keine Bedeutung zu. Nach dem Einlesen des Signals in den Controller der ECU steht es für das beschriebene Verfahren zur Verfügung.

3.8.3 Überprüfung mit Crashdaten

Im Folgenden wird anhand einiger Beispiele die Leistungsfähigkeit des Verfahrens gezeigt. Die Schwellenfunktionen sowie die Vorverarbeitung für die beiden Eingangsgrößen

wurden implementiert und in einem Algorithmus zur Crashunterscheidung verwendet. Abbildung 3.37 zeigt die Ergebnisse für AZT-, ODB-, 0°-Wall- und 30°-Winkel-Lastfälle. Die Parametrierung der Schwellenfunktionen erfolgt dabei empirisch auf Basis von Crashdaten. Es zeigt sich, dass durch das neue Verfahren eine gravierende Verbesserung der Trennbarkeit von ODB und AZT-Tests machbar ist. Die erreichten Zündzeiten liegen durchweg unter den Anforderungen.

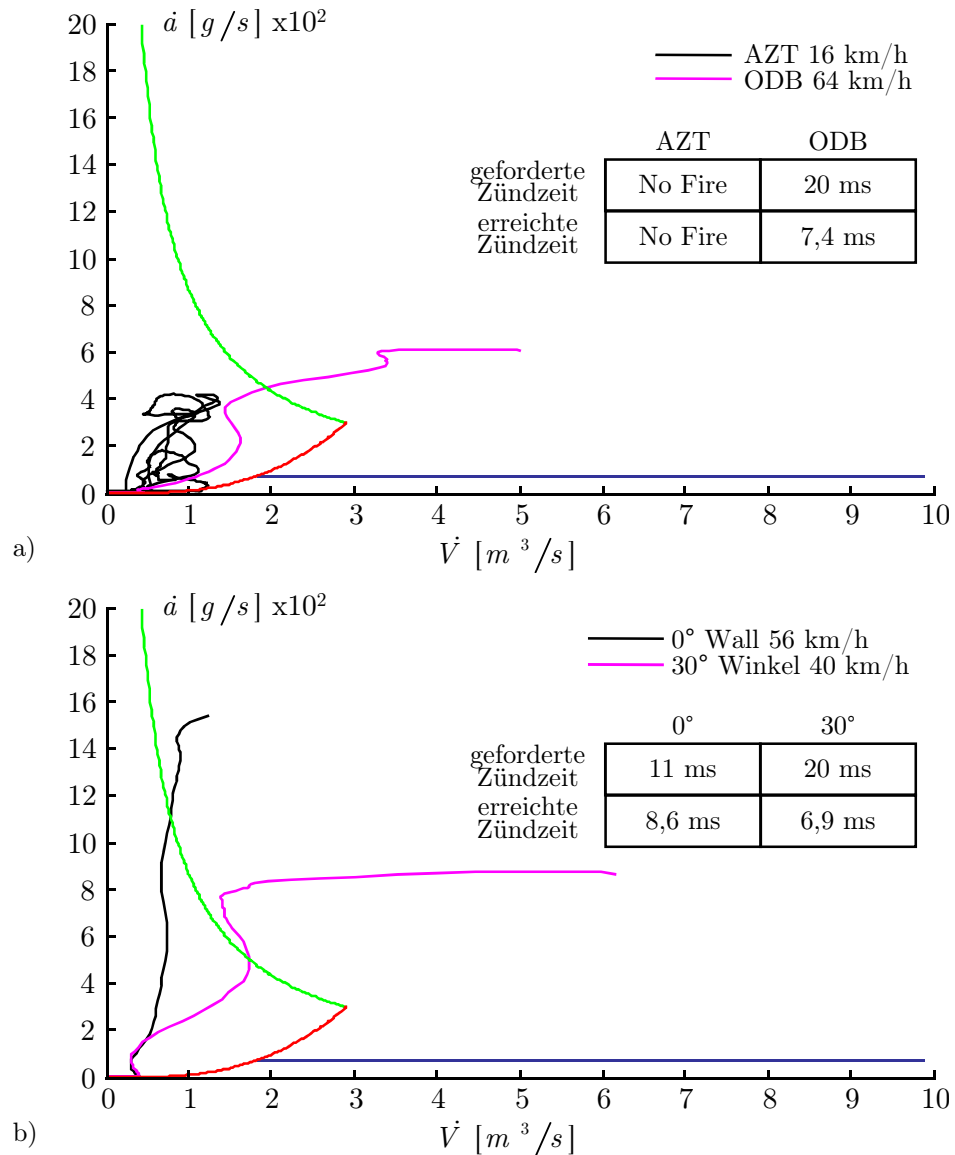


Abbildung 3.37: Ergebnisse zur Unterscheidbarkeit mit Crashdaten von a) AZT- und ODB-Test und b) 0°-Wall- und 30°-Winkel-Test

Messungen im Normalfahrzustand mit verschiedenen Fahrzeugen ergaben Strukturbeschleunigungen im betrachteten Frequenzbereich von unter 1 g. Dies stimmt mit der Aussage von [114] für Motorschwingungen, Stuckern, Ruckeln, Radunwuchten, etc. überein. Struktureregungen im Normalfahrzustand zeigen aufgrund der geringen Amplitude keinen Einfluss auf das Verfahren.

Mit Hilfe des gezeigten Verfahrens kann der Crashklassifikation ein zusätzliches Kri-

terium zur Verfügung gestellt werden. Die körperschallbasierte Unterstützung wurde in einen *Single-Point-Sensing* Algorithmus im Airbag-Steuergerät integriert. Für die Untersuchung der Robustheit wurde neben der Anwendung auf Misuse-Tests eine Skalierung der Amplituden als Verfremdung der verwendeten Eingangsgrößen durchgeführt.

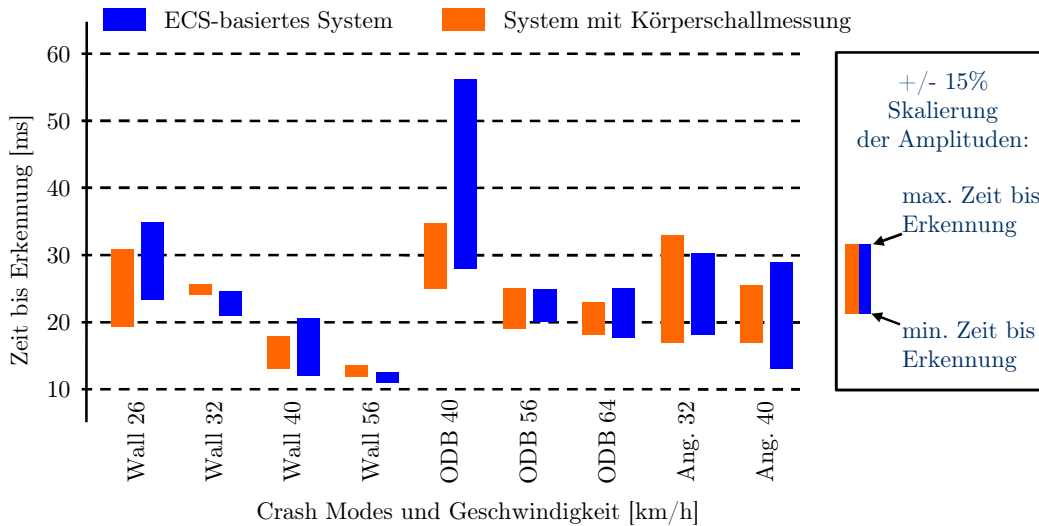


Abbildung 3.38: Vergleich der Leistungsfähigkeit eines Systems mit ECS und Körperschallmessung

Abbildung 3.38 stellt das Ergebnis für ein *Multi-Point-Sensing* - System mit Körperschallunterstützung bei Skalierung von $\pm 15\%$ im Vergleich zur Leistungsfähigkeit des ECS-basierten *Multi-Point-Sensing* mit zwei peripheren Beschleunigungssensoren in der Fahrzeugfront für dasselbe Fahrzeug dar.

Die durch vertikale Balken gezeigte Streubreite der Zeit bis zur Erkennung ist eine direkte Auswirkung der Skalierung. Für das verwendete Fahrzeug zeigen beide Verfahren ähnliches robustes Verhalten. Die körperschallbasierte Unterstützung ermöglicht in einigen Lastfällen sogar eine frühzeitigere Erkennung der Situation.

Die neue Methodik als ein wesentliches Ergebnis dieser Arbeit wurde patentrechtlich geschützt ([58, 57, 59]) und befindet sich seit Kurzem im Serieneinsatz.

4 Körperschallübertragung

Zur Sicherstellung der Funktion des dargestellten Verfahrens ist es unerlässlich, Kenntnis der Einflussfaktoren auf die mechanische Signalübertragung, der Körperschalleitung in der Fahrzeugstruktur zu erlangen. Zunächst werden die Grundlagen mechanischer Wellen und der Ermittlung von Schwingungsübertragungsfunktionen aufgezeigt. Aufgrund der Komplexität des Zusammenwirkens sind analytische Betrachtungen sehr aufwendig. Daraus begründet ergibt sich die Notwendigkeit für ein Verfahren zur experimentellen Untersuchung des Übertragungsverhaltens von Körperschall zwischen dem Quellengebiet und der Sensorposition der Crasherkenntnis-Applikation an realen Fahrzeugstrukturen. Mit der Anregung durch luftdruckgestützten Kugelbeschuss konnte ein praxistaugliches Verfahren entwickelt werden. Die für aussagekräftige Untersuchungen notwendige und anregende Kraft lässt sich hierbei nicht direkt messen und muss mit Hilfe einer inversen Methodik aus gemessenen Strukturantworten anregungsnaher Sensoren und a priori bekannter Teilübertragungsfunktionen zurückgewonnen werden. Nach Vorstellung dieses ergänzenden Verfahrens erfolgt die Anwendung mit Analyse der grundlegenden Übertragungscharakteristik.

Sobald während einer Unfallsituation der Wagenvorderbau belastet wird, werden mechanische Schwingungen in die Fahrzeugstruktur eingeleitet. Die Aufzeichnung dieser Informationen mittels geeigneter Körperschallsensoren geschieht im Airbag-Steuergerät. Das Fahrzeugchassis dient dabei als mechanischer Signalleiter mit starkem Eigenverhalten. Eine wesentliche Aufgabe der Fahrzeugakustik ist es, ähnlich wie in der Maschinenakustik, störende Schallabstrahlungen und Strukturschwingungen im hörbaren Frequenzbereich zu minimieren [114, 29, 92]. Die damit verbundenen Übertragungseffekte verfremden das Signal bei der Ausbreitung durch die Karosserie gravierend, sodass es unerlässlich ist, dies zu untersuchen.

Ziel des vorliegenden Kapitels ist es, ein Verfahren für die Bestimmung der Übertragungscharakteristik von Fahrzeugen zu entwickeln. Dazu werden in Abschnitt 4.1 die Grundlagen der Ausbreitung mechanischer Wellen sowie der Ermittlung von Schwingungsübertragungsfunktionen dargestellt und in Abschnitt 4.2 auf das Fahrzeug angewendet. Für die messtechnische Bestimmung von Transferfunktionen wird in Abschnitt 4.3 mit dem Kugelbeschuss ein neues Verfahren zur breitbandigen Anregung der Fahrzeugstruktur bei gleichzeitig ausreichendem Energieeintrag vorgestellt, bei dem die anregende Kraft jedoch messtechnisch nicht zugänglich ist. Die Rückgewinnung der Anregung aus den gemessenen Strukturbeschleunigungen kann mit Hilfe eines inversen Verfahrens erfolgen. Dabei ergeben sich Instabilitätsprobleme, die in Abschnitt 4.4 zunächst am Beispiel der ungestörten Wellenausbreitung und danach am Modell einer Fahrzeugstruktur mit Eigenverhalten untersucht werden. Als Gegenmaßnahme wird ein Verfahren zur inversen Filterung unter Verwendung zweier Strukturbeschleunigungssensoren entwickelt. In Abschnitt 4.5 erfolgt schließlich die Anwendung des Impulsgeneratorverfahrens mit Anregungsrückgewinnung zur Untersuchung der Fahrzeugstruktur.

4.1 Grundlagen

Die Basis für eine Beschreibung wird durch die theoretischen Grundlagen der Körperschallausbreitung gebildet. Kapitel 4.1.1 gibt hierzu eine anwendungsorientierte Einführung. Zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens werden Transferfunktionen herangezogen. Kapitel 4.1.2 widmet sich den Grundlagen hierzu.

4.1.1 Ausbreitung mechanischer Wellen

Wird ein Kontinuum zu Schwingungen angeregt, so bilden sich infolge der Trägheitskräfte im Inneren und auf den Oberflächen Wellen aus. Wellen sind Auslenkungen eines Körpers aus seiner Gleichgewichtslage, die von den Ortskoordinaten und der Zeit abhängen. Aus den allgemeinen Feldgleichungen für ein allseitig unbegrenztes, festes Medium, bei dem im zweidimensionalen Fall Dehnung, Schubdeformation und Rotation auftreten, lassen sich unter Anwendung von Vereinfachungen und Randbedingungen verschiedene Formen der Wellenausbreitung gewinnen. Die im Kontext dieser Arbeit wichtigsten und im Folgenden betrachteten Wellenarten sind Longitudinal-, Transversal- und BiegeWellen.

4.1.1.1 Longitudinalwellen

Longitudinal- oder Längswellen können nach [18] charakterisiert werden durch das Zusammenfallen von Ausbreitungs- und Schwingungsrichtung. Über die Beziehung zwischen Spannung und Dehnung lässt sich die allgemeine Wellengleichung der reinen Longitudinalwelle herleiten. Dabei werden zur Ausbreitung senkrechte Materialebenen betrachtet, deren Abstände sich bei Wellenbewegung sowohl absolut als auch relativ zueinander ändern, Abbildung 4.1.

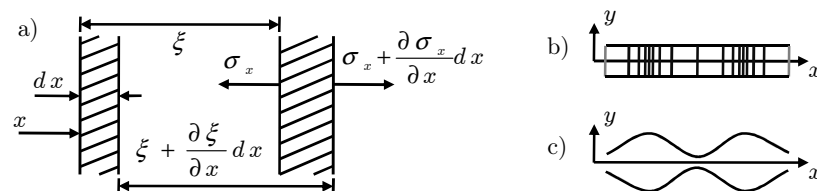


Abbildung 4.1: a) Auslenkungen, Deformationen und Spannungen einer Longitudinalwelle nach Cremer [18], b) Longitudinalwelle und c) Quasilongitudinalwelle

Es werden kleine Dehnungen $\varepsilon_x = \partial\xi/\partial x$ und daraus resultierend die Gültigkeit des Hookeschen Gesetzes $\varepsilon_x = D_L \xi_x$, mit D_L der longitudinalen Steifigkeit des Materials, angenommen. Daraus ergibt sich die Bewegungsgleichung (4.1) für die Auslenkung ξ mit c_L der Ausbreitungsgeschwindigkeit (siehe Tabelle 4.1, Fall θ) der Longitudinalwelle, ρ der Dichte, E dem Elastizitätsmodul und ν der *Poissonschen Zahl*

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = \frac{1}{c_L^2} \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad \text{und} \quad D_L = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}. \quad (4.1)$$

Reine Longitudinalwellen können jedoch nur im allseitig über mehrere Wellenlängen unbegrenzten Medium auftreten. In den meisten Fällen wird eine oder werden mehrere Querabmessungen klein ausgeprägt gegenüber der longitudinalen Wellenlänge sein.

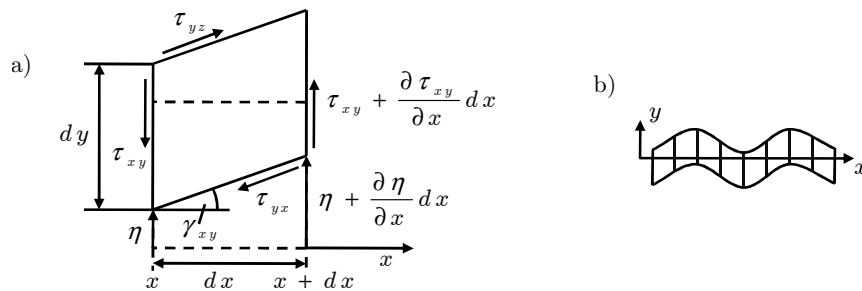
0 allseitig unbegrenzt	I einseitig begrenzt (Platte)	II zweiseitig begrenzt (Stab)
$c_L = \sqrt{\frac{D_L}{\rho}}$	$c_{LI} = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$	$c_{LII} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$

Tabelle 4.1: Übersicht der Longitudinalwellengeschwindigkeiten [m/s]

Für den einachsigen Spannungszustand, wie er beispielsweise im Stab auftritt, verringert sich aufgrund der neben der axialen Dehnung zum Tragen kommenden Querkontraktion die longitudinale Steifigkeit und für die Ausbreitungsgeschwindigkeit ist nur noch das Elastizitätsmodul E anstatt der Steifigkeit D_L wirksam. Dies geht mit einer Verringerung der Ausbreitungsgeschwindigkeit zu c_{LII} einher (siehe Tabelle 4.1, Fall II). Die beschriebene Wellenart wird als Quasilongitudinalwelle bezeichnet. Im Fall einer Platte werden nur in einer Richtung Querbewegungen ermöglicht und es ergibt sich eine veränderte Longitudinalwellengeschwindigkeit zu c_{LI} , die zwischen der des allseitig unbegrenzten Kontinuums und der des Stabes liegt. Allen drei Fällen ist die wichtige Eigenschaft gemein, dass die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Longitudinalwelle konstant und damit frequenzunabhängig ist, was mit Dispersionsfreiheit gleichzusetzen ist.

4.1.1.2 Transversalwellen

In festen Körpern, die Schub- bzw. tangentiale Spannungen aufnehmen können, ist das Auftreten von transversalen ebenen Wellen möglich. Bei dieser Wellenart stehen Ausbreitungs- und Auslenkungsrichtung orthogonal zueinander [22].

Abbildung 4.2: Auslenkungen, Deformationen und Spannungen einer Transversalwelle nach *Cremer* [18]

Als Bewegungsgleichung ergibt sich mit der transversalen Verschiebung η und der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Transversalwelle $c_T = \sqrt{G/\rho}$ die Gleichung (4.2).

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} = \frac{1}{c_T^2} \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} \quad \text{und} \quad G = \frac{E}{2(1 + \nu)}. \quad (4.2)$$

Die Konstante G , das Schubmodul, ist wiederum abhängig von Elastizitätsmodul und Querkontraktion. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit c_T der Transversalwelle ist damit wiederum frequenzunabhängig und aufgrund $G < E < D$ geringer als die Geschwindigkeiten der Longitudinal- und Quasilongitudinalwellen.

4.1.1.3 Biegewellen

Im Gegensatz zu den bisher betrachteten Wellenarten besitzt die Biegewelle vier beschreibende Feldgrößen, die transversale Schnelle v_s eines Elements, die Winkelgeschwindigkeit um die z -Achse $\dot{\varphi}$, das um die z -Achse wirkende Moment M und die durch den Querschnitt übertragene Querkraft F .

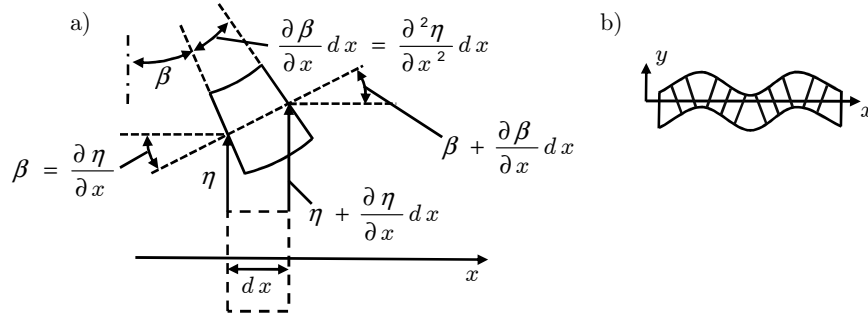


Abbildung 4.3: Auslenkungen und Deformationen einer Biegewelle nach *Cremer* [18]

Die Biegewelle besteht aus der Kombination von Transversal- und Longitudinalwelle. Durch die Verformung bei der Biegung entsteht eine senkrecht zur Ausbreitung auftretende Auslenkung und somit transversales Verhalten. Zudem verursacht die Biegebelastung Normalspannungen entlang der Ausbreitungsrichtung, wodurch ein longitudinaler Anteil entsteht. Die Bewegungsgleichung für die Schnelle lautet mit der Biegesteife $B = EI$, dem Produkt aus Elastizitätsmodul E und dem axialen Trägheitsmoment I sowie der Masse pro Längeneinheit $m' = \rho A_q$:

$$-B \frac{\partial^4 v_s}{\partial x^4} = m' \frac{\partial^2 v_s}{\partial t^2}. \quad (4.3)$$

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Biegewelle lautet

$$c_B = \sqrt{\omega} \sqrt[4]{\frac{EI}{\rho A_q}}. \quad (4.4)$$

Aufgrund der Frequenzabhängigkeit von c_B spricht man von dispergierendem Verhalten. Höherfrequente Anteile eines Wellenpaketes breiten sich schneller aus als niederfrequente Anteile, wodurch es mit zunehmender Ausbreitungsstrecke zur Verfremdung der Wellenform kommt.

4.1.1.4 Repräsentation des Systemverhaltens

Mit der mechanischen Inertanz wird das frequenzabhängige Verhältnis von Beschleunigung zu Kraft bei einem mechanischen System beschrieben. Die Verknüpfung der kinematischen Größen Beschleunigung, Schnelle und Auslenkung einer Strukturposition durch $j\omega$ im Frequenzbereich ermöglicht neben der Inertanz auch andere, äquivalente Darstellungsformen für das Systemverhalten. Tabelle 4.2 gibt einen Überblick. Da gewöhnlich Kraft und Beschleunigung einfach erfassbar sind, bietet die mechanische Inertanz A_m den Vorteil der direkten Zugänglichkeit ohne Umrechnung. Werden dabei die Größen einer Anregungs- bzw. Sensorposition ins Verhältnis gesetzt, erhält man die lokale Eingangs-

bzw. Ausgangsinertanz, wie sie beispielsweise im Abschnitt 3.4.2 auf Seite 35 zur Bestimmung der Schwingungsleistung eingesetzt wurde.

mechanische Inertanz $A_m(\omega) = \frac{a_s}{F}$	mechanische Admittanz $Y_m(\omega) = \frac{v_s}{F}$	mechanische Rezeptanz $\alpha_m(\omega) = \frac{x_s}{F}$
dynamische Masse $m_m(\omega) = \frac{F}{a_s}$	mechanische Impedanz $Z_m(\omega) = \frac{F}{v_s}$	dynamische Steifigkeit $k_m(\omega) = \frac{F}{x_s}$

Tabelle 4.2: Auswahl an Darstellungsmöglichkeiten für das Systemverhalten nach [18, 76]

Wird für die Bildung der Inertanz die Strukturreaktion a_s an beliebiger Stelle eines Systems herangezogen, setzt sie dessen Ein- und Ausgangsgröße ins Verhältnis und stellt damit eine Transferfunktion dar.

Für einfache Strukturen lassen sich Eingangs-, Transfer- und Ausgangsinertanzen analytisch, durch Lösung der Bewegungsgleichung mit den vorherrschenden Randbedingungen, angeben. Für die Transferinertanz des halbbunendlichen Stabes mit longitudinaler Anregung ergibt sich beispielsweise nach [27] der Ausdruck

$$A_{m,Stab}(\omega, x) = \frac{a_{s,2}(\omega, x)}{F(\omega)} = j\omega \frac{1}{A\sqrt{E\rho}} e^{-j\sqrt{\frac{E}{\rho}}\omega x}. \quad (4.5)$$

Abbildung 4.4 verdeutlicht dies für die Messung der Schwingbeschleunigungen am Eingang ($a_{s,1}$) sowie an einer beliebigen Position entlang des Ausbreitungspfades ($a_{s,2}$).

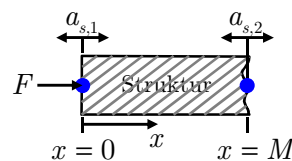


Abbildung 4.4: Modellierung einer Längsträgerstruktur als Stab mit longitudinaler Anregung F sowie resultierenden Schwingbeschleunigungen $a_{s,1}$ und $a_{s,2}$

Bei abgeschlossenen Strukturen werden die hinlaufenden Wellen an Begrenzungen reflektiert. Nach mehrmaliger Reflexion bilden sich stehende Wellen und damit Resonanzen und Antiresonanzen aus, die das dynamische Verhalten des Systems bestimmen. Diese Eigenschwingungen werden wesentlich von der Geometrie und der Einspannung der Strukturelemente bestimmt (z.B. [53]). Auf die Darstellung weiterer Effekte wird an dieser Stelle verzichtet - es sei hierfür auf die Literatur [19, 25, 26] und die noch folgenden Arbeiten von *Luegmair* und *Oestreicher* verwiesen, welche die Wellenausbreitung in Fahrzeugstrukturen im Kontext der Transfersimulation eingehender betrachten.

4.1.2 Bestimmung von Transfereigenschaften

Die empirische Bestimmung der Transfereigenschaften der Fahrzeugstruktur lässt sich in den Bereich der Systemidentifikation einordnen. Wesentlicher Teil des Identifikationsprozesses ist die Schätzung von Spektren aus Messdaten gemäß eines vorher definierten Signalmodells. Bei der Blackbox Identifikation wird beispielsweise nach *Bendat* [9] der Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangssignal identifiziert. Aufgrund der hohen

Bandbreite der betrachteten Signale und der daraus resultierenden hohen Modellordnung ist die Anwendung nichtparametrischer Methoden den parametrischen Verfahren vorzuziehen. Aus Sicht des mechanischen Systems ist es unerlässlich, die Messpositionen der Eingangs- oder Ausgangssignale sinnvoll an den Ausbreitungspfaden zu positionieren.

Die Bestimmung der Transferfunktion eines zeitinvarianten, linearen Übertragungssystems (Abbildung 4.5) kann unter idealen Bedingungen mit der H_0 -Methode erfolgen.

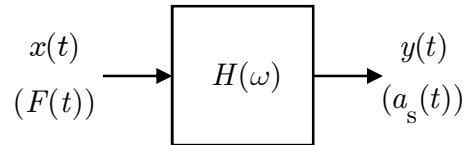


Abbildung 4.5: Lineares System $H(\omega)$ zwischen Eingangssignal x (anregende Kraft F) und Ausgangssignal y (Beschleunigung a) unter idealen Bedingungen

Hierbei wird das Vorliegen von ungestörten Anregungs- und Strukturantwortsignalen vorausgesetzt. Unter diesen Bedingungen lässt sich die Transferfunktion mit (4.6) berechnen. Dabei sind $X(\omega)$ und $Y(\omega)$ die Fourier-Transformierten der Ein- und Ausgangssignale.

$$H_0(\omega) = \frac{Y(\omega)}{X(\omega)}. \quad (4.6)$$

Die Realität zeigt, dass die gemessene Anregung und die Reaktion durch Störungen beeinflusst werden und somit die Messdatenverarbeitung verfälscht wird. Beispiele für solche Störquellen sind elektrische Störungen, Rauschen der Messkette, Störungen durch benachbarte Maschinen oder stochastische Ungenauigkeiten bei der Versuchsdurchführung. Abbildung 4.6 zeigt ein Signalmodell unter Annahme gestörter Erfassung von Ein- und Ausgangsgrößen. Dabei sind $u(t)$ und $v(t)$ die wahren Ein- und Ausgangsgrößen, welche messtechnisch lediglich störüberlagert durch das Rauschen $n(t)$ bzw. $m(t)$ als gemessene Größen $x(t)$ und $y(t)$ zugänglich sind.

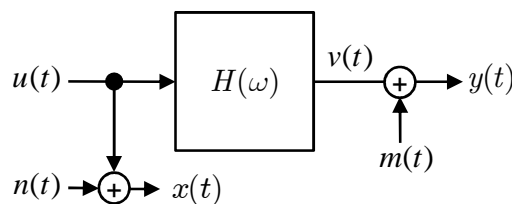


Abbildung 4.6: Signalmodell für ein lineares System mit störungsbehafteter Erfassung der Ein- und Ausgangsgrößen

Für stationäre, ergodische Prozesse existieren verschiedene klassische Ansätze aus dem Bereich der nichtparametrischen Spektralschätzung. Dabei werden die Signale gewöhnlich abschnittsweise unter Anwendung einer Fensterung gemittelt [100, 15]. Für das vorliegende Problem sind diese Techniken nur schlecht anwendbar, da es sich hierbei um transiente, instationäre Vorgänge handelt. Daher wird zur Bestimmung der Auto- und Kreuzdichtespektren die Mittelwertbildung aus mehreren Messungen, das Ensemble-Averaging, zur Elimination des Störrauschens verwendet. Mit der H_1 – und H_2 –Methode sind aus der Literatur [9, 10, 24] zwei solcher Verfahren zur Bestimmung der Übertragungsfunktion bekannt, die unter Ausnutzung der gewöhnlich vorliegenden Unkorreliertheit von Rauschen mit den wahren Ein- und Ausgangsgrößen zu einer verbesserten Schätzung führen.

Diese bewirken, dass mit steigender Anzahl an Mittelungen die Wirkung des Rauschens auf die ermittelte Übertragungsfunktion zunehmend unterdrückt wird.

Durch Erweiterung von (4.6) mit der *Fourier*-Transformierten Eingangsgröße $X^*(\omega)$ lässt sich der Zusammenhang mit den Kreuz- und Autoleistungsdichten wie folgt darstellen:

$$H_1(\omega) = \frac{Y(\omega) X^*(\omega)}{X(\omega) X^*(\omega)} = \frac{S_{YX}(\omega)}{S_{XX}(\omega)}. \quad (4.7)$$

Der komplementäre Fall ergibt sich in gleicher Weise bei Erweiterung mit der Ausgangsgröße:

$$H_2(\omega) = \frac{Y(\omega) Y^*(\omega)}{X(\omega) Y^*(\omega)} = \frac{S_{YY}(\omega)}{S_{XY}(\omega)}. \quad (4.8)$$

Für rausch- und störungsfreie Bedingungen gilt

$$H_1(\omega) = H_2(\omega) = H_0(\omega). \quad (4.9)$$

Unter Störeinfluss kann durch die Mittelwertbildung über ein Ensemble, einer Reihe der Anzahl q Messungen, die Schätzung der Übertragungsfunktion optimiert werden. H_1 und H_2 sind nun nicht mehr identisch

$$H_1(\omega) = \frac{\sum_q Y_q(\omega) X_q^*(\omega)}{\sum_q X_q(\omega) X_q^*(\omega)}, \quad H_2(\omega) = \frac{\sum_q Y_q(\omega) Y_q^*(\omega)}{\sum_q X_q(\omega) Y_q^*(\omega)}. \quad (4.10)$$

Wesentliche Annahme ist hierbei die Unkorreliertheit der Störungen bzw. des Rauschens mit dem Nutzanteil der Signale sowie untereinander. Beinhaltet lediglich das gemessene Ausgangssignal Störuschen, findet die H_1 -Methode Anwendung. Bei störungsbehaftetem Eingangssignal wird die H_2 -Methode herangezogen. Sind sowohl Ein- als auch Ausgang mit Rauschen beaufschlagt, weichen beide Schätzungen ab. Dabei wird die exakte Transferfunktion von H_1 unter- und von H_2 überschätzt. Dies führt zu einem weiteren Schätzer, der H_3 -Methodik, welche den arithmetischen oder den geometrischen Mittelwert zwischen H_1 und H_2 bildet und damit näher an der exakten Transferfunktion liegt.

Die Abweichung zwischen H_1 und H_2 ist ein Maß für den Grad der linearen Abhängigkeit zwischen Eingangs- und Ausgangssignal. Die formale Beziehung wird als Kohärenz γ^2 bezeichnet:

$$\gamma^2 = \frac{|S_{YX}(\omega)|^2}{S_{XX}(\omega) S_{YY}(\omega)}. \quad (4.11)$$

Der Wertebereich der Kohärenzfunktion aus obigem Modell liegt stets zwischen 0 und 1. Zu beachten ist, dass die Kohärenz ohne Mittelwertbildung bei jeder Frequenz ω den Wert 1 annimmt. Die Sinnhaftigkeit der Kohärenz ergibt sich somit erst durch Mittelung der Dichtespektren. Dabei liegt die Bedeutung von Werten $> 0,7$ in einem starken linearen Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgangsgröße. Als Ursachen geringer linearer Abhängigkeit und Kohärenz kommen neben Rauschen auch andere Einflüsse in Frage. Beispielsweise können bei Resonanzen (Polstellen einer Transferfunktion) und Antiresonanzen (Null- oder Nahe-Nullstellen einer Transferfunktion) ungünstige Signal-Rausch-Verhältnisse bzw. Auslöschung auftreten. Zusätzlich können unberücksichtigte Systemeingänge oder Nichtlinearitäten zu niedriger Kohärenz führen.

4.2 Körperschallausbreitung in der Fahrzeugstruktur

Die in Abschnitt 4.1.2 dargestellten Zusammenhänge und Methoden gelten für lineare Systeme. Da das Fahrzeug bei der Übertragung im linearen Bereich angeregt wird, sind keine nichtlinearen Effekte zu erwarten. Bei einem Linearitätstest mit harmonischer Anregung wurden keine Mischfrequenzen beobachtet. Es kann daher lineares Systemverhalten für die Fahrzeugkarosserie als Übertragungstrecke angenommen werden.

Die Körperschallsignale erfahren auf ihrem Weg durch die Fahrzeugstruktur deutliche Veränderungen aufgrund verschiedener Effekte der Wellenausbreitung. Neben der Dämpfung ist die Ausbreitung durch starke Dispersion gekennzeichnet, da die Fahrzeugstrukturen im Wesentlichen aus dünnwandigen Blechen bestehen, bei denen die Biegewelle die dominierende energietragende Wellenart darstellt. Aufgrund ihrer komplexen Struktur weist die Fahrzeugkarosserie daneben verschiedene parallele Ausbreitungspfade mit unterschiedlichen Übertragungscharakteristiken und Laufzeiten auf, die nicht rückwirkungsfrei gekoppelt sind. Abbildung 4.7 zeigt die Reaktion der Fahrzeugstruktur (Beschleunigungsmessung am Tunnel des Fahrzeugs im unteren Graphen) auf eine impulsförmige Anregung am Frontquerträger mit einer Kraft von sehr kurzer Dauer (oberer Graph).

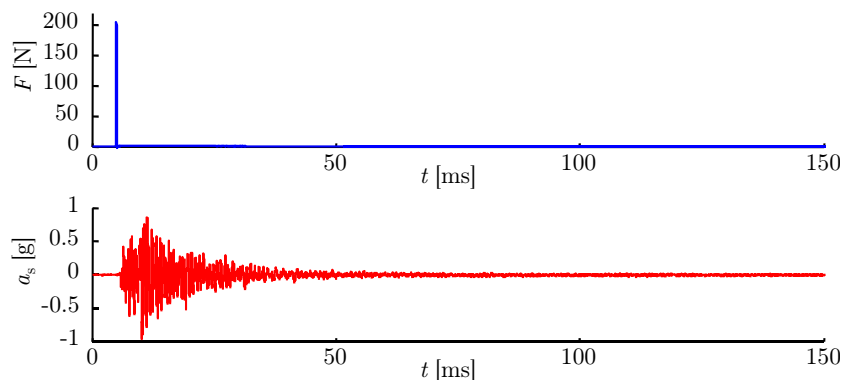


Abbildung 4.7: Verfremdung eines puls förmigen Eingangssignals (Kraft F) bei der Ausbreitung in der Fahrzeugstruktur, erfasst durch die Beschleunigung (a_s)

Es ist ersichtlich, dass der aufgebrachte Impuls stark verschliffen und verbreitert wird. Die Abkling- bzw. Nachschwingdauer der Struktur ist signifikant und beträgt mehrere hundert Millisekunden.

Der auf Dispersion basierende Anteil des aufgezeigten Verhaltens kann am Beispiel der Ausbreitung von Biegewellen im halbbunendlichen Balken für einen einzelnen Ausbreitungspfad nachvollzogen werden. Das Ausgangssignal eines signifikant laufzeitbehafteten Systems mit temporalem Delay T_D kann dargestellt werden durch $y(t) = x(t - T_D)$. Die von der Ausbreitungsgeschwindigkeit c_{Welle} und der Ausbreitungstrecke s_A zwischen Ort der Anregung und betrachtetem Strukturpunkt (Ausgang) abhängige Verzögerungszeit ergibt sich zu $T_D = s_A/c_{\text{Welle}}$. Die *Fourier*-Transformation liefert $Y(\omega) = X(\omega) e^{-j\omega \frac{s_A}{c_{\text{Welle}}}}$. Wird das Eingangssignal in Abbildung 4.7 als dirac-Impuls idealisiert, ergibt sich aus dem Transferverhalten die Systemantwort im Frequenzbereich zu $a_s(\omega) = Y(\omega) = e^{-j\omega \frac{s_A}{c_{\text{Welle}}}}$. Für die dominierende Biegewelle ist die Ausbreitungsgeschwindigkeit

nach Abschnitt 4.1.1.3 frequenzabhängig:

$$c_{\text{Welle}} = c_B(\omega) = \sqrt{\omega} \sqrt[4]{\frac{EI}{m'}}. \quad (4.12)$$

Einsetzen von c_B und gleichzeitiges Zusammenfassen der Konstanten zu $C_K = \frac{s_A}{\sqrt[4]{\frac{EI}{m'}}$ ergibt

$$a_s(\omega) = e^{-j\sqrt{\omega} C_K}. \quad (4.13)$$

Daraus erkennt man einfach die Proportionalität der Phase φ zur Wurzel der Kreisfrequenz $\varphi \sim -\sqrt{\omega}$. Abbildung 4.8 stellt die Zeitbereichstransformation, also die Impulsantwort des Systems für den Parameter $C_K = 1$ dar.

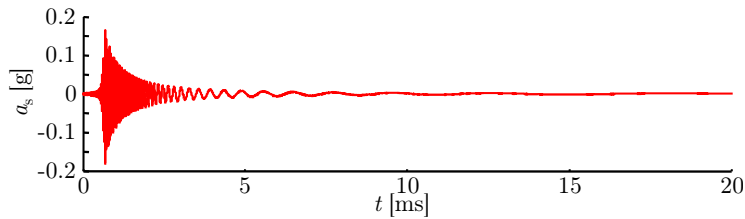


Abbildung 4.8: Impulsantwort eines dispergierenden Systems ohne Reflexion

Für endliche Systeme sowie deren Kopplung ergeben sich weitere Effekte, an denen sich das Transferverhalten der Fahrzeugstruktur aufzeigen lässt. Beispiele hierfür sind die zahlreich auftretenden Reflexionen an Grenzflächen und Übergängen sowie parallele Ausbreitungspfade in der komplexen Fahrzeugstruktur. Die Arbeiten von *Luegmair* und *Oestreicher* werden hierzu weiteren Einblick geben.

4.3 Verfahren zur Fahrzeugstrukturuntersuchung

Verfahren zur Untersuchung der als Signalleiter wirkenden Struktur wurden in der Maschinendynamik entwickelt [21, 91], wobei die experimentelle Modalanalyse eine herausragende Rolle spielt. Die grundsätzliche Vorgehensweise zur versuchstechnischen Bestimmung der Transferfunktion besteht in der harmonischen oder impulsförmigen Anregung der Struktur bei gleichzeitiger Messung der anregenden Kraft sowie der Systemantworten (Körperschallsignale) mittels an der Struktur verteilter Sensoren. Dabei kommen gewöhnlich Beschleunigungssensoren mit entsprechend hoher Bandbreite zum Einsatz. Für den Einsatz als Referenzsensoren zur Untersuchung von Fahrzeugstrukturen finden zumeist piezoelektrische Sensoren Anwendung. Hierbei übt eine seismische Masse bei Beschleunigung aufgrund der Trägheitswirkung eine Kraft auf ein Piezoelement aus, wodurch elektrische Ladung erzeugt wird [84]. Durch die Wandlung in eine elektrische Spannung ist der messtechnische Zugang gegeben. Piezoelektrische Wandler werden in günstigerer Bauweise auch zur Erkennung unkontrollierter Verbrennungen (Klopfen) von Ottomotoren eingesetzt [88]. Dabei wird vor allem im höheren Frequenzbereich nichtlineares Verhalten in Kauf genommen [111]. Im Gegensatz dazu ist bei der gegebenen Referenzsensoranwendung für strukturdynamische Untersuchungen die Linearität des Frequenzganges essenziell.

Klassische versuchstechnische Anregungsmethoden aus der experimentellen Modalanalyse oder der Strukturdynamik verwenden den Modalhammer sowie elektrodynamische

oder piezoelektrische Shakersysteme [24]. Die Anregung durch einen Modalhammer, dessen Schlagseite meist mit auswechselbaren Spitzen für verschiedene zu untersuchende Bandbreiten ausgestattet ist, weist transienten, impulsförmigen Charakter auf. Sie bietet den Vorteil der direkten Erfassbarkeit der eingeleiteten Kraft-Zeitfunktion über eine im Hammerkopf integrierte Kraftmessdose. Shakersysteme hingegen bieten die Möglichkeit der Anregung mit nahezu beliebigen Anregungszeitverläufen. Durch einen Messkopf, welcher einen Kraft- sowie einen Beschleunigungssensor enthält, können gleichzeitig beide Größen zur Bestimmung der Punktimpedanz erfasst werden. Der wesentliche Nachteil des piezoelektrischen Shakersystems ist die verhältnismäßig geringe Anregungsamplitude (Kraft) und in Kombination mit der Punktimpedanz die geringe, erreichbare Energie der Anregung.

Da die Fahrzeugstruktur ein hohes Energieabsorptionsverhalten aufweist, ist die Einkopplung von hohen Energien notwendig [65]. Bei großen, massereichen Maschinen kommen beispielsweise Modalhammerköpfe in Vorschlaghammergröße zum Einsatz [54]. Durch die entsprechend hohe Systemträgheit wird jedoch die Kontaktzeit der Stoßpartner Hammerkopf und Prüfkörper mit steigender Hammermasse größer. Das anregbare Frequenzspektrum entspricht dem Kehrwert der Kontaktzeit T_I

$$f = \frac{1}{T_I}. \quad (4.14)$$

Für die hier notwendige Bandbreite > 20 kHz muss auf Impulshammer-Varianten mit sehr geringer wirksamer Masse zurückgegriffen werden. Dabei ist jedoch die Energieeinkbringung zu gering, sodass selbst mit empfindlichen Sensoren an der gewünschten Messposition am Tunnel des Fahrzeugs der Signal-Rausch-Abstand (SNR) für eine präzise Bestimmung der Transferfunktion nicht ausreicht.

Es musste daher eine neue Methode gefunden werden, die es erlaubt, hohe Energie in einem ausreichend breiten Frequenzband bei minimaler Impaktzeit einzubringen. Zur Lösung des Zielkonflikts folgt unter Berücksichtigung des kinetischen Energiesatzes und dem Impulseintrag, welcher die Kontaktzeit bestimmt, dass die Impaktmasse minimiert und die Impaktgeschwindigkeit maximiert werden muss. Dies kann erreicht werden, indem kleine Kugeln, beispielsweise für Kugellager, mittels Druckluft beschleunigt werden.

Das entsprechend entwickelte, im Folgenden Impulsgenerator genannte Gerät wird in Abbildung 4.9 c) veranschaulicht. Als einstellbare Größe, mit der das anzuregende Spektrum abgeschätzt werden kann, steht zunächst nur der Behälterdruck p_1 zur Verfügung.

Der gesamte Aufbau ist mobil ausgeführt, um flexible Messaufgaben ortsunabhängig realisieren zu können. Zur Eigen- und Fremdsicherung dient ein Kugelfang zwischen Beschleunigungsstrecke und Impaktposition. Die Kugelgeschwindigkeit wird mit zwei Lichtschranken am Kugelaustritt aufgezeichnet. Eine massive Halterung erlaubt eine angepasste Ausrichtung der Beschleunigungsstrecke. Mittels schwerer Bodenplatte wird die Rückstoß- und Standsicherheit gewährleistet. Die Prüfkugel wird über eine Pneumatikverbindung zur 8 bar Haustechnik und einem elektromechanischen 3-2-Wegeregelventil gezielt mit Druckluft beaufschlagt. Entsprechende Sicherheitsschaltungen beugen einem ungewollten Auslösen der Apparatur vor. Zur Erhöhung der Reproduzierbarkeit wird die Ventilöffnungszeit elektronisch gesteuert.

Die Beschleunigungsstrecke der Kugel ist 300 mm lang. Der Maximaldruck wird durch die Haustechnik auf 8 bar begrenzt. Zur Bestimmung der maximal erreichbaren Kugelgeschwindigkeit durch die Verwendung der Haustechnik wird das Modell nach Abbil-

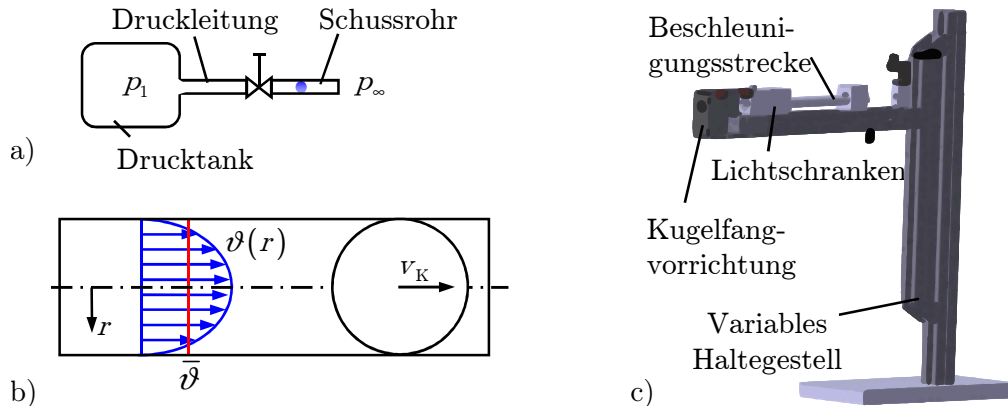


Abbildung 4.9: a) Schematischer Aufbau des Impulsgenerators; b) Geschwindigkeitsverteilung in der Beschleunigungsstrecke, c) Aufbau des Impulsgenerators

Abbildung 4.9 herangezogen. Die Druckluftzuleitung ist im Vergleich zur benötigten Luftmenge für einen Prüfdurchlauf, d.h. einen Prüfschuss, überdimensioniert und kann dadurch als großer Druckspeicher gesehen werden.

Zur Sicherstellung des Prüfdrucks im Hinblick auf die Reproduzierbarkeit wurde nach einem einstellbaren Druckventil ein 1 l Druckspeicher integriert. Das eingezeichnete Drosselventil dient zur Approximation aller Leitungsverluste im Prüfstand. Im Schussrohr bildet sich aufgrund von newtonschen Reibungsverlusten an der Rohrwandung ein parabolisches Geschwindigkeitsprofil aus [12]. Eine Unterscheidung von laminarer und turbulenter Strömung ist nicht notwendig, da auf die Kugel effektiv die mittlere Geschwindigkeit $\bar{\vartheta}$ der Luftströmung wirkt, die aus der Maximalrohrdurchstromgeschwindigkeit $\hat{\vartheta}$ gegeben ist

$$\bar{\vartheta} = \frac{1}{2} \hat{\vartheta}. \quad (4.15)$$

Bei den verwendeten Arbeitsdrücken ist Luft als ideales Gas behandelbar [95]. Für den Prüfraum werden Normbedingungen angesetzt. Damit gilt für die spezifische Wärmekapazität $\kappa = 1,4$ und für die Dichte $\rho(p_\infty) = 1,18 \text{ kg/m}^3$ bei einem Umgebungsdruck von $p_\infty = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$ [44].

Der Druckspeicher besitzt einen der potenziellen Lageenergie vergleichbaren Energieinhalt, die Enthalpie h . Die Ausgangsenthalpie h_1 wird in verbleibende Enthalpie h_2 und kinetische Energie $\frac{1}{2}\vartheta^2$ umgewandelt,

$$h_1 = h_2 + \frac{1}{2}\vartheta^2, \quad (4.16)$$

woraus sich die theoretisch mögliche Geschwindigkeit berechnet

$$\vartheta_t = \sqrt{2\Delta h}. \quad (4.17)$$

Mit der Näherung einer reibungsfreien, adiabaten Zustandsänderung (isentrop) gelten die allgemeinen Gasgesetze

$$\Delta h = c_p \Delta T \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad c_p = \frac{\kappa}{\kappa-1} R \quad pV = mRT. \quad (4.18)$$

Somit lässt sich (4.17), die theoretisch mögliche Luftaustrittsgeschwindigkeit ϑ_t , angeben

zu

$$\vartheta_t = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_\infty}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}. \quad (4.19)$$

Bei einer Dichte der Luft mit dem Druck p_1 von

$$\rho_1(p_1) = \rho_\infty (p_1/p_\infty) = 9,4 \text{ kg/m}^3$$

ergibt sich die theoretische Strömungsgeschwindigkeit zu $\vartheta_t = 515 \text{ m/s}$; einer in der Realität nicht zu erreichenden Rohrmündungsgeschwindigkeit. Die maximal tatsächlich erreichbare Strömungsgeschwindigkeit ϑ ist durch die Berücksichtigung der Rohrreibungseinflüsse, der Druckabfälle, bedingt durch verschiedene Rohrquerschnitte, der Oberflächenbeschaffen- bzw. Rauheiten und der Umlenkungsverluste bestimmbar. Hierfür ist ein in der Strömungsmechanik etablierter Geschwindigkeitsbeiwert φ_s einzuführen[12]

$$\varphi_s = \sqrt{\frac{1}{1 + \sum \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta}}. \quad (4.20)$$

Dabei ist $l/d \approx 60$, sodass die Rohrreibverluste unter Berücksichtigung der Summation aus Umlenkungs-, Knick-, Ventil- und Drosselverlusten $\sum \zeta$ mittels geeigneter Tabellen gefunden werden können[102]. Die tatsächliche Luftströmungsgeschwindigkeit ϑ ist durch $\vartheta = \varphi_s \vartheta_t$ auf maximal 160 m/s beschränkt. Somit kann die Kraft auf die Kugel berechnet werden, mit der diese bei vorgegebener Beschleunigungsstrecke s maximal bewegt werden kann. Die Abbildung 4.10 zeigt den Modellansatz der zu beschleunigenden Kugel in einem Rohr. Die antreibende Kraft resultiert aus dem Massendurchfluss \dot{m}_L der Luft $F_\vartheta = \dot{m}_L \vartheta$. Dem entgegengesetzt wirken der Luftwiderstand $F_w = \frac{1}{2} c_w \rho A v_K^2$ mit dem Strömungswiderstandsbeiwert c_w , der Stirnfläche A und der Kugelgeschwindigkeit v_K sowie die Kugelträgheit $F_t = m_K a$.

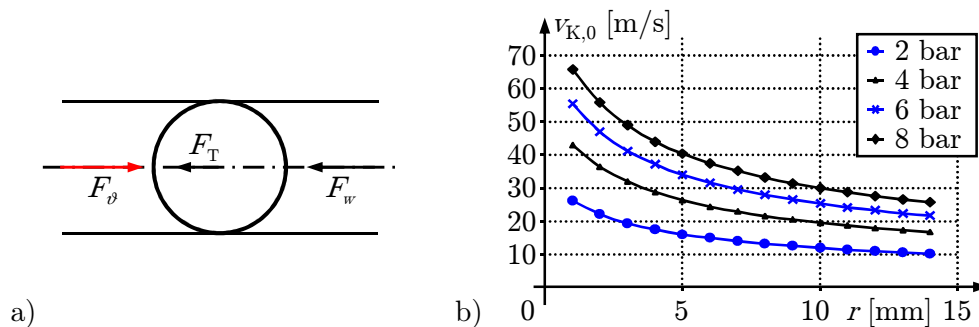


Abbildung 4.10: a) Kräftegleichgewicht der Kugel im Beschleunigungsrohr, b) Kugelaustrittsgeschwindigkeit $v_{K,0}$

Die durch die Luftströmung auf die Kugel wirkende Kraft resultiert aus der Impulswirkung der Strömung. Das Gleichgewicht lautet

$$\dot{m}_L \vartheta = m_K a_K + \frac{1}{2} c_w \rho_L A v_K^2, \quad (4.21)$$

woraus sich die Geschwindigkeit für die Kugel v_K unter Berücksichtigung der geradlinigen

Beschleunigung $a_K = v_K^2 / (2s)$ ergibt

$$v_K = \sqrt{\frac{\dot{m}_L \vartheta}{\frac{m_K}{2s} + \frac{1}{2} c_w \rho_L A}}. \quad (4.22)$$

Der Luftmassendurchsatz \dot{m}_K ist analog zu Gleichung 4.20 zu bestimmen, wobei wiederum Strömungsverluste berücksichtigt werden, die mit der Ausflussfunktion ψ_s und der Ausflusszahl $\mu_\psi \approx 1$ beschrieben sind [102, 12]

$$\psi_s = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_\infty}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_\infty}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}. \quad (4.23)$$

Für einen Leitungsdruck $p_1 = 6 \text{ bar} = 6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ist die Ausflussfunktion 4.23 näherungsweise $\psi_s \approx 0,25$. Damit ist

$$\dot{m}_L = \mu_\psi \psi_s A \sqrt{2\rho_{L,1} p_1} \quad (4.24)$$

der tatsächliche Luftmassenstrom $\dot{m}_L = 0,0343 \text{ kg/s}$. Unter Berücksichtigung der mittleren Angriffsgeschwindigkeit \bar{v}_L der Luft auf die Kugel infolge der Rohrströmung aus Gleichung 4.15 kann somit die tatsächliche Kugelaustrittsgeschwindigkeit $v_{K,0}$ bestimmt werden. Diese ist in Abhängigkeit des Kugelradius r und des Leitungsdrucks p_1 in Abbildung 4.10 b) dargestellt.

Die real erreichbaren Kugelgeschwindigkeiten bestätigten die Abschätzung. Zu beachten ist bei der Ausführung der Beschleunigungsstrecke, dass der Rohrdurchmesser nicht mehr als 1 mm des Kugeldurchmessers misst, um die Verluste gering zu halten, aber dennoch eine Luftlagerung der Kugel zu garantieren, wodurch ein Reibkontakt der Kugel-Rohrwandpaarung verhindert wird.

Trifft die auf die Geschwindigkeit $v_{K,0}$ beschleunigte Kugel auf eine Oberfläche, kann die *Hertz*sche Pressung herangezogen werden [103]. Die durch die Kugelgeschwindigkeit vorgegebene kinetische Energie wird beim Aufprall der Kugel auf ein Hindernis in Deformations- und verbleibende kinetische Energie umgewandelt

$$\frac{1}{2} m_K v_{K,0}^2 = \frac{1}{2} m_K v_K^2 + \frac{2}{5} \alpha_K x_K^{\frac{5}{2}}. \quad (4.25)$$

Wobei $v_{K,0}$ die Kugelanfangs-, v_K als Funktion der Zeit die Kugelendgeschwindigkeit, m_K die Kugelmasse, x_K die Kugeleindringtiefe und α_K ein materialabhängiger Formfaktor, der die Kontakteigenschaft zwischen zwei sich unter Kraft berührender Körper zusammenfasst, beschreiben

$$F_K = \alpha_K \sqrt{x_K^3} \quad \text{mit} \quad \alpha_K = \frac{4}{3} \frac{G_e \sqrt{r}}{1 - \nu_e}. \quad (4.26)$$

Die Ersatzquerkontraktion zweier Kontaktpartner $\nu_1 \approx \nu_2 = \nu_e = 0,3$ ist durch die Materialpaarung der Berührung vorgegeben. G_e beschreibt ein Ersatzschubmodul, das sich über die Schubmodule der Kontaktpartner bestimmen lässt. Analog berechnet sich das Ersatzelastizitätsmodul E_e

$$E_e = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad G_e = \frac{2G_1 G_2}{G_1 + G_2}. \quad (4.27)$$

Mit dem Kugelradius von $r = 3 \text{ mm}$ ergibt sich beispielhaft bei der Paarung Kugel -

Plexiglas PMMA: $G_e = 2,36 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ und $\alpha = 258 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\sqrt{\text{m}^3}}$. Die maximale Eindringtiefe \hat{x}_K der Kugel ist an dem Punkt des vollständigen Abbremsens der Kugel $v_K \rightarrow 0$ gegeben

$$\hat{x}_K = \sqrt[5]{\left(\frac{5}{4} \frac{m_K v_{K,0}^2}{\alpha_K}\right)^2}. \quad (4.28)$$

Abbildung 4.11 zeigt die Modellvorstellung der *Hertz*schen Pressung.

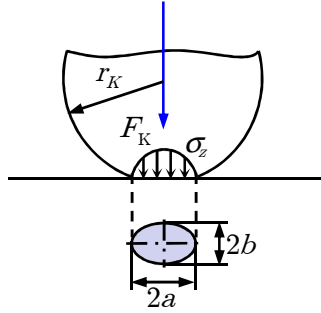


Abbildung 4.11: *Hertz*sche Pressung auf unendlicher Halbebene

Eine auf eine ebene Fläche wirkende Druckkraft F_K berechnet sich zu

$$\hat{F}_K = \alpha_K \sqrt{\hat{x}^3}. \quad (4.29)$$

Mit Gleichung (4.26)

$$\hat{F} = \sqrt[5]{\alpha_K^2 \left(\frac{5}{4} m_K v_{K,0}^2\right)^3}. \quad (4.30)$$

Dadurch ergibt sich eine maximale Spannung von der Kugel auf die Aufschlagsfläche mit

$$\hat{\sigma} = -\frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{\hat{F} E_e}{r_K^2 (1 - \nu^2)^2}}. \quad (4.31)$$

Die Impaktstelle an der Fahrzeugstruktur sollte möglichst hart sein, um hohes Ersatz-E-Modul aufzuweisen und um die Näherung der unendlichen Halbebenen erfüllen zu können. Bei der Paarung Kugel-Blech muss die *Hertz*sche Theorie um die Biegetheorie erweitert werden. Eine umfassende Zusammenfassung hierzu findet sich in[90]. Im Laufe einer Messung auf eine geeignete Impaktstelle kommt es zu einer zunehmenden Oberflächenverhärtung der Prüfstelle. Dies führt zu einer Erhöhung des anregbaren Körperschallspektrums sowie zu einer Verbesserung der Reproduzierbarkeit.

Die Abschätzung des anregbaren Frequenzspektrums erfolgt mittels des Energiegleichgewichts der Kugel aus Gleichung (4.25). Die Kugel muss von $v_{K,0}$ auf Null abgebremst werden, um danach durch das elastische Materialverhalten von Kugel und Unterlage auf die Abstoßgeschwindigkeit $v_{K,1}$ beschleunigt zu werden. Die maximale Eindringtiefe \hat{x} ergibt sich dadurch auf die angegebene Gleichung (4.28). Für die Zeit $T = \frac{1}{f}$ des Aufpralls gilt damit bis zum Kugelabheben nach Stoßende bei vollständig elastischem Materialverhalten

$$T_I = 2 \int_0^{\hat{x}} \frac{dx}{v_K} = 2 \int_0^{\hat{x}} \frac{dx}{\sqrt{v_{K,0}^2 - \frac{4}{5} \frac{\alpha_K}{m_K} \sqrt{x^5}}}. \quad (4.32)$$

Um das Integral lösen zu können, empfiehlt sich eine Substitution $u = x/x_{\max}$, wodurch es sich auf die Form

$$\int_0^1 \frac{dx}{\sqrt{1-x^a}} = \frac{\sqrt{\pi} \Gamma\left(\frac{1}{a}\right)}{a \Gamma\left(\frac{2+a}{2a}\right)} \quad (4.33)$$

bringen lässt. Mittels der Gammafunktion $\Gamma(a)$ ergibt sich für die Ereignisdauer des Kugelaufpralls

$$T_I = \frac{4}{5} \frac{\hat{x}}{v_{K,0}} \sqrt{\pi} \frac{\Gamma\left(\frac{2}{5}\right)}{\Gamma\left(\frac{9}{10}\right)}. \quad (4.34)$$

Unter Berücksichtigung der Zusammenhänge zwischen der maximalen Kugeleindringtiefe \hat{x}_K (4.28), der Kugelmasse $m_K = \frac{4}{3}\rho r_K^3 \pi$ und des Formfaktors α_K aus (4.26) vereinfacht sich der Zusammenhang (4.34), wobei hier in K_1 die materialabhängigen Konstanten zusammengefasst werden:

$$K_1 = \frac{4}{5} \pi^{9/10} \sqrt[5]{\left(\frac{5}{4} \frac{\rho}{G} (1-\nu)\right)^2} \frac{\Gamma\left(\frac{2}{5}\right)}{\Gamma\left(\frac{9}{10}\right)} \approx 3 \sqrt[5]{\left(\frac{\rho}{G} (1-\nu)\right)^2} \quad (4.35)$$

$$T = K_1 \frac{r_K}{\sqrt[5]{v_{K,0}}}.$$

Für eine standardmäßig verwendete Stahlkugel der Dichte $\rho = 7850 \text{ kg m}^{-3}$, einer Querkontraktion von $\nu = 0,3$ und einem Schubmodul von $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ Nm}^{-2}$ berechnet sich K näherungsweise zu $9,1536 \cdot 10^{-3} (\text{s/m})^{2/5}$. Für eine Veranschaulichung der Zusammenhänge sind in Abbildung 4.12 die erreichbaren angeregten Frequenzen bei Variation der Kugelgeschwindigkeit und des Kugeldurchmessers bei $v_{K,0} = 20 \text{ m/s}$ aufgezeigt.

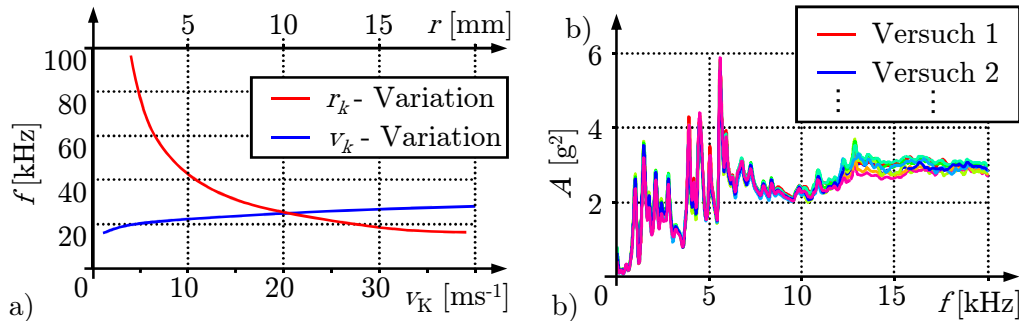


Abbildung 4.12: a) Theoretisch anregbares Frequenzspektrum, Radienvariation bei $v_{K,0} = 20 \text{ ms}^{-1}$ und Anfangsgeschwindigkeitsvariation bei $r_K = 10 \text{ mm}$; b) gemessenes Körperschallspektrum bei wiederholter Versuchsdurchführung

Das anregbare Frequenzspektrum ermittelt sich also aus der Ereignisdauer der Kugel mit der Kugelgeschwindigkeit $v_{K,0}$ aus Gleichung (4.22), die vom Druck der Leitung p_1 und dem Kugelradius r_K abhängt. Kleine Kugel und hohe Geschwindigkeit führen hierbei zu hoher Bandbreite der Anregung. Durch Messungen an einer Fahrzeugstruktur konnten die Abschätzungen verifiziert werden. Abbildung 4.13 zeigt den Impulsgenerator bei einer Strukturmessung. Die Kugelgeschwindigkeit wurde mittels Oszilloskop gemessen. Dabei ergab sich eine prozentuale Standardabweichung von 2,25%.

Das dabei angeregte Spektrum wurde mittels eines Schocksensors aufgenommen, Abbildung 4.13 c). Dieser ist in einer als Anregepunkt verwendeten Schraube montiert und misst damit den direkten Impuls.



Abbildung 4.13: a) und b) Versuchsaufbau und Durchführung von Impulsgenerator tests, c) Aufbau der Impulsmessung

Die erste Eigenfrequenz der Schraube liegt mit ca. 51 kHz über dem untersuchten Körperschallspektrum (vgl. Abschnitt 4.4.3). Eine Auswertung der Frequenzspektren ergab eine prozentuale Abweichung von 5%.

4.4 Rückgewinnung der Anregung

Bei der Versuchsdurchführung mittels Impulsgenerator besteht nur schwerlich die Möglichkeit zur messtechnischen Erfassung des anregenden Kraftverlaufs. Ist diese dennoch notwendig, beispielsweise zur Bestimmung von physikalisch bedeutsamen Transferimpedanzen oder -inertanzen (siehe Abschnitt 4.1.1), ist dessen indirekte Bestimmung erforderlich. Dies stellt ein inverses Problem dar. Handelt es sich zusätzlich um ein schlecht gestelltes Problem, besteht die Gefahr der Instabilität der Lösung. Eine Einführung hierzu findet sich beispielsweise von *Stevens* [98]. Die Problemstellung soll im Folgenden lösungsorientiert untersucht werden.

4.4.1 Invertierbarkeit bei ungestörter Wellenausbreitung

Wird die *Laplace*-Darstellung eines zeitkontinuierlichen Systems herangezogen, kann je nach Lage der Pole $s_{\infty v}$ des Systems $H(s)$ bezüglich der imaginären Achse (bzw. des Einheitskreises) nach *Kiencke* [51] zwischen stabilen und instabilen Systemen unterschieden werden. Werden zusätzlich auch die Nullstellen $s_{0\mu}$ der Übertragungsfunktion nach ihrer Lage bewertet, erhält man eine weitere Kategorisierung in Minimalphasensysteme und Allpässe. Ein minimalphasiges System weist nur Pole und Nullstellen im linken Bereich der komplexen Halbebene bzw. im Fall von diskreten Systemen innerhalb des Einheitskreises auf. Anders ausgedrückt, ist ein System genau dann minimalphasig, wenn es stabil ist und nur Nullstellen links der imaginären Achse (innerhalb des Einheitskreises) aufweist. Aus einem minimalphasigen System lässt sich ein stabiles inverses Übertragungssystem gewinnen. Nicht minimalphasige Systeme hingegen liefern hier ein instabiles inverses Übertragungssystem, was die Rückgewinnung der Anregung stark erschwert.

Anhand eines einfachen Beispiels soll ein ursächlicher Aspekt des vorgenannten Problems an den Eigenschaften der ungestörten Wellenausbreitung im eindimensional unbegrenzten Kontinuum betrachtet werden. Dabei gilt es, die Frage zu klären, ob bereits bei ungestörter Ausbreitung ohne Reflexionen und dem damit verbundenen Struktureigenverhalten Instabilität auftritt.

Die Störung $\delta(t)$ breitet sich in einem Kontinuum ausgehend von dem Ort $x = 0$ aus und erreicht nach der Zeit T_D den Ort $x = L$, Abbildung 4.14.

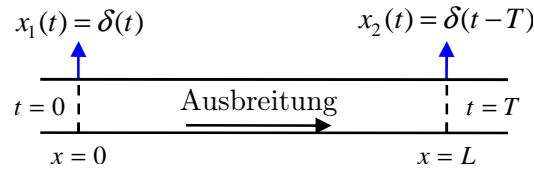


Abbildung 4.14: Beispiel zur Minimalphasigkeit der ungestörten Wellenausbreitung

Die Übertragungsfunktion lautet mit der konstanten, frequenzunabhängigen Ausbreitungsgeschwindigkeit $c_{L,II}$ für die Logitudinalwelle im Stab, dem Weg x und dem Zusammenhang $T_D = x/c_{L,II}$

$$H(s) = \frac{X_2(s)}{X_1(s)} = e^{-s \frac{x}{c_{L,II}}} = e^{-s T_D}. \quad (4.36)$$

Durch *Pade*-Entwicklung mit Zähler- und Nennergrad 1 erhält man nach [67] eine gebrochen rationale Approximation

$$H(s) = \frac{e^{-\frac{T_D}{2}s}}{e^{\frac{T_D}{2}s}} \approx \frac{1 - \frac{T_D}{2}s}{1 + \frac{T_D}{2}s}. \quad (4.37)$$

Das Ergebnis für die ungestörte Wellenausbreitung stellt die charakteristische Übertragungsfunktion eines Allpasses dar. Aus der Systemtheorie ist bekannt, dass die Erzeugung eines kausalen und stabilen inversen Filters eines nicht-minimalphasigen, also allpass-haltigen Übertragungssystems nicht möglich ist. Der Grund hierfür liegt in der Nicht-Minimalphasigkeit der Nullstellen des Systems, welche bei Invertierung instabile Polstellen ergeben.

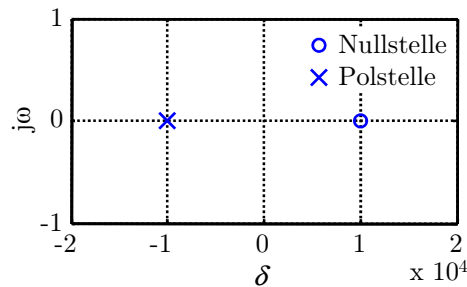

 Abbildung 4.15: Null- und Polstelle des Allpasses vor der Invertierung für $x = 1$ m und $c_{L,II} = 5000$ m/s

Abbildung 4.15 stellt die Null- und Polstelle in der s -Ebene dar. Die Nullstelle befindet sich in der rechten Halbebene, womit es bei Invertierung zu instabilem Systemverhalten kommt.

4.4.2 Invertierbarkeit bei Übertragungssystemen mit Eigenverhalten

Die im vorigen Abschnitt betrachtete ungestörte Wellenausbreitung tritt im vorliegenden Anwendungsfall nicht auf. Vielmehr handelt es sich bei realen Strukturen gewöhnlich um abgeschlossene, begrenzte Systeme mit ausgeprägtem Eigenverhalten - Resonanzen und

Anti-Resonanzen. Im Rahmen einer vereinfachenden Modellbildung lässt sich die Fahrzeugkarosserie durch gekoppelte Balken- und Plattenelemente beschreiben. Die Längsträgerstruktur kann dabei aus mehreren Balkenelementen zusammengesetzt werden. Weist bereits eines dieser Elemente eine nicht-minimalphasige Charakteristik auf, so lässt sich für die Gesamtstruktur dasselbe Verhalten folgern.

Für die Untersuchung soll daher als Ersatzsystem ein Balken nach der Theorie von *Euler-Bernoulli* mit einseitig fester Einspannung herangezogen und mittels *Laplace-Transformation* im Bildbereich betrachtet werden. Für diesen gilt im ungedämpften Fall nach Abschnitt 4.1.1 die Bewegungsgleichung für die Auslenkung w

$$\frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} = -\frac{\rho A_q}{E I} \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2}. \quad (4.38)$$

Durch die *Laplace-Transformation* der partiellen Differentialgleichung vierter Ordnung erhält man unter Vernachlässigung der Anfangswertglieder

$$\frac{d^4 w(x, s)}{dx^4} = -\frac{\rho A_q}{E I} s^2 w(x, s). \quad (4.39)$$

Für die nun vorliegende gewöhnliche Differentialgleichung vierter Ordnung wird der allgemeine Lösungsansatz

$$\begin{aligned} w(x, s) &= e^{ax} (A_1 \cos(ax) + A_2 \sin(ax)) \\ &+ e^{-ax} (A_3 \cos(ax) + A_4 \sin(ax)) \end{aligned} \quad (4.40)$$

mit

$$a = \frac{k\sqrt{s}}{\sqrt{2}} \quad \text{und} \quad k = \sqrt[4]{\frac{\rho A_q}{E I}} \quad (4.41)$$

gewählt. Mit den Randbedingungen $w(0, s) = 0$ und $\varphi(0, s) = \partial w(0, s)/\partial x = 0$ (Abbildung 4.16) ergibt sich zunächst für die Konstanten $A_3 = -A_1$ und $A_4 = -2A_1 - A_2$.

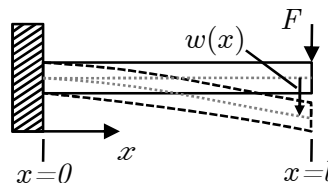


Abbildung 4.16: Biegebalken mit einseitig fester Einspannung, anregender Kraft an der Position $x = l$ sowie Durchbiegung $w(x)$

Aus der Festlegung von Anregungs- und Beobachtungsort auf $x = l$ folgen die weiteren Randbedingungen $M(x = l, s) = 0$ und $F(x = l, s) = F(s)$ und man erhält schließlich nach längerer Rechnung den Zusammenhang zwischen Auslenkung und anregender Kraft zu

$$\frac{w(l, s)}{F(l, s)} = -\frac{1}{E I 4 a^3} \frac{\sinh(2 a l) - \sin(2 a l)}{\cosh^2(a l) + \cos^2(a l)} = H(s). \quad (4.42)$$

4.4.2.1 Stabilitätsbetrachtung im ungedämpften Fall

Für die Betrachtung der Stabilität der Transferfunktion (Gleichung 4.42) wäre die Auswertung der Polstellenlage in der komplexen s -Ebene notwendig. Da sich bei der Invertierung des Systems zu $H(s)^{-1}$ ein Vertauschen der Lage von Pol- und Nullstellen ergibt, ist für eine Stabilitätsaussage die genauere Betrachtung der Nullstellen von $H(s)$ erforderlich.

Mit der Substitution $z = 2al$ ($z = x + jy$, $x = \Re\{z\}$, $y = \Im\{z\}$, $x, y \in \mathbb{R}$) erhält man für den Zähler $Z = \sinh(z) - \sin(z) = 0$. Für die transzendente Gleichung ist bis auf die triviale Lösung keine geschlossene Lösung möglich. Daher wird unter Ausnutzung der Symmetrieeigenschaften die Existenz von Nullstellen in der rechten s -Halbebene untersucht. Die Anwendung von Additionstheoremen für komplexe Argumente liefert die Gleichung

$$Z = \sinh(x) \cos(y) + j \cosh(x) \sin(y) - \sin(x) \cosh(y) - j \cos(x) \sinh(y) = 0. \quad (4.43)$$

Nullstellen ergeben sich genau dann, wenn $\Re\{Z\} = 0 \wedge \Im\{Z\} = 0$ ist. Die Aufteilung in den Real- und Imaginärteil ergibt

$$\Re: \sinh(x) \cos(y) - \sin(x) \cosh(y) = 0 \quad (4.44)$$

$$\Im: \cosh(x) \sin(y) - \cos(x) \sinh(y) = 0. \quad (4.45)$$

Bezüglich der Argumente lassen sich nun die drei Fälle $x = y$, $x = -y$ und $|x| \neq |y|$ unterscheiden. Dabei ergeben sich für die ersten beiden Fälle gravierende Vereinfachungen, die prinzipielle Aussagen zur Lage der Nullstellen ermöglichen.

Für den Fall 1: $x = y$ ergibt sich

$$\Re: \sinh(x) \cos(x) - \sin(x) \cosh(x) = 0 \quad (4.46)$$

$$\Im: \cosh(x) \sin(x) - \cos(x) \sinh(x) = 0. \quad (4.47)$$

Damit lässt sich folgende Umformung durchführen

$$\Re: \frac{\sinh(x)}{\cosh(x)} - \frac{\sin(x)}{\cos(x)} = \tanh(x) - \tan(x) = 0 \quad (4.48)$$

$$\Im: \frac{\sinh(x)}{\cosh(x)} - \frac{\sin(x)}{\cos(x)} = \tanh(x) - \tan(x) = 0. \quad (4.49)$$

Imaginärteil und Realteil der Gleichung 4.43 sind somit identisch.

Für den Fall 2: $x = -y$ ergibt sich analog zu Fall 1

$$\Re: \sinh(x) \cos(-x) - \sin(x) \cosh(-x) = 0 \quad (4.50)$$

$$\Im: \cosh(x) \sin(-x) - \cos(x) \sinh(-x) = 0. \quad (4.51)$$

Mit den Vereinfachungen $\cosh(-x) = \cosh(x)$, $\sinh(-x) = -\sinh(x)$, $\cos(-x) = \cos(x)$ und $\sin(-x) = -\sin(x)$ lässt sich schreiben:

$$\Re: \sinh(x) \cos(x) - \sin(x) \cosh(x) = 0 \quad (4.52)$$

$$\begin{aligned} \Im: \cosh(x) (-\sin(x)) - \cos(x) (-\sinh(x)) \\ = -\cosh(x) \sin(x) + \cos(x) \sinh(x) = 0. \end{aligned} \quad (4.53)$$

Damit ergibt sich analog zu Fall 1 die Gleichung $\tanh(x) - \tan(x) = 0$. Fall 1 und Fall

2 können demnach zusammengefasst werden. Abbildung 4.17 stellt die Funktionen \tanh und \tan für die Nullstellenermittlung graphisch dar.

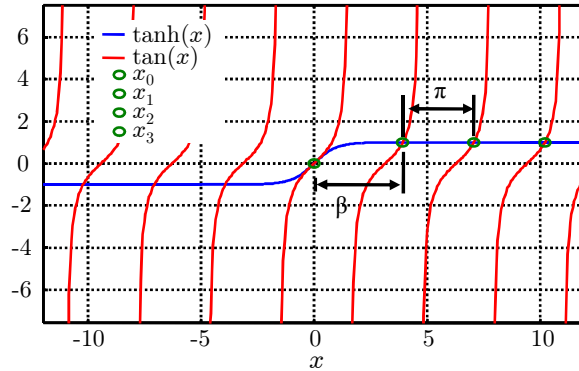


Abbildung 4.17: Schnittpunkte von \tanh und \tan ergeben die Nullstellen der Gleichung

Die Nullstellen von $\tanh(x) - \tan(x)$ ergeben sich an den Schnittpunkten der beiden Funktionen bei $x_0 = 0$ sowie $x_{n+1} = \beta + n\pi$ für $n \geq 0 \wedge n \in \mathbb{Z}$ bzw. $x_{n-1} = -\beta - n\pi$ für $n \leq 0 \wedge n \in \mathbb{Z}$ mit $\beta = 3,9263$. Die Argumente der Zählerfunktionen in Gleichung 4.42 für das System ohne Dämpfung sind $2al = 2^k \sqrt{s}/\sqrt{2}l = c\sqrt{s}$ mit $c = \text{const.}$ Allgemein ergibt sich eine Nullstelle $s_0 = 0$. Für die einzelnen Fälle lassen sich die Nullstellen durch die folgenden Ausdrücke angeben.

Für den Fall $x = y \wedge n \geq 0$:

$$\sqrt{s_{n+}} = \frac{\beta + n\pi}{c} + j \frac{\beta + n\pi}{c} \quad (4.54)$$

$$s_{n+} = \left(\frac{\beta + n\pi}{c} + j \frac{\beta + n\pi}{c} \right)^2 = 2j \frac{\beta^2 + n^2 \pi^2 + 2\beta n\pi}{c^2}. \quad (4.55)$$

Analog gilt für den Fall $x = y \wedge n \leq 0$:

$$\sqrt{s_{n-}} = \frac{-(\beta + n\pi)}{c} + j \frac{-(\beta + n\pi)}{c} \quad (4.56)$$

$$s_{n-} = \left(\frac{-(\beta + n\pi)}{c} + j \frac{-(\beta + n\pi)}{c} \right)^2 = 2j \frac{\beta^2 + n^2 \pi^2 + 2\beta n\pi}{c^2}. \quad (4.57)$$

Für den Fall $x = -y \wedge n \geq 0$:

$$\sqrt{s_{n+}} = \frac{\beta + n\pi}{c} - j \frac{\beta + n\pi}{c} \quad (4.58)$$

$$s_{n+} = \left(\frac{\beta + n\pi}{c} - j \frac{\beta + n\pi}{c} \right)^2 = -2j \frac{\beta^2 + n^2 \pi^2 + 2\beta n\pi}{c^2}. \quad (4.59)$$

Für den Fall $x = -y \wedge n \leq 0$:

$$\sqrt{s_{n-}} = \frac{-(\beta + n\pi)}{c} - j \frac{-(\beta + n\pi)}{c} \quad (4.60)$$

$$s_{n-} = \left(\frac{-(\beta + n\pi)}{c} + j \frac{-(\beta + n\pi)}{c} \right)^2 = -2j \frac{\beta^2 + n^2 \pi^2 + 2\beta n \pi}{c^2}. \quad (4.61)$$

Daraus ergeben sich die aufgeführten Nullstellen:

$$s_0 = 0 \quad (4.62)$$

$$s_{neg,n} = -2j \frac{\beta^2 + n^2 \pi^2 + 2\beta n \pi}{c^2} \quad (4.63)$$

$$s_{pos,n} = 2j \frac{\beta^2 + n^2 \pi^2 + 2\beta n \pi}{c^2}. \quad (4.64)$$

Abbildung 4.18 stellt die Nullstellen im Bereich $-3 \leq n \leq 3$ dar.

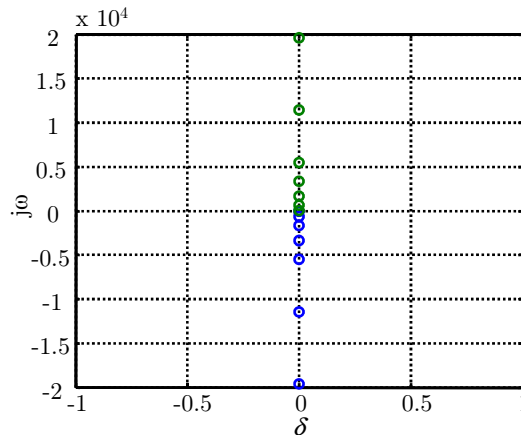


Abbildung 4.18: Nullstellen des Zählers $\sinh(2k/\sqrt{2}\sqrt{s}l) - \sin(2k/\sqrt{2}\sqrt{s}l)$ für $-3 \leq n \leq 3$ in der s-Ebene

Aufgrund der fehlenden Dämpfung liegen die Nullstellen sämtlich auf der imaginären Achse. Eine Aussage zur Minimalphasigkeit über die Lage der Nullstellen in der komplexen s-Ebene ist demnach erst bei Betrachtung des bedämpften Systems möglich, was im Folgenden geschehen soll.

4.4.2.2 Stabilitätsbetrachtung im bedämpften Fall

Mit der Annahme viskoser Dämpfung und der Einführung des Dämpfungsfaktors D wird der Ausdruck k der Lösung ohne Dämpfung durch k_D ersetzt:

$$k_D = \sqrt[4]{\frac{\rho A}{EI + Ds}}. \quad (4.65)$$

Durch Linearisierung um $s = 0$ lässt sich k_D näherungsweise angeben zu

$$k_D \approx k - \frac{D}{4} \sqrt[4]{\frac{\rho A}{(EI)^5}} s. \quad (4.66)$$

Zusammenfassung zu einer Konstanten c_1 ergibt

$$k_D \approx k - c_1 s \quad \text{mit} \quad c_1 = D \sqrt[4]{(\rho A) / (EI)^5} / 4. \quad (4.67)$$

Die Substitution $a = (k\sqrt{s})/\sqrt{2}$ aus Abschnitt 4.4.2.1 wird ersetzt durch

$$a_D = \frac{k_D \sqrt{s}}{\sqrt{2}} = \frac{(k - c_1 s) \sqrt{s}}{\sqrt{2}}. \quad (4.68)$$

Dadurch ergeben sich die veränderten Argumente der transzendenten Funktionen in Gleichung (4.42) zu

$$2 a_D l = \sqrt{2} \left(k \sqrt{s} - c_1 \sqrt{s^3} \right) l. \quad (4.69)$$

Für die beiden Fälle $x = y$ und $x = -y$ ergeben sich folgende Gleichungen

$$s^3 - s^2 \frac{2k c_1}{c_1^2} + s \frac{k^2}{c_1^2} - j \frac{(\beta + n\pi)^2}{l^2} = 0 \quad \text{für } x = y \quad (4.70)$$

$$s^3 - s^2 \frac{2k c_1}{c_1^2} + s \frac{k^2}{c_1^2} + j \frac{(\beta + n\pi)^2}{l^2} = 0 \quad \text{für } x = -y. \quad (4.71)$$

Für das Auffinden der Nullstellen wurde ein numerisches Lösungsverfahren herangezogen. Es zeigt sich, dass Nullstellen in der rechten s-Halbebene auftreten (Abbildung 4.19), was zu nicht minimalphasiger Charakteristik führt und die Inverse des Systems instabil werden lässt. Dies führt zu lokal frequenzselektiven Störungen bei der Anwendung des inversen Filters.

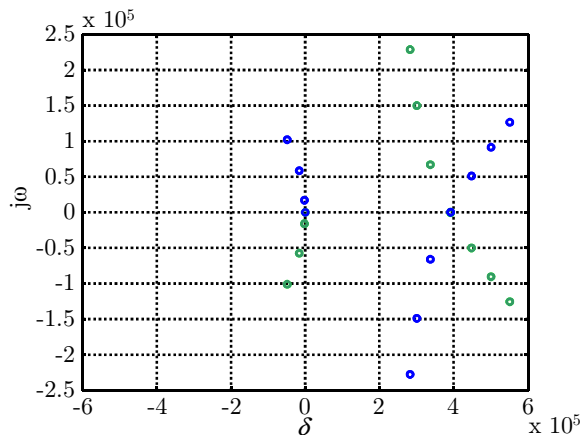


Abbildung 4.19: Nullstellen des Zählers $\sinh(2k_D \sqrt{s}l/\sqrt{2}) - \sin(2k_D \sqrt{s}l/\sqrt{2})$ für $-3 \leq n \leq 3$ in der s-Ebene

4.4.3 Kraftrückgewinnung mit einem Struktursensor

Zur Rückgewinnung des Kraftsignals bei Impulsgeneratormessungen besteht prinzipiell die Möglichkeit der Nutzung des Schocksensors wie in Abbildung 4.13 c) veranschaulicht. Dabei geht dem Hauptversuch mit Kugelbeschuss ein Vorversuch zur Bestimmung der Transferfunktion zwischen fester Anregungsposition und Schocksensor mittels krafterfassendem Impulshammer voraus. Die erste longitudinale Eigenfrequenz der Schraube ergibt sich bei Näherung als Stab mit $C_{LII, \text{Stahl}} = 5172 \text{ m/s}$, der Länge der Schraube $l_S = 5 \text{ cm}$ und dem Zusammenhang $f_{1,S} = 2l_S/c_{LII, \text{Stahl}}$ nach [19] zu ca. 51 kHz. Damit kann gering ausgeprägtes Eigenverhalten der Schraube im betrachteten Frequenzbereich bis 20 kHz angenommen werden, sodass eine Rückgewinnung ungestört möglich ist.

Mit der Verwendung der reziproken, a priori bekannten Transferfunktion soll eine einfache Technik der direkten Invertierung angewendet werden. Durch die räumliche Nähe von Anregung zur Beschleunigungsmessung ist die Energieabsorption gering. Somit ist der Energieeintrag des kleinen Impulshammers hoch genug für ausreichende SNR-Werte.

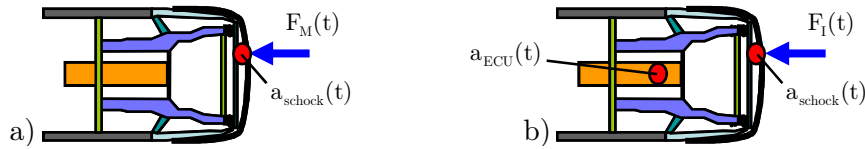


Abbildung 4.20: Sensoranordnung an der Fahrzeugstruktur zur Rückgewinnung der anregenden Kraft im Kugelbeschuss durch Rückrechnung mittels gemessener Beschleunigung des Schocksensors (SS); die TF zwischen SS und Anregung wird in einem Vorversuch ermittelt (Setup a). Im nachfolgenden Hauptversuch mit Kugelbeschuss wird die anregende Kraft aus SS-Signal und inverser TF indirekt bestimmt (Setup b)

Die anregende Kraft F_M des Modalhammers und die Beschleunigung a_{Schock} aus dem Vorversuch werden durch die Inverse der Übertragungsfunktion $H_{\text{Schraube}}(\omega)$ ins Verhältnis gesetzt (4.72):

$$F_M(\omega) = H_{\text{Schraube}}^{-1}(\omega) a_{\text{Schock}}(\omega). \quad (4.72)$$

Die Bestimmung der Impulsanregung F_I im Hauptversuch - dem Kugelbeschuss mit höherem Energieeintrag - kann damit durch Rückrechnung erfolgen. Die rückgewonnene Kraft wird schließlich zur Ermittlung der interessierenden Transferfunktion $H_F(\omega)$ eingesetzt:

$$H_F(\omega) = \frac{a_{\text{ECU}}(\omega)}{F_I(\omega)} = \frac{a_{\text{ECU}}(\omega)}{H_{\text{Schraube}}^{-1}(\omega) a_{\text{Schock}}(\omega)}. \quad (4.73)$$

Die Anwendung der beschriebenen Methodik ist jedoch verbunden mit der aufwendigen Adaption von Sensor und Schraube an die gewünschte Position der Anregung, was zudem strukturverändernd und damit verfälschend wirkt. Zusätzlich hat sich trotz des hohen Messbereichs des Schocksensors gezeigt, dass bei ausreichend hoher Schussenergie eine mechanische Überlastung des Sensors eintritt, welche die Lebensdauer auf wenige Versuchsdurchführungen beschränkt. Die Nutzung des Schocksensors ist somit keine praktikable Methode und eine Alternative zur Gewinnung der anregenden Kraft ist erforderlich.

Durch Anbringung des Referenzsensors zur Bestimmung der a priori Transferfunktion im Gebiet der Anregung mit ausreichendem Abstand zur Impaktposition kann eine Sensorüberlastung verhindert werden. Abbildung 4.21 zeigt die gewählte Messposition am Biegequerträger.

Bei der Gewinnung der anregenden Kraft handelt es sich um ein inverses Problem. Diese können allgemein beschrieben werden mit dem Bestreben, von der Wirkung, im vorliegenden Fall der messbaren Strukturantwort des Systems Fahrzeug als Körperschalleiter, auf die Ursache, den anregenden Kraftverlauf, zurück zu schließen. Um aus einer Wirkung die Ursache bestimmen zu können, muss der Ursache-Wirkungs-Zusammenhang umgekehrt werden. Die Ausprägung des Struktureigenverhaltens bestimmt dabei die Konditionierung, also den Grad der Schlechtstellung des Problems. Für schlecht gestellte Probleme ist der Wirkungs-Ursache-Zusammenhang von der Art, dass schon geringfügige Veränderungen der Wirkung bedeutende Änderungen der Ursache hervorrufen.

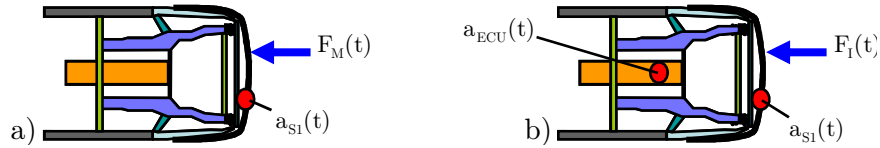


Abbildung 4.21: Aufbau mit Struktursensor für die Rückrechnung am Biegequerträger, a) Vorversuch mit Anregung durch Impulshammer zur Gewinnung der Teiltransferfunktionen $H_{S1} = a_{S1}/F_M$ aus den gemessenen Signalen, b) Hauptversuch mit Anregung durch Impulsgenerator und indirekter Gewinnung der Kraft F_I . Die Position von S_1 befindet sich im Gebiet der Anregung, ist jedoch weit genug von der Impaktposition entfernt, um Übersteuerung zu verhindern

Unter ideal rauschfreien Bedingungen lässt sich die Eingangsgröße durch die Beziehung $F_I(\omega) = a_{S1}(\omega) H_{S1}(\omega)^{-1}$ gewinnen. Hierbei ist $H_{S1}(\omega)^{-1}$ das inverse Filter. Berücksichtigt man nun Rauschen an den Messgrößen, ergibt sich aus $a_{S1} = H_{S1} F_I$ der Zusammenhang

$$a_{S1} = H_{S1} F_I + e. \quad (4.74)$$

Dabei sind a_{S1} die wahre Beschleunigung, F_I die wahre Kraft, H_{S1} die ungestörte Übertragungsfunktion und e unkorreliertes Rauschen im Frequenzbereich. Die geschätzte Kraft \hat{F}_I ergibt sich damit zu

$$\hat{F}_I = \frac{a_{S1} - e}{H_{S1}} = F_I - \frac{e}{H_{S1}}. \quad (4.75)$$

Besitzt H_{S1} Null- oder Nahe-Nullstellen, wird das Rauschen bei betroffenen Frequenzen verstärkt und führt zu Ausreißern in \hat{F}_I . Da es sich bei Antiresonanzen gewöhnlich um schmale Frequenzbereiche handelt, erscheinen die Störungen in Form überlagerter harmonischer Schwingungen. Wesentliche Schwäche der direkten Invertierung ist demnach die Abhängigkeit von Rauschen bei der messtechnischen Erfassung der Größen. Lässt man für H_{S1} ebenfalls einen Fehler zu, erkennt man als zweite Quelle die Sensibilität für gestört vorliegende Transferfunktionen.

Aufgrund der komplexeren Struktur und der größeren Entfernung zur Anregung kommt demnach bei der Anordnung nach Abbildung 4.21 das im Vergleich zur Schocksensor-Schraube-Lösung (Abbildung 4.20) stärkere Eigenverhalten der Fahrzeugstruktur zum Tragen, was ohne korrigierendes Verfahren zur instabileren Rückgewinnung führt.

Eine Verbesserung lässt sich durch Erweiterung von Gleichung (4.74) mit der konjugiert komplexen Transferfunktion erreichen

$$H_{S1}^* a_{S1} = H_{S1} H_{S1}^* F + e H_{S1}^*. \quad (4.76)$$

Daraus ergibt sich für die gesuchte Kraft

$$\hat{F}_I = \frac{H_{S1}^* a}{|H_{S1}|^2} - \frac{H_{S1}^* e}{|H_{S1}|^2}. \quad (4.77)$$

Aufgrund der Unkorreliertheit des Zählers im rechten Term wird der Einfluss von $H_{S1}^* e$ verglichen mit dem Ansatz 4.74 kleiner. Auch hier können Nullstellen von $|H_{S1}|^2$ zu Ausreißern führen, jedoch verhält sich die Methodik stabiler gegenüber Fehlern in H_{S1} . Abbildung 4.22 zeigt den Vergleich zwischen der Referenz und den mittels Division durch

$H_{1,S1}$ bzw. $H_{2,S1}$ berechneten Anregungen der Struktur bei Anregung mittels Modalhammer nach Abbildung 4.21 a).

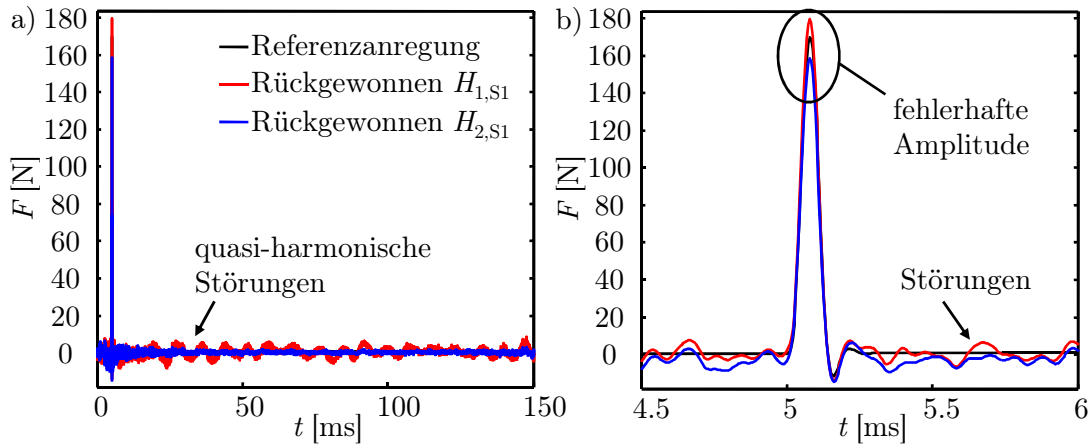


Abbildung 4.22: Vergleich von Referenz und zurückgewonnener Anregung am realen Fahrzeug, a) vollständige Darstellung, b) Zoom auf den Kraftpuls

Es ist ersichtlich, dass die prinzipielle Form der pulsartigen Anregung zurückgewonnen werden kann, jedoch ergibt sich mit beiden Schätzungen $H_{1,S1}$ und $H_{2,S1}$ der Transferfunktion H_{S1} eine gravierende Abweichung. Zusätzlich lässt sich ein beträchtlicher Störsignalanteil in den zurückgewonnenen Signalen erkennen, der einer einfachen Weiterverwendung der gewonnenen Signale im Wege steht.

4.4.4 Kraftrückgewinnung mit zwei Struktursensoren

Von *Martin* [69] stammt die Idee der Verwendung von zwei Referenzsensoren für die Schätzung der Anregung. Es lässt sich zeigen, dass diese aus der Erweiterung des letzten betrachteten Ansatzes hervor geht.

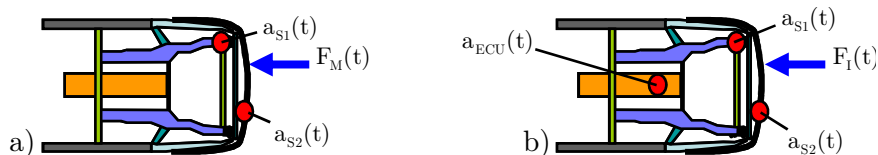


Abbildung 4.23: Aufbau zur verbesserten Rückgewinnung mit 2 Sensoren, a) Vorversuch mit Anregung durch Impulshammer zur Gewinnung der Teiltransferfunktionen zwischen a_{S1}/F_M und a_{S2}/F_M aus den gemessenen Signalen, b) Hauptversuch zur Ermittlung der Transferfunktion zwischen a_{ECU} und F_I mit Anregung durch Impulsgenerator und indirekter Gewinnung von F_I

Für die beiden Sensorpositionen gilt $a_{S1} = H_{S1} F_I + e_1$ und $a_{S2} = H_{S2} F_I + e_2$, woraus sich durch Erweiterung mit H_{S1}^* bzw. H_{S2}^* und Summation der Ansatz

$$H_{S1}^* a_{S1} + H_{S2}^* a_{S2} = H_{S1} H_{S1}^* F + e_1 H_{S1}^* + H_{S2} H_{S2}^* F + e_2 H_{S2}^* \quad (4.78)$$

ergibt. Dabei sind a_{S1} und a_{S2} die gemessenen Beschleunigungen zweier unterschiedlicher Positionen mit den zugehörigen Transferfunktionen H_{S1} und H_{S2} . Die Auflösung nach

der gesuchten Anregung \hat{F}_I ergibt die folgende Gleichung:

$$\hat{F}_I = \frac{H_{S1}^* a_{S1} + H_{S2}^* a_{S2}}{\left(|H_{S1}|^2 + |H_{S2}|^2\right)} - \frac{H_{S1}^* e_1 + H_{S2}^* e_2}{\left(|H_{S1}|^2 + |H_{S2}|^2\right)}. \quad (4.79)$$

Es wird davon ausgegangen, dass die beiden Transferfunktionen keine überlappenden Nullstellen aufweisen. Die fehlenden Informationen bei Anti-Resonanzen einer der beiden Transferfunktionen können damit durch den jeweils anderen Sensor ausgeglichen werden - es treten somit keine Singularitäten auf. Dadurch wird die Verstärkung von Rauschen im rechten Term vermindert. Abbildung 4.24 veranschaulicht den Sachverhalt anhand eines einfachen Systems mit zwei Polen und einer Nullstelle.

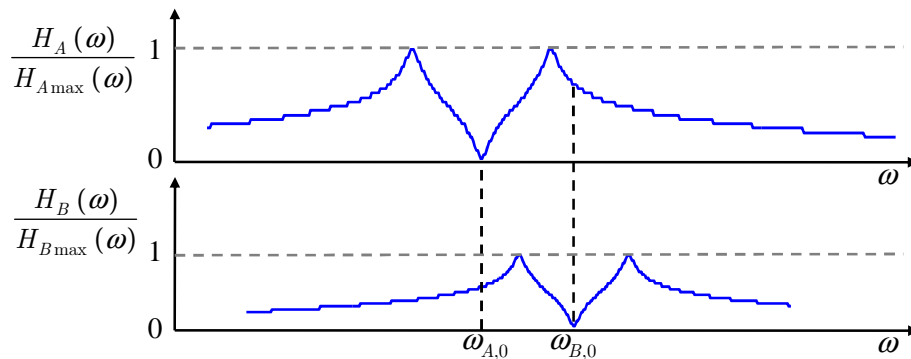


Abbildung 4.24: Beispiel für den Ausgleich der fehlenden Information an den Nullstellen $\omega_{1,0}$ und $\omega_{2,0}$ durch den jeweils anderen Sensor zur Vermeidung von Singularitäten

Ein zweiter Mechanismus - die Unkorreliertheit der Transferfunktionen und des Fehlers im rechten Term - führt zusätzlich zu weiterer Fehlerabschwächung. Abbildung 4.25 zeigt das Ergebnis bei Anwendung des Verfahrens auf gemessene Daten.

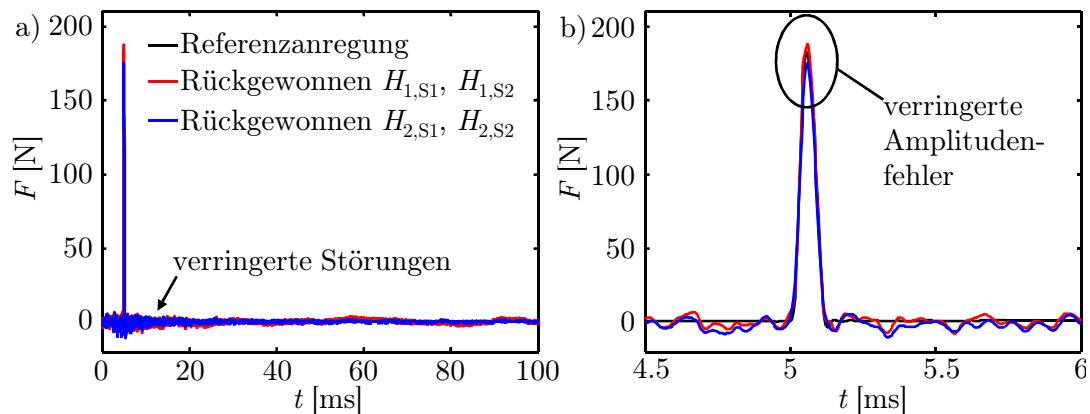


Abbildung 4.25: Referenz und zurückgewonnene Anregung am realen Fahrzeug, a) vollständige Darstellung, b) Zoom auf den Kraftpuls

Im Vergleich zur Methode mit einem Referenzsensor ergeben sich leicht verminderte Amplitudenfehler (Überschätzung durch die H_1 - und Unterschätzung durch die H_2 -Methodik) sowie verminderte Störungen. Durch Mittelung der nach H_1 und H_2 berechneten Signale lässt sich der Amplitudenfehler gravierend verringern. Jedoch lässt sich immer

noch ein Störsignalanteil in den rückgewonnenen Signalen erkennen. Dieser resultiert aus der hohen Modendichte der Fahrzeugstruktur und der sich dabei ergebenden teilweisen Überlappungen von Nullstellen. Eine Verbesserung und Eliminierung der Störungen im so gewonnenen Signal wird mittels Rechteckfensterung erreicht. Damit steht eine Methodik für die Ermittlung des anregenden Kraftverlaufs aus den Strukturbeschleunigungen im Schusstest zur Verfügung, mit der sich die Inertanzen zu verschiedenen Strukturpositionen berechnen lassen.

Die Ergebnisse für den Laborversuch lassen auch auf einen möglichen Einsatz der inversen Filterung für die weitere Verfeinerung der Crasherkenntung schließen. Es bietet sich an, die Möglichkeiten und Grenzen im Rahmen weiterer Arbeiten zu untersuchen.

4.5 Anwendung im Versuch

Die vorgestellte Prüfvorrichtung erlaubt reproduzierbare Analysen großer Strukturen bei breitbandiger Anregung. Dadurch entwickelt sich die beschriebene Methodik mittels Impulsgenerator immer mehr zum Standardtestverfahren. Zweck des Verfahrens ist die Absicherung der Entwicklung. Es gilt für neu mit der körperschallbasierten Crasherkenntung auszustattende Fahrzeugplattformen zu klären, inwieweit der Konstruktionsstand und das verfolgte Fertigungsverfahren des Herstellers sowie die Lage der Airbag-Körperschallsensoren für einen realen Einsatz aus Sicht der Körperschallleitung zu bewerten ist. Damit einher gehen Laufzeit- und Dämpfungsuntersuchungen sowie die Betrachtung des Energieabsorptionsverhaltens der Karosserie, insbesondere bei großen Fahrzeugen.

Abbildung 4.26 zeigt exemplarisch die Auswertung des Strukturverhaltens, welches aus einer Impulsuntersuchung gewonnen wird. Die Nummerierungen in Abbildung 4.26 a) kennzeichnen die betrachteten Sensorpositionen.

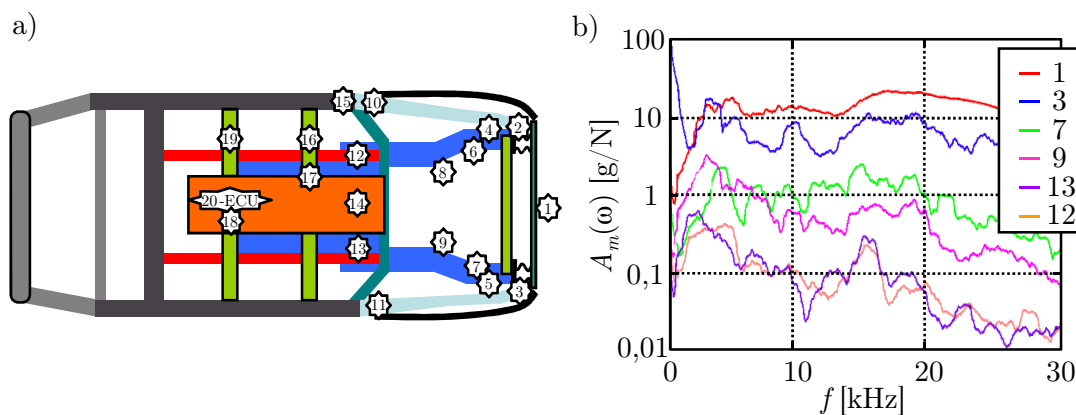


Abbildung 4.26: Exemplarischer Versuchsaufbau und Auswertung eines Impulstests

Position 1 markiert einen Sensor am Biegequertäger. Durch einen symmetrischen Aufbau der Fahrzeugkarosserie und einer mittigen Anregung verhalten sich die symmetrisch zur Längsachse des Fahrzeugs angeordneten Sensoren bezüglich Amplitude, Phase und Zeitverhalten äquivalent. Die Positionen 12, 13 zeigen sehr ähnliches Verhalten, wodurch von einer Symmetrie im Fahrzeuginneren auf den Bodenblechen ausgegangen werden kann, obwohl dort sehr viele Material- und Fügestellenübergänge vorhanden sind.

Die Charakteristik der Übertragung hängt stark von den betrachteten Messpositionen der Anregung und der Strukturantwort ab. Die Fahrzeugstruktur besitzt, wie die meisten mechanischen Strukturen mit größerer Ausdehnung aus einer makroskopischen Sichtweise einen ausgeprägten Tiefpasscharakter. Vor allem der Tunnelbereich hinter der Spritzwand (Abbildung 4.26, Positionen 12 und 13) weist diesen auf. Während die Strukturen im Fahrzeugvorderwagen weitgehend auf der Verbindung biegesteifer Vierkantprofile basieren, besteht der Bereich dahinter aus dünnwandigen Plattenstrukturen.

Mit zunehmender Entfernung von der Anregungsposition lassen sich zwei wesentliche Tendenzsprünge erkennen. Von Position 3 auf 7, $1 \rightarrow 3$, und von $7 \rightarrow 13$. Im ersten Fall ist die begrenzende Dämpfungseigenschaft in Amplitude und Frequenz durch die Geometrie des Crashmanagementsystems und der Ankoppelstelle des Typschadenelements an die Längsträger gegeben. Die Fügstellen dienen bei allen modernen Fahrzeugen als Koppel- und Flanschstelle für einen aus Kunststoff gefertigten Gerätetreiber, der das Typschadenelement akustisch stark vom Längsträger entkoppelt. Durch hohe Anpressdrücke wird die Dämpfung teilweise kompensiert.

Wesentlich stärker wirkt sich der Übergang von den Längsträgern, die aus geformten Blechprofilen bestehen, auf den Fahrzeuginnenbereich aus. Der Unterboden besteht aus flächigen Blechstrukturen, die wesentlich biegeweicher sind als die Längsträger. So tritt eine Verstärkung dissipativer Effekte auf. Bereits nach dem Übergang von Biegequerträger auf Typschadenelement ist eine starke Dominanz von Biegewellen zu beobachten. Dieser Wellentyp und dessen Ausbreitungsgeschwindigkeit und damit die Zeit, die zwangsweise vergeht, bis eine mögliche Information aus der Crashzone zur Messposition übertragen wurde, ist frequenzabhängig.

Motiviert durch Untersuchungen zur Körperschallausbreitung wurden Design Guidelines entworfen, um konkrete Konstruktionen auf ihre Eignung für die körperschallbasierte Crasherkenntnis prüfen zu können. Umfangreiche Untersuchungen und Ergebnisse zur Körperschallausbreitung in der Fahrzeugkarosserie werden in den Arbeiten von *Luegmair* und *Oestreicher* vorgestellt.

5 Deterministische Körperschallerzeugung zur Crasherkenkung

Die Motivation für die aktive, deterministische Körperschallerzeugung ist durch die Notwendigkeit gegeben, zur effizienteren Adaption der körperschallbasierten Crasherkenkung an neue Fahrzeuge unabhängiger von den Struktureinflüssen auf Entstehung und Übertragung von Körperschall zu werden. Nicht die durch Fahrzeugstrukturen gegebenen Emissionen werden zur Auswertung herangezogen, vielmehr wird ein zusätzliches mechanisches Element in den Fahrzeugvorderwagen eingebracht, welches deterministisch eine geschwindigkeitsabhängige Körperschallsequenz emittiert. Nach der Definition der Anforderungen erfolgt eine Betrachtung mehrerer Konzepte zur Anregung und die Entwicklung von Auswerteverfahren. Das Kapitel versteht sich dabei als abschließende Ergänzung dieser Arbeit, um mit Hilfe der erarbeiteten Ideen und Methoden die Anknüpfung zu erleichtern.

5.1 Grundgedanke

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde bereits die Nutzung der Körperschallentstehung bei Deformation von Fahrzeugkomponenten sowie die Abhängigkeit von den Struktureigenschaften des Crashmanagementsystems betrachtet. Für eine effizientere Adaption der körperschallbasierten Crasherkenkung an neue Fahrzeuge ist es wünschenswert, unabhängig von den Struktureinflüssen auf die Entstehung von Körperschall zu werden. Zudem sind im Zuge der Gewichtsreduktion Bestrebungen im Gange, Sicherheitselemente im Fahrzeugvorderbau aus alternativen Werkstoffen, wie beispielsweise faserverstärkten Kunststoffen, zu fertigen [87, 107], deren Körperschallemissionscharakteristik sich im Crash von der konventioneller Systeme unterscheidet.

Um Unabhängigkeit zu erreichen, sollen nun nicht mehr die Emissionen durch Deformation der Fahrzeugstruktur zur Auswertung herangezogen werden, vielmehr wird ein zusätzliches mechanisches Element in den Fahrzeugvorderwagen eingebracht, welches deterministisch eine geschwindigkeitsabhängige Körperschallsequenz emittiert. Die Schwingungen nutzen analog zur bisherigen Vorgehensweise die Fahrzeugstruktur als Übertragungsmedium. Die Kennwerte des gemessenen Signals werden ermittelt und zur Unterstützung der Crashklassifikation herangezogen.

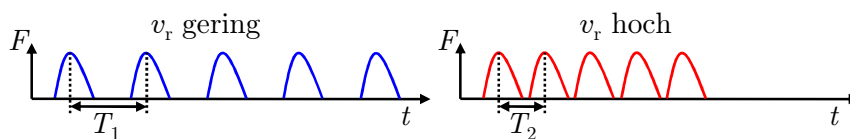


Abbildung 5.1: Grundidee ist die Anregung der Fahrzeugstruktur durch eine bekannte Signatur mit aufgeprägter relativer Crashgeschwindigkeit v_r .

Abbildung 5.1 veranschaulicht die Grundidee mit zwei unterschiedlichen Geschwindigkeiten. Die Nutzinformation ist hierbei in der temporalen Distanz der einzelnen Ereignisse zu finden.

Das neue Verfahren ist nicht mehr auf die Ermittlung der Deformationsgeschwindigkeit einer Fahrzeugstruktur im Lastpfad beschränkt wie bei der passiven Nutzung der Körperschallemissionen, die in den vorherigen Kapiteln beschrieben wurde. Vielmehr bietet es das Potenzial, dem Airbagsystem nun die Kollisionsgeschwindigkeit zwischen den Crashpartnern zugänglich zu machen. Diese stellt eine bedeutende Größe zur Beurteilung der Crashschwere dar. Zwar ist dem Airbagsystem heute durch die Vernetzung mit Aktiven Sicherheitssystemen auch die Eigengeschwindigkeit v_E bekannt, jedoch lässt diese nur bei unbewegtem Hindernis den vollständigen Schluss auf die Schwere des Crashes zu ($v_H = 0$). Da dies im Allgemeinen nicht angenommen werden kann, muss vielmehr zusätzlich der Aufprall auf ein bewegtes entgegenkommendes Hindernis sowie ein bewegtes vorausfahrendes Hindernis betrachtet werden. Im erstgenannten Fall ergibt sich eine relative Kollisionsgeschwindigkeit v_r höher als die Eigengeschwindigkeit, im zweiten Fall eine geringere (Tabelle 5.1).

Fall	v_E	v_H	v_r
Aufprall auf ein stehendes Hindernis	> 0	0	v_E
Aufprall auf ein entgegenkommendes bewegtes Hindernis	> 0	> 0	$v_E + v_H$
Aufprall auf ein vorausfahrendes bewegtes Hindernis	> 0	< 0	$v_E - v_H$

Tabelle 5.1: Fallunterscheidung für die relative Kollisionsgeschwindigkeit anhand der Kollisionsrichtungen und Geschwindigkeitsbeträge

Für die unverfälschte Bestimmung von v_r ist die frühzeitige Abgabe der Körperschallsignatur noch vor der Deformation der wesentlichen Strukturbauteile des Crashmanagementsystems notwendig. Im Rahmen der Dimensionierung des Generatorelements ist daher ein Aktivierungslastniveau zu wählen, welches auch für den Fall des weichsten spezifizierten Hindernisses die sichere Abgabe der Anregung ermöglicht, ohne das Hindernis gleichzeitig selbst zu deformieren. Dadurch kann zusätzlich sichergestellt werden, dass störende Körperschallaktivität durch deformierende Strukturteile des eigenen Fahrzeugs sehr gering ausgeprägt sind.

Wesentliche Anforderung an das Verfahren ist die sichere Trennbarkeit der Crashlastfälle ODB (40 bis 64 km/h) und AZT (15 km/h).

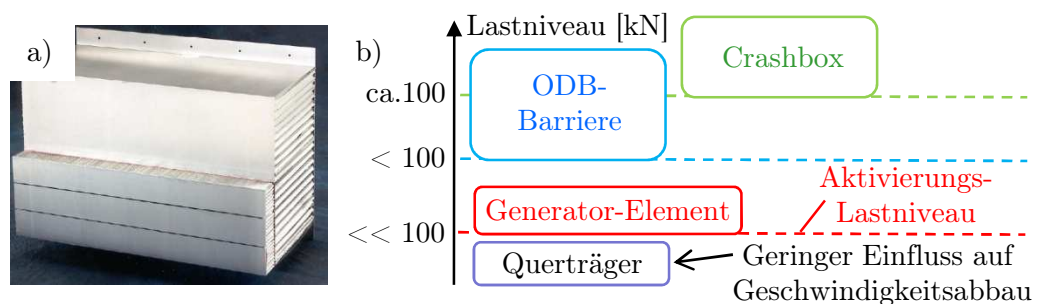


Abbildung 5.2: a) ODB-Hindernis: deformierbare Wabenstruktur b) Aktivierungslastniveau für den Körperschallgenerator

Das maximale Lastniveau für die Aktivierung der Körperschallquelle ist damit durch die ODB-Barriere (Abbildung 5.2 a) vorgegeben. Die deformierbare Wabenstruktur bildet ein gegnerisches Fahrzeug nach und besteht aus dem Hauptkörper mit einheitlicher Deformationscharakteristik sowie einer vorgelagerten steiferen Zone als Querträgernachbildung. Abbildung 5.2 b) ordnet dieses Kraftniveau schematisch ein.

Für die Anregung muss eine Lösung gefunden werden, welche die robuste und deterministische Abgabe einer geschwindigkeitsproportionalen Sequenz sicherstellt und deren Auswertbarkeit im Hinblick auf die Extraktion der Kollisionsgeschwindigkeit aus der resultierenden Strukturantwort gegeben ist. Prinzipiell ist hierfür die Anregung mittels einer Folge aus transienten Einzelereignissen sowie einer Sequenz aus der Summe harmonischer Schwingungen denkbar, denen die Nutzinformation aufmoduliert wurde. In den folgenden Abschnitten werden die beiden unterschiedlichen Konzepte eingehend betrachtet.

5.2 Konzept der breitbandigen Anregung

Abbildung 5.3 stellt verschiedene Entwürfe integrierter Generatorlemente zur Frontalcrasherkenntung dar, die bei Deformation eine charakteristische Impulsfolge emittieren. Die Anregung wird dabei durch das sequenzielle Abscheren einer Reihe von Stiften durch einen Stoßarm realisiert.

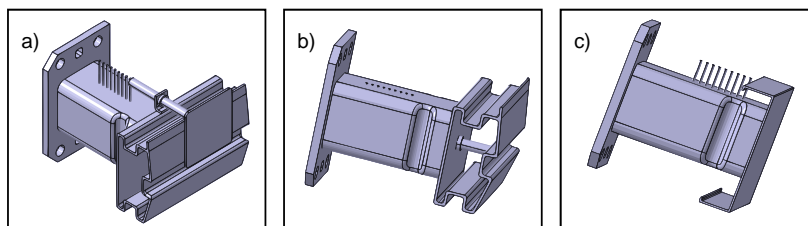


Abbildung 5.3: Mögliche Realisierungen für integrierte Elemente zur Einkopplung einer kollisionsgeschwindigkeitsabhängigen Pulssequenz

Variante a) weist gegenüber den Vorschlägen b) und c) ein geringeres Aktivierungskraftniveau auf, sodass die Erzeugung der Anregungssequenz mit der Kollisionsgeschwindigkeit sichergestellt ist.

Die konstruktive Integration des Generatorelements erfolgt in das Crashmanagementsystem eines Fahrzeugs. Trifft das Fahrzeug zu Beginn eines Frontalcrashes gegen ein Hindernis, so werden durch die Relativbewegung des Stoßarmes die Stifte der Reihe nach abgesichert. Wird ein ausreichend sprödes Material für die Stifte gewählt, zeigen diese Bruchverhalten. Die Bruchrate, also die temporale Lage der Einzelimpulse in der Emissionssequenz, entspricht dabei der Kollisionsgeschwindigkeit. Jedes Bruchereignis für sich stellt eine impulsförmige Anregung der Fahrzeugstruktur von kurzer Dauer dar. Die Gesamtheit der Brüche, bestimmt durch die Anzahl der Stifte, ergibt eine pulsförmige Anregungssequenz. Die Prallplattenfläche des Körperschallgenerators wird im Sinne der Fahrzeugintegration möglichst klein gewählt zu $A = 10 \text{ cm}^2$. Das Kraftniveau einer typischen Crashbarriere, wie sie für den ODB-Lastfall verwendet wird, liegt bei $p_B = 344,7 \text{ N/m}^2$. Daraus ergibt sich eine Kraft F_B von $3,45 \text{ kN}$, die maximal für die Deformation zur Verfügung steht, ohne die Crashbarriere zu beschädigen.

5.2.1 Idealtypische breitbandige Anregung

Die im vorangegangenen Abschnitt dargestellte Charakteristik soll nun im Folgenden, ausgehend von einer äquidistanten Impulsfolge (Abbildung 5.4 a), mit drei Ereignissen auf ihre spektralen Eigenschaften hin untersucht werden.

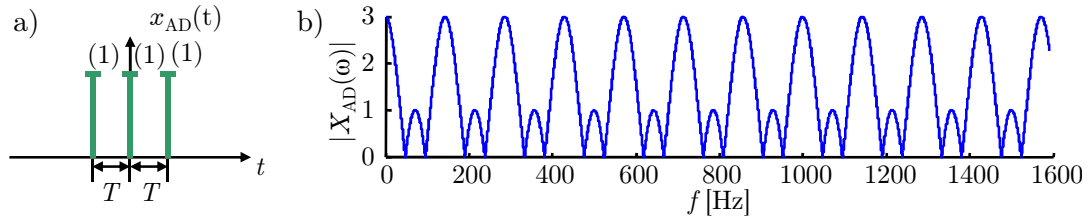


Abbildung 5.4: a) Äquidistante Dirac-Impulsreihe b) Spektrum der äquidistanten Impulsreihe

Die Transformation der Folge von Dirac-Impulsen in den Spektralbereich liefert

$$X_{AD}(\omega) = \mathcal{F}\{\delta(t+T) + \delta(t) + \delta(t-T)\} = 1 + e^{-j\omega T} + e^{j\omega T}. \quad (5.1)$$

Mittels *Eulerscher Formel* ergibt sich für das Betrags- und Phasenspektrum

$$|X_{AD}(\omega)| = |1 + 2 \cos(\omega T)| \quad (5.2)$$

$$\angle(X_{AD}(\omega)) = \begin{cases} \arctan\left(\frac{0}{1+2\cos(\omega T)}\right) = 0 & \text{für } X(\omega) \geq 0 \\ \pi & \text{für } X(\omega) < 0. \end{cases} \quad (5.3)$$

Abbildung 5.4 b) stellt das Amplitudenspektrum für $T = 7 \text{ ms}$ dar. Dabei wird die spektrale Periodizität mit $f_G = 1/T = 142,85 \text{ Hz}$ deutlich erkennbar, welche für eine Auswertung des Signals im Sinne der Extraktion der benötigten Geschwindigkeitsinformation v_r herangezogen werden könnte.

Tritt jedoch während der Deformation des Generatorelements eine signifikante Verringerung der Geschwindigkeit auf, bedingt u.U. durch ein weiches Hindernis von geringerer Steifigkeit als das Generatorelement, so verändert sich der zeitliche Abstand der Impulse und die Äquidistanz geht verloren. Um eine Worst-Case-Abschätzung zu erhalten, wird im Folgenden die spektrale Charakteristik für den allgemeinen Fall der non-äquidistanten Diracfolge betrachtet. Die zeitliche Variabilität äußert sich hierbei in Form einer Abnahme der Deformationsgeschwindigkeit. Die zeitlichen Abstände T_1 und T_2 zwischen den Impulsen vergrößern sich daher (Abbildung 5.5 a).

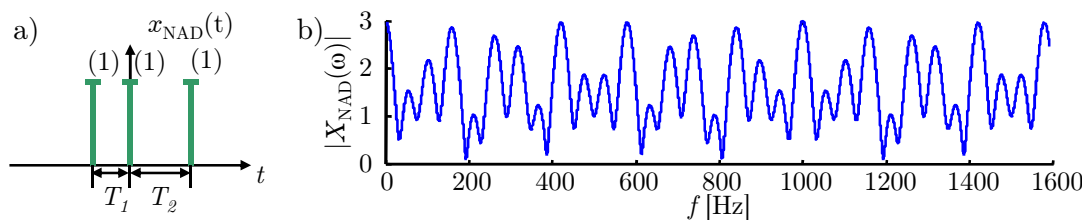


Abbildung 5.5: a) Impulsfolge mit variablen zeitlichen Abständen b) Spektrum der nicht äquidistanten Impulsfolge mit $T_1 = 7 \text{ ms}$ und $T_2 = 12 \text{ ms}$

Die Transformation der Sequenz in den Spektralbereich liefert

$$X_{NAD}(\omega) = \mathcal{F}\{\delta(t + T_1) + \delta(t) + \delta(t - T_2)\} = 1 + e^{-j\omega T_2} + e^{j\omega T_1} \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} X_{NAD}(\omega) = & 1 + 2 \cos\left(\omega \frac{T_1 + T_2}{2}\right) \cos\left(\omega \frac{T_1 - T_2}{2}\right) \\ & + j 2 \cos\left(\omega \frac{T_1 + T_2}{2}\right) \sin\left(\omega \frac{T_1 - T_2}{2}\right) \end{aligned} \quad (5.5)$$

mit $T_D = \frac{T_1 - T_2}{2}$ und $T_S = \frac{T_1 + T_2}{2}$ ergeben sich Betrag und Phase des Spektrums zu

$$|X_{NAD}(\omega)| = \sqrt{1 + 4(\cos(\omega T_S) \cos(\omega T_D) + \cos^2(\omega T_S))} \quad (5.6)$$

$$\angle(X_{NAD}(\omega)) = \arctan\left(\frac{\cos(\omega T_S) \sin(\omega T_D)}{\frac{1}{2} + \cos(\omega T_S) \cos(\omega T_D)}\right). \quad (5.7)$$

Abbildung 5.5 b) zeigt das Amplitudenspektrum der Impulsfolge auf. Das Spektrum verschwimmt und eindeutige Abstände zwischen den Maxima sind nicht mehr erkennbar. Für eine Signalauswertung muss daher Geschwindigkeitskonstanz gefordert werden.

5.2.2 Übertragungsverfahren

Das zur Übertragung gewählte Verfahren muss robust gegenüber möglichen Störungen sein. Basierend auf der einfachen Realisierbarkeit in einem ressourcenbeschränkten Mikrorechnersystem wie dem Steuergerät des Airbagsystems bietet sich der Einsatz einer Korrelationsmetrik bzw. eines Matched-Filters an [112]. Die Kreuzkorrelationsfunktion (KKF) liefert mit $\varphi_{xy}(\tau) = \int x(t) y(t + \tau) dt$ den Ähnlichkeitsgrad der beiden Signale $x(t)$ und $y(t)$ in Abhängigkeit der Verschiebung τ , deren Maximum sich an der Stelle höchster Korrelation befindet. Speichert man Musterfunktionen für unterschiedliche Geschwindigkeitsbänder im Empfänger, ergibt sich bei Vergleich mit dem gemessenen Signal ein Geschwindigkeitsband dessen Musterfunktion maximale Korrelation erreicht. Diese Eigenschaften können zur Signalerkennung genutzt werden.

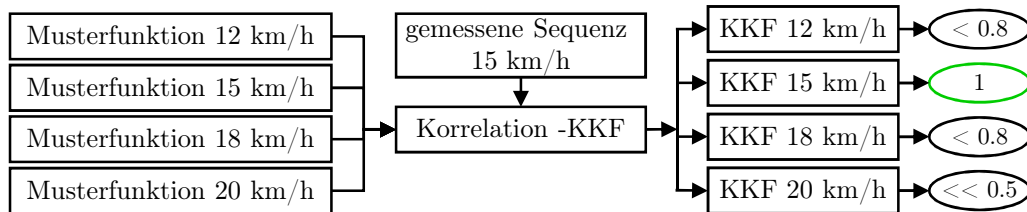


Abbildung 5.6: Korrelationsverfahren zur Klassifikation anhand der Crashgeschwindigkeit, Beispiel für die Auswertung von $v_r = 12\text{-}20$ km/h in vier Geschwindigkeitsklassen

Zur Realisierung der Codierung erscheint es sinnvoll einen Barker-Code heranzuziehen. Barker Codes werden gewöhnlich in der Radar- und Telekommunikationstechnik zur eindeutigen Erkennung von Synchronisationsmustern verwendet. Sie bieten den Vorteil minimaler Nebenmaxima für Verschiebungen $\tau \neq \tau_W$ mit τ_W der wahren Verschiebung und ermöglicht so die Identifikation auch in stark rauschbehafteten Signalen [43]. Abbildung

5.6 zeigt exemplarisch das Korrelationsverfahren für die Geschwindigkeiten von 12-20 km/h.

5.2.3 Verifikation im Versuchsaufbau

Zur Verifikation der Modellvorstellung wurden Versuche an einem Laboraufbau vorgenommen. Ein Fallturm wurde verwendet, um durch das Abschneiden von Metallstiften bei näherungsweise konstanter Geschwindigkeit die Anregungssequenz zu erzeugen, Abbildung 5.7.

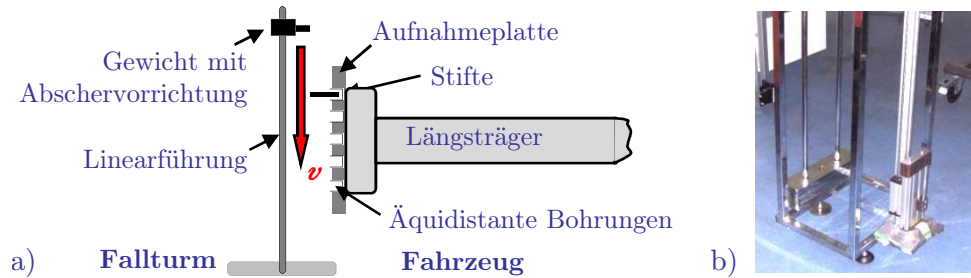


Abbildung 5.7: Versuchsaufbau Fallturm

Durch die Wahl der initialen Höhe bei Ausklinken der beweglichen Masse lässt sich die Anfangsgeschwindigkeit v_0 wählen. Diese ergibt sich nach dem Energieerhaltungssatz mit g Erdbeschleunigung und h initialer Höhe zu $v_0 = \sqrt{2gh}$. Abbildung 5.8 zeigt das Rohsignal bei einer Geschwindigkeit von $v_0 = 15$ km/h.

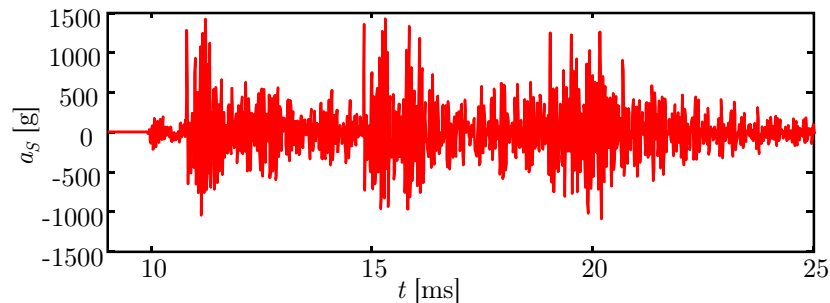


Abbildung 5.8: An der Aufnahmeplatte nahe dem Ort der Anregung gemessene Strukturbeschleunigung - Rohsignal mit der Codierung 11100 bei $v_0 = 15$ km/h

Nahe der Anregungsposition konnten Amplituden der Schwingbeschleunigung bis zu 1500 g erreicht werden. Aufgrund der langen Nachschwingzeit der Fahrzeugstruktur überlagern sich die Einzelimpulse. Abbildung 5.9 zeigt die Reproduzierbarkeit der Signalerzeugung anhand der Einhüllenden für unterschiedliche Anfangsgeschwindigkeiten.

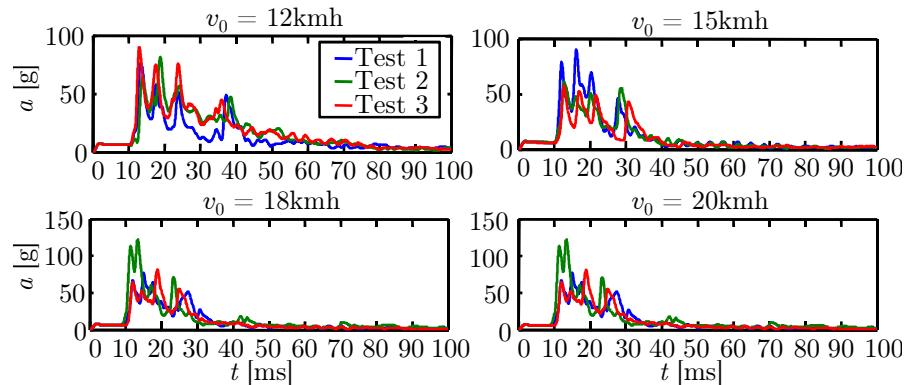


Abbildung 5.9: Reproduzierbarkeit der Anregung über der Geschwindigkeit mit der Codierung 11101, gemessen an der Aufnahmeplatte

Abbildung 5.10 zeigt das Ergebnis des Korrelationsverfahrens aus dem Versuch. Die Korrelation des gemessenen Signals mit der Musterfunktion für $v = 15 \text{ km/h}$ wird maximal.

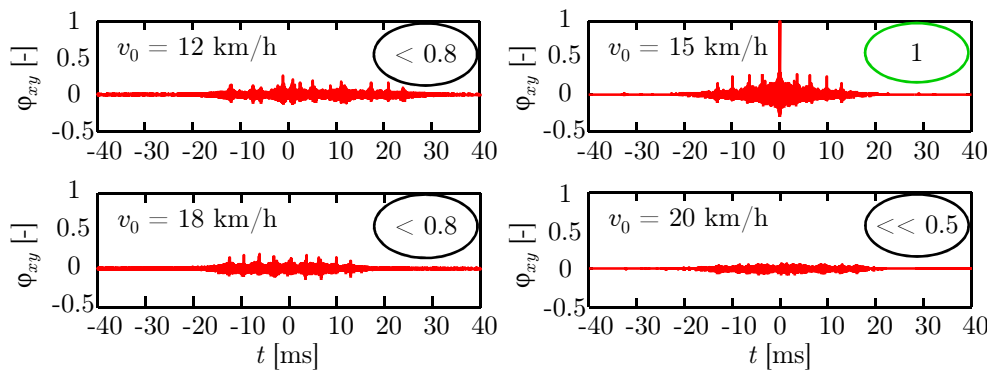


Abbildung 5.10: Ergebnis des Korrelationsverfahrens für ein gemessenes Signal bei $v_0 = 15 \text{ km/h}$

Problematisch ist bei dem dargestellten Verfahren der strukturanregenden Impulssequenz das Verschwimmen der einzelnen Impulse bei höheren Geschwindigkeiten.

Breitbandige Signale erfahren auf ihrem Weg durch die Fahrzeugstruktur durch verschiedene Effekte starke Verfremdungen. Eine stark ausgeprägte Impulsverbreiterung ist erkennbar (Kapitel 4.2 auf Seite 68). Durchläuft eine Impulssequenz die Struktur, verschwimmen bei schneller Folge die Einzelpulse. Die für die Extraktion der Nutzinformation notwendige Trennung und Abgrenzung der Impulse bzw. Einzelereignisse der Sequenz ist nur mehr schwer möglich. Zudem wird ein Großteil der Energie des Signals in einem breiten Frequenzband, abseits der interessierenden, geschwindigkeitsproportionalen Grundfrequenz verteilt und trägt damit nicht zur Rückgewinnung der Nutzinformation bei.

5.3 Konzept der schmalbandigen Anregung

Werden schmalbandige Trägersignale mit der Geschwindigkeitsinformation frequenzmoduliert, konzentriert sich die Energie weitgehend auf die informationstragenden Bereiche.

Mit Hilfe von Demodulationstechniken lässt sich die Nutzinformation aus dem Signal gewinnen. Dabei wandelt sich das hochfrequente, modulierte Körperschallsignal in ein niederfrequentes Nutzsignal mit einfach auszuwertenden Merkmalen, welche die Geschwindigkeitsinformation tragen. Die Auswertung des niederfrequenten Nutzsignals erfolgt im Controller des Airbag-Steuergerätes, das gewöhnlich nur geringe Rechenleistungen bereitstellen kann.

Für eine Realisierung sind prinzipiell verschiedene Ansätze denkbar. Ausgehend von zwei parallel erzeugten Schwingungen überlagern sich diese aufgrund der Linearitätseigenschaften des Systems additiv zu einer Resultierenden

$$x(t) = x_O(t) + x_U(t). \quad (5.8)$$

Eine Nutzung rein harmonischer Signale und der damit verbundenen Konzentration der Information auf eine einzelne Frequenz erscheint problematisch, da der mechanische Übertragungskanal starkes Eigenverhalten mit Resonanz- und Antiresonanzstellen aufweist, die zu Auslöschungen des Signals führen können. Eine verbesserte Form der Anregung besteht daher aus zwei synchronen Sweep-Signalen mit für $v_r = \text{const.}$ linear ansteigender bzw. linear abfallender Frequenz

$$x_O(t) = \sin\left(2\pi\left(f_{A,O}t + \frac{\Delta f_O}{\Delta t}t^2\right)\right) \quad \text{mit } \Delta f_O > 0, \quad (5.9)$$

$$x_U(t) = \sin\left(2\pi\left(f_{A,U}t + \frac{\Delta f_U}{\Delta t}t^2\right)\right) \quad \text{mit } \Delta f_U < 0. \quad (5.10)$$

Abbildung 5.11 a) stellt die Anregung mit kontinuierlich veränderter Frequenz und gegenläufiger Charakteristik im Frequenz-Zeit-Diagramm dar. Die mechanische Anregung kann beispielsweise durch die Abtastung einer sinusförmigen Oberflächenstruktur erfolgen (5.11 b).

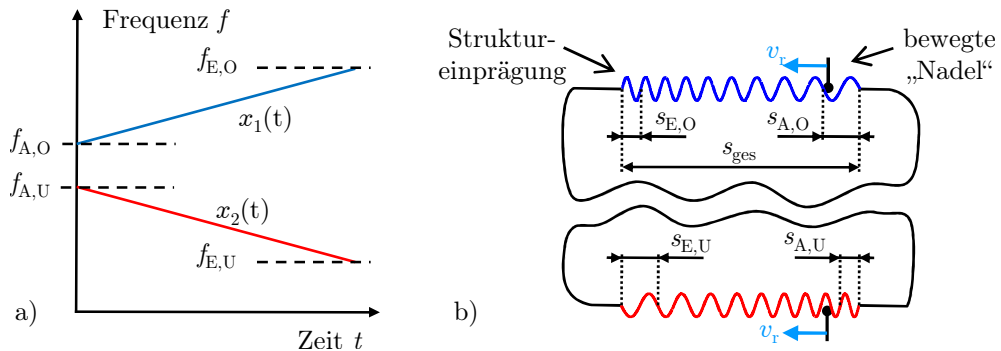


Abbildung 5.11: a) Simultane Anregung zweier synchroner Sweep-Signale mit kontinuierlich veränderter Frequenz und gegenläufiger Charakteristik, b) Prinzip der Abtastung von sinusförmigen Oberflächenstrukturen zur Erzeugung der harmonischen Anregungen

Mit dem Übergang in die Geschwindigkeitsabhängigkeit erhält man aus den Gleichungen (5.9) und (5.10) mit $s_{A,O}$ und $s_{A,U}$ der initialen geometrischen Periode des aufsteigenden und absteigenden Sweeps sowie $\Delta s_O/\Delta x = (s_{A,O} - s_{E,O})/\Delta x$ und $\Delta s_U/\Delta x = (s_{A,U} - s_{E,U})/\Delta x$ deren geometrischer Steigungen die beiden Ausdrücke (5.11) und (5.12).

$$x_O(t) = \sin \left(2\pi \left(\frac{v_r}{s_{A,O}} t + \frac{\Delta x v_r^2}{\Delta s_O} t^2 \right) \right) \quad \text{mit} \quad \frac{\Delta s_O}{\Delta x} > 0 \quad (5.11)$$

$$x_U(t) = \sin \left(2\pi \left(\frac{v_r}{s_{A,U}} t + \frac{\Delta x v_r^2}{\Delta s_U} t^2 \right) \right) \quad \text{mit} \quad \frac{\Delta s_U}{\Delta x} < 0. \quad (5.12)$$

Die Startfrequenzen entsprechen demnach dem Zusammenhang $f_{A,O} = v_r/s_{A,O}$ und $f_{A,U} = v_r/s_{A,U}$, während die Frequenzsteigungen von den geometrischen Steigungen und dem Geschwindigkeitsquadrat nach $\Delta f_O/\Delta t = \Delta x v_r^2/\Delta s_O$, $\Delta f_U/\Delta t = \Delta x v_r^2/\Delta s_U$ abhängen. Die gegenläufigen Funktionen der Schwingfrequenzen $f_O(t)$ und $f_U(t)$ ergeben sich danach zu $f_O(t) = v_r/s_{A,O} + (\Delta x v_r^2/\Delta s_O) t$ und $f_U(t) = v_r/s_{A,U} + (\Delta x v_r^2/\Delta s_U) t$. Abbildung 5.12 zeigt die resultierenden Amplitudenspektren der Anregungen für die Geschwindigkeiten der Lastfälle ODB ($v_r = 64$ km/h) und AZT ($v_r = 16$ km/h). Neben der Mittenfrequenz ändert sich die Breite des angeregten Frequenzbandes proportional mit der Geschwindigkeit. Anhand der gewählten Parameter kann die Anregung an die Gegebenheiten von Fahrzeug und Messtechnik angepasst werden, beispielsweise kann so der begrenzte Frequenzbereich eines Sensors für die Serienanwendung berücksichtigt werden.

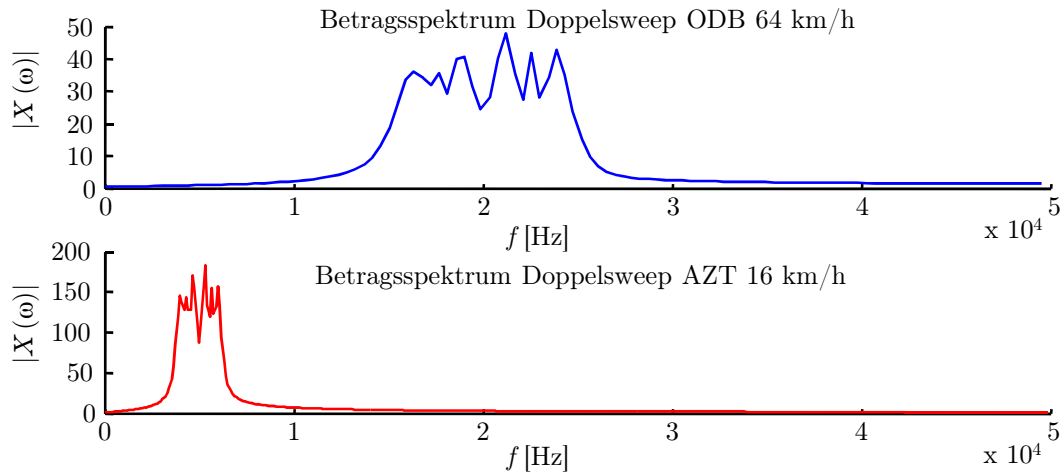


Abbildung 5.12: Vergleich des Frequenzgehalts der Anregung durch den gegenläufigen Doppelsweep bei schneller und langsamer Deformation

Das messbare Körperschallsignal ist im Allgemeinen für eine direkte Erfassung und Verarbeitung im Controller des Steuergerätes zu breitbandig. Eine Quadratur des erfassten Signals noch im Sensor, welche einer Demodulation des Informationssignals entspricht, löst das Problem. Es ergibt sich

$$y^2 = (x_1 + x_2)^2 = (\sin(2\pi f_O(t) t) + \sin(2\pi f_U(t) t))^2. \quad (5.13)$$

Unter Vernachlässigung der quadratischen Terme entsteht dabei ein Summen- sowie ein Differenzsignal. Die breitbandig über die Karosserie übertragenen Informationen gehen in einen hochfrequenten Anteil mit $f_O + f_U$ und einen niederfrequenten Anteil mit $f_O - f_U$ über:

$$y^2 \approx \cos(2\pi (f_O(t) - f_U(t)) t) - \cos(2\pi (f_O(t) + f_U(t)) t). \quad (5.14)$$

Die folgende Abbildung verdeutlicht dies an einer Messung für ODB 64 km/h und AZT 16 km/h.

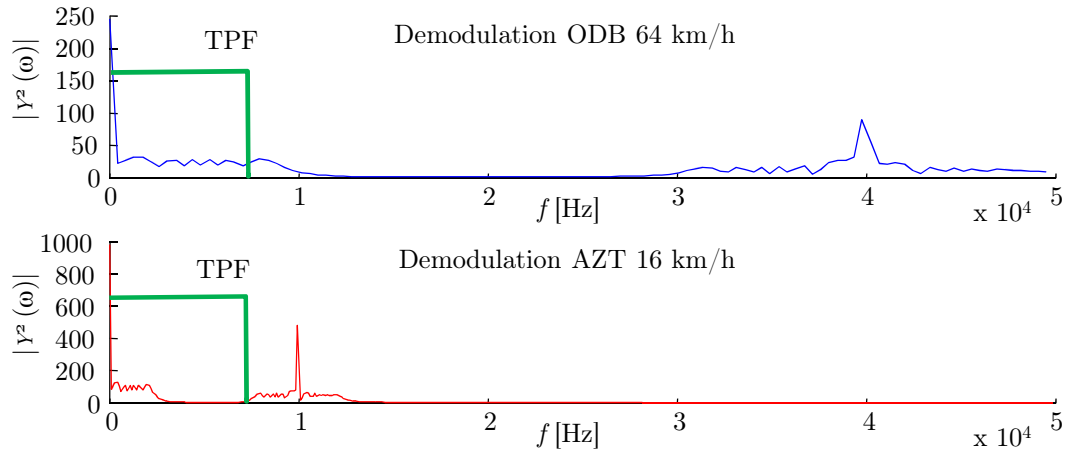


Abbildung 5.13: Frequenzgehalt des anregenden Doppel-Sweep nach Quadratur

Durch Demodulation mit Hilfe der Quadratur lässt sich die hochfrequente Nutzinformation in den niedrigeren Frequenzbereich bringen. Auf diese Weise können die Vorteile der störunabhängigen Übertragung im hochfrequenten Bereich mit der geringen Bandbreite bzw. Abtastrate des Airbag-Steuergerätes vereint werden. Durch Tiefpassfilterung (TPF in Abbildung 5.13) wird der hochfrequente Anteil eliminiert. Der niederfrequente Anteil kann problemlos an das Steuergerät übertragen bzw. dort mittels A/D-Wandlung eingelesen und ausgewertet werden. Seine Frequenzfunktion $f_D(t)$ ergibt sich mit $|\Delta s| = |\Delta s_i|$, $i \in \{O, U\}$ zu

$$f_D(t) = f_O(t) - f_U(t) = v_r \left(\frac{1}{s_{A,O}} - \frac{1}{s_{A,U}} \right) + 2 v_r^2 \frac{\Delta x}{|\Delta s|} t. \quad (5.15)$$

Es stellt sich demnach ein mit der Differenz der beiden Startfrequenzen beginnender Frequenzverlauf dar, welcher mit der doppelten Steigung der beiden Sweeps vor der Demodulation ansteigt. Unter Nutzung der durch die mechanische Realisierung der Anregung festen und bekannten Parameter lässt sich damit auf die Crashgeschwindigkeit zurückschließen. Abbildung 5.14 zeigt den Signalpfad.

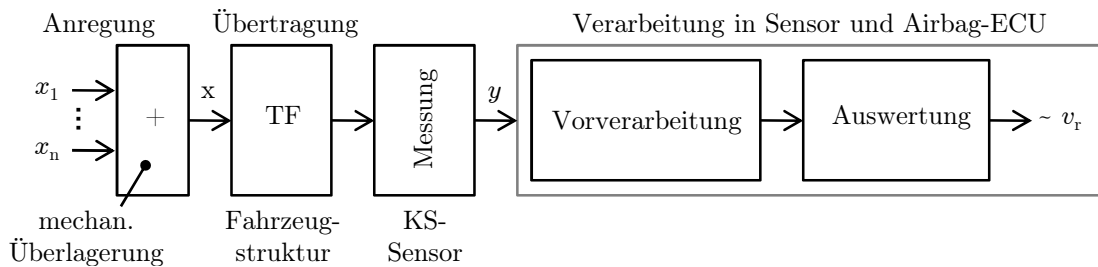


Abbildung 5.14: Signalpfad des Verfahrens mit schmalbandiger Anregung. Ein Teil der Vorverarbeitung muss unter dem Aspekt Datenreduktion noch im Sensor, bereits vor der Übertragung an den Controller, erfolgen.

Nach mechanischer Überlagerung der erzeugten Strukturanregungen auf Basis der Linearitätseigenschaften der mechanischen Struktur wird das breitbandige Signal durch einen Körperschallsensor in der ECU des Airbagsystems erfasst und dort mittels nichtlinearer Operation im Rahmen der Vorverarbeitung demoduliert, wobei die entstehende nieder-

frequente Komponente an den Controller übertragen und dort zur Extraktion der Kollisionsgeschwindigkeit ausgewertet wird (Auswertung). Für die Auswertung bzw. Extraktion der Merkmale sind mehrere Methoden denkbar. Im folgenden Abschnitt werden verschiedene Verfahren vorgestellt. Aufgrund der geringen Rechenleistung des Airbag-Controllers und des Fehlens eines unterstützenden digitalen Signalprozessors (DSP) muss hierbei auf spektrale Methoden verzichtet und statt dessen auf effiziente Zeitbereichsmethoden zurückgegriffen werden.

5.4 Merkmalsgewinnung

Die Merkmalsgewinnung dient der Extraktion der Nutzinformation aus dem übertragenen Signal. Ziel ist die Klassifikation anhand der Kollisionsgeschwindigkeit. Im Folgenden werden drei unterschiedliche Verfahren hierzu betrachtet. Die messtechnische Validierung erfolgt durch Fahrzeugversuche. Dabei wurde die Fahrzeugstruktur an einem Energieabsorber des Vorderwagens durch einen piezoelektrischen Shaker mit den beiden gegenläufigen Sweep-Signalen nach obiger Definition für verschiedene Geschwindigkeiten angeregt.

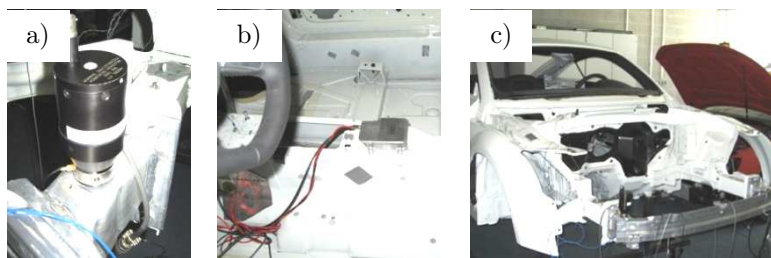


Abbildung 5.15: Messaufbau a) Piezoshaker am Energieabsorber, b) Fahrzeuginnenraum mit Airbag-ECU am Mitteltunnel und c) Fahrzeugvorderwagen mit Messaufbau

In Abbildung 5.15 sind Messaufbau mit Piezoshaker, Fahrzeugrohkarosse und instrumentierter Airbag-ECU am Mitteltunnel dargestellt. Die Auswertung erfolgte parallel mit Hilfe der im Folgenden dargestellten Verfahren.

5.4.1 Auswertung durch Energievergleich

Das durch Quadratur und Tiefpassfilterung vorverarbeitete Signal lässt sich im relevanten Frequenzbereich durch Bandpassfilterung in mehrere Pfade aufteilen. Abbildung 5.16 veranschaulicht dies mit 3 Frequenzbändern für die Geschwindigkeiten 64 km/h und 16 km/h. Durch Verhältnisbildung zwischen den Energien der einzelnen Bänder und Auswertung mittels einer einfacher Logik ist die Klassifizierung möglich.

Durch eine Erhöhung der Anzahl der Bänder kann für höhere Anforderungen das Auflösungsvermögen gesteigert werden. Der zusätzliche Aufwand durch die Notwendigkeit weiterer Signalpfade für die Frequenzbänder ist jedoch aufgrund der gewöhnlich stark begrenzten Ressourcen des Mikrocontrollers im Airbagsystem als kritisch zu werten.

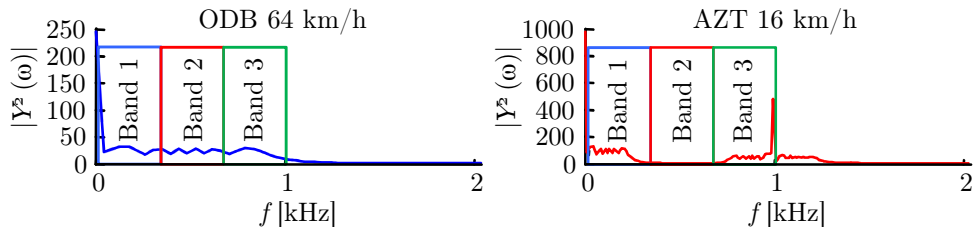


Abbildung 5.16: Aufteilung des Amplitudenspektrums des gemessenen Körperschallsignals in parallele Frequenzbänder zur Durchführung eines Energievergleichs

5.4.2 Auswertung durch Nutzung der Phaseninformation der Anregung

An der Messposition wird ein Signal $y = \cos(\omega_D t + \varphi)$ mit $\omega_D = 2\pi f_D$ gemessen. Durch Manipulation der Phase des Signals durch Addition einer Phasenverschiebung von $\varphi = \frac{\pi}{2}$, beispielsweise mit einer Phasenschieberkette, lässt sich ein zweites Signal $y_2 = \cos(\omega_D t + \frac{\pi}{2}) = \sin(\omega_D t)$ erzeugen. Fasst man die beiden Signale y und y_2 als Real- und Imaginärteil einer komplexen Zahl auf, so erhält man $y_T = y + jy_2 = \cos(\omega_D t) + j \sin(\omega_D t)$. Der Phasenwinkel der komplexen Zahl lässt sich dann mit

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Im(y_t)}{\Re(y_t)}\right) = \omega_D t \quad (5.16)$$

gewinnen. Durch Ableitung erhält man $\dot{\varphi} = \omega_D$. So kann durch die berechnete Winkeländerung direkt auf die Frequenz und damit auf die Kollisionsgeschwindigkeit v_r geschlossen werden.

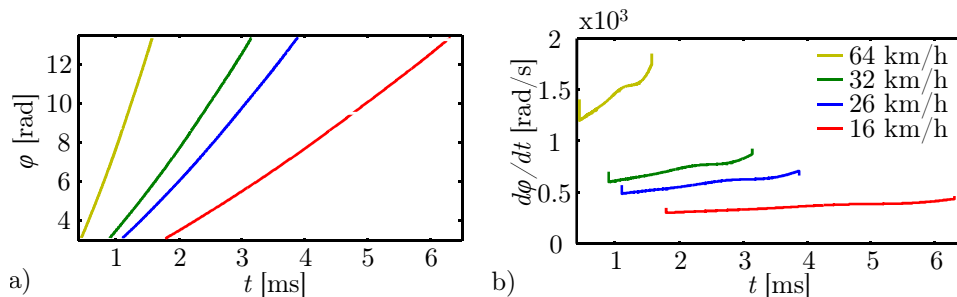


Abbildung 5.17: Unterscheidbarkeit der Kollisionsgeschwindigkeiten durch Nutzung der Phaseninformation a) Phasenwinkel b) Winkeländerung

Das Ergebnis der beschriebenen Phasenauswertung stellt Abbildung 5.17 a) dar. In Abbildung 5.17 b) wird die Phasenänderung gezeigt. Die Kollisionsgeschwindigkeiten lassen sich damit einfach trennen.

5.4.3 Auswertung mit Frequenz-Amplituden-Transformation

Ausgehend von dem gemessenen Signal $y = \cos(\omega_D t + \varphi)$ mit $\omega_D = 2\pi f_D$ erhält man durch Ableitung ein Signal $\dot{y} = \omega_D \sin(\omega_D t + \varphi)$, dessen Amplitude von der Frequenz der eingekoppelten Schwingung abhängt. Die Amplitude lässt sich zur Bestimmung der Anregungsfrequenz und damit der relativen Crashgeschwindigkeit verwenden. Durch Bildung des Betrags und die anschließende Tiefpassfilterung des Signals kann ein einfach

auszuwertender Zeitverlauf erzeugt werden. Abbildung 5.18 a) zeigt exemplarisch die Vorverarbeitung eines an der Fahrzeugstruktur im Versuch gemessenen Signals.

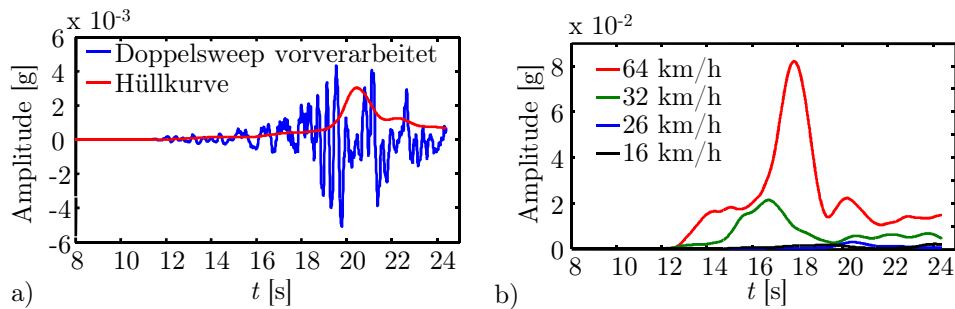


Abbildung 5.18: a) Exemplarische Darstellung der Vorverarbeitung für einen Doppelsweep an der Fahrzeugstruktur für $v_{\text{rel}} = 26 \text{ km/h}$ mit Ableitung des vorverarbeiteten Signals (blaue Kurve) sowie hieraus gebildete Hüllkurve mit Tiefpassfilterung (rotes Signal) sowie b) Unterscheidbarkeit verschiedener Kollisionsgeschwindigkeitsklassen aus der Hüllkurve

Abbildung 5.18 b) zeigt die Unterscheidbarkeit für die Kollisionsgeschwindigkeiten 16 - 64 km/h. Daraus geht hervor, dass die verschiedenen Fälle bereits durch Auswertung der Amplitude, beispielsweise mittels Vergleich mit einer bekannten Schwelle, unterschieden werden können.

Mit dem Phasen- und dem Ableitungsverfahren stehen zwei Methoden zur Auswertung des Körperschallsignals zur Verfügung. Die vorgestellten Ideen und Lösungen für die Unterstützung der Crasherkenkung mittels aktiver Körperschallerzeugung werden zum Zeitpunkt der Veröffentlichung der vorliegenden Arbeit bereits durch die Anmeldung von Schutzrechten gesichert sein.

Ein weiterer Schritt ist die mechanische Realisierung des Verfahrens durch Entwicklung und Aufbau eines prototypischen Generatorelements. Im Rahmen von Rollbock- und Komplettfahrzeug-Crashversuchen soll die Mechanik gemeinsam mit dem Übertragungs- und Auswertungsverfahren getestet werden. Ähnlich der heutigen ECS-Technik wird damit ein Verfahren zur Verfügung stehen, das dem Airbagsystem detaillierte Informationen zur Kollisionsgeschwindigkeit liefert, um die Klassifikation der Lastfälle und die Auslöseentscheidung für die Rückhaltemittel zum Insassenschutz zu verbessern.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung neuer Verfahren zur Steigerung der Leistungsfähigkeit der Frontalcrashererkennung von Fahrzeugsicherheitssystemen durch die Messung von Körperschall. Bei der Verformung von Fahrzeugkomponenten mit hoher Geschwindigkeit werden höherfrequente Strukturschwingungen angeregt, deren Ursachen in den mikro- und makromechanischen Effekten der Deformation liegen. Die entstehenden Strukturschwingungen werden durch einen Körperschallsensor erfasst und stellen dem Airbagsystem Informationen über den Deformationsprozess zur Verfügung. Ein Modell verknüpft die Strukturschwingungen mit der Starrkörperverzögerung. Ein darauf aufbauendes Kriterium geht in die Crashklassifikation ein und unterstützt das Airbagsystem bei der Auslösung der Rückhaltemittel. Die Fahrzeugstruktur fungiert als mechanischer Wellenleiter zwischen Quellenzone und Messposition. Für die Absicherung des Systems wurde ein neues Verfahren zur Untersuchung von Übertragungseigenschaften und Ermittlung von Schwachstellen betrachtet, das die Fahrzeugstruktur durch Kugelbeschuss mit einem breitbandigen Impuls anregt. Die für aussagekräftige Analysen benötigte Kraftanregung ist messtechnisch nicht zugänglich und wird mit Hilfe einer inversen Methodik aus Beschleunigungsantworten der Referenzsensoren ermittelt. Die Schallemissionscharakteristik im Crash ist entscheidend von der Vorderwagenkonstruktion abhängig. Um Unabhängigkeit zu erreichen, wurde zusätzlich ein weiteres Verfahren betrachtet, das ein mechanisches Generatorelement in der Fahrzeugfront einsetzt, um die Karosserie mit einer deterministischen Kraftsequenz anzuregen. Neben der konstruktiven Unabhängigkeit besteht der Mehrwert in der Gewinnung der Kollisionsgeschwindigkeit zwischen den Crashtpartnern. Diese Nutzinformation wird der generierten Signatur aufgeprägt und nach der Übertragung durch die Fahrzeugkarosserie aus dem gemessenen Signal zur Verwendung in der Crashklassifikation extrahiert.

Motivation

Die Zahl der Getöteten und Verletzten auf deutschen und europäischen Straßen ist rückläufig. Dennoch gehen gesellschaftliche und politische Zielstellungen weit über die aktuelle Abnahmerate hinaus und fordern eine schnellere Verbesserung der Situation. Zusätzliche Maßnahmen sind daher notwendig. Neue, erweiterte Systeme aus der Aktiven Fahrzeugsicherheit bieten das Potenzial, diese Situation zu verbessern. Allerdings wird der breite Serieneinsatz nicht zeitnah möglich sein. Es ist demnach notwendig, eine kurz- bzw. mittelfristige Verbesserung der Fahrzeugsicherheit seitens der Passiven Systeme herbeizuführen. Hierzu wird in dieser Arbeit die Frontalcrashererkennung mit Körperschall betrachtet.

Mechanismen der Körperschallentstehung im Crash

Die wesentlichen Quellen der Körperschallemission im Frontalcrashvorgang wurden identifiziert und charakterisiert. Nach einer Eingrenzung der relevanten Fahrzeugkomponenten auf das Crash-Managementsystem erfolgte die Untersuchung von Versetzungsbewegung, Rissbildung, Wechselkräften durch makroskopische Deformation wie Knicken und Beulen sowie der Impulseintrag.

Ein theoretisches Modell auf Basis der linearen Elastizitätstheorie zeigte den linearen Zusammenhang zwischen Deformationsgeschwindigkeit und hochfrequenter emittierter Schwingungsleistung durch Versetzungsbewegung.

Die dynamische Bruchmechanik lieferte die Basis für eine Modellvorstellung zur Körperschallemission durch Rissausbreitung. Es konnte gezeigt werden, dass die Schwingungsleistung von der Ausbreitungsgeschwindigkeit des Risses abhängt, nicht jedoch von der Deformationsgeschwindigkeit von Fahrzeugkomponenten. Körperschallsignale, die aufgrund von Rissen entstehen, stellen demnach Störungen für die Crasherkenkung dar.

Zur Verifikation wurden Zugversuche mit Proben aus relevanten Fahrzeugstrukturen durchgeführt, bei denen die Körperschallemissionen erfasst wurden. Dabei wurden Materialproben aus Crashmanagement-Systemen unterschiedlicher Fahrzeuge untersucht. Die Versuche bestätigen die Ergebnisse aus der Theorie. Die Versetzungsbewegung führte im Vergleich zur Anregung im Crash zu sehr geringer Schwingungsleistung, die mit der momentan verfügbaren Körperschallsensorik für die Crasherkenkung nicht erfassbar ist.

Durch die Nutzung von Crashsimulationen wurden die Erkenntnisse aus Modellbildung und Zugversuchen auf den Fahrzeugcrash übertragen. Dabei zeigen sich geringe Schwingbeschleunigungen als Resultat der Versetzungsbewegung, die während der kontinuierlichen Deformation von Strukturteilen auftritt. Zusätzlich wurde die axiale Deformationsgeschwindigkeit verschiedener Lastfälle bestimmt. Diese ist für die Deformation des Typschadenementes bei ODB-Lastfällen generell höher als im Fall von AZT-Lastfällen.

Globale Versagensmechanismen bei der Deformation von Laststrukturen im Crash sind Knicken und Faltbeulen. Der aus Sicht der Energieabsorption unerwünschte Deformationsmode Knicken tritt gegenüber dem gewünschten Faltbeulen selten auf und hängt von der konstruktiven Lösung im Fahrzeug und den Randbedingungen ab. Durch den hohen Wechselkraftanteil im Faltbeulprozess wird Körperschall in die Struktur emittiert. Anhand eines auf der Schalenbiegetheorie basierenden Modells lässt sich die Deformationsgeschwindigkeitsproportionalität von Emissionsleistung und Wiederholfrequenz der Kraftänderungen zeigen. Modell und Versuch bestätigen die hochfrequenten Anregungen. Die Modellvorstellung liefert einen überproportionalen Anstieg der Schwingungsleistung mit zunehmender axialer Deformationsgeschwindigkeit. Dies lässt darauf schließen, dass Strukturversagen und Faltbeulen die Primärquellen zur Körperschallentstehung im Crash bilden.

Der erste Anprallimpuls lässt sich anhand von Rollbockversuchen als einfach zu eliminierender Störeffekt identifizieren. Er basiert auf dem hohen Kraftgradienten bis zum Erreichen der Traglast initial zur Deformation der vorderen Lastpfadkomponenten und ist abhängig von der Steifigkeit des Hindernisses sowie der Anprallgeschwindigkeit.

Kriterium zur Verbesserung der Frontalcrasherkenkung

Die heutige Frontalcrasherkenkung basiert wesentlich auf der Messung der Starrkörperverzögerung. *Single-Point-Sensing*-Systeme müssen dabei mit Beschleunigungssensorik im Steuergerät auskommen. Für Märkte mit erhöhten Anforderungen und für Oberklassefahrzeuge werden vergleichsweise aufwendige und leistungsfähigere *Multi-Point-Sensing*-Architekturen mit zusätzlichen *Early-Crash*-Sensoren im Vorderwagen eingesetzt.

Die aktuell problematische Unterscheidbarkeit einiger Crashlastfälle mittels *Single-Point-Sensing* wurde erörtert. Mit Hilfe eines Crashmodells konnte als Ursache der Mehrdeutigkeit die Mittlere Anfangssteifigkeit in Kombination mit der Kollisionsgeschwindigkeit identifiziert werden. Um die Mehrdeutigkeit aufzulösen, wurde die Modellvorstellung um

die Deformationsgeschwindigkeit erweitert. Daraus wurde ein Verfahren zur Verbesserung der Crashklassifikation in *Single-Point*-Systemen entwickelt. Eine die Deformation beschreibende Größe - die Volumendeformationsrate - muss jedoch durch das Airbagsystem ermittelt werden. Diese kann aus dem gemessenen Körperschallsignal im Crash gewonnen werden.

Das Verfahren kombiniert Volumendeformationsrate und Längsverzögerung. Das Sensor-konzept mit interner Vorverarbeitung zur Datenreduktion und die Ergebnisse der Realisierung des Verfahrens wurden dargestellt. Es zeigte sich, dass die Leistungsfähigkeit des körperschallbasierten Verfahrens im Frontalcrash über der des heutigen *Single-Point-Sensing* liegt und mit dem Leistungsvermögen von ECS-Architekturen vergleichbar ist.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Verfahren wurde durch Patentanmeldung geschützt. Der Serieneinsatz begann Ende des Jahres 2008 in einem Volumenmodell der unteren Mittelklasse. Derzeit beginnen die Arbeiten an der Übertragung des Systems für die verbesserte Erkennung seitlicher Crashlastfälle.

Verfahren zur Untersuchung der Körperschallausbreitung

Zur Absicherung der Entwicklung ist es notwendig, Kenntnis der Einflussfaktoren auf die mechanische Signalübertragung in der Fahrzeugstruktur zu erlangen. Aufgrund der Komplexität der Fahrzeugstruktur und des Zusammenwirkens sind analytische Betrachtungen sehr aufwendig. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit für ein Verfahren zur experimentellen Untersuchung des Übertragungsverhaltens zwischen dem Quellengebiet und der Sensorposition der Crasherkenntnis-Applikation am realen Fahrzeug. Mit der Anregung durch den luftdruckgestützten Kugelbeschuss konnte hierfür ein praxistaugliches Verfahren entwickelt werden. Die für aussagekräftige Untersuchungen notwendige Anregung (Kraftpuls) lässt sich jedoch nicht direkt messen und wird mit Hilfe einer inversen Technik aus den gemessenen Strukturantworten anregungsnaher Sensoren zurückgewonnen. Hierbei zeigte sich die Nicht-Minimalphasigkeit der Übertragungsfunktion als wesentliches Hindernis.

Deterministische Körperschallerzeugung zur Crasherkenntnis

Das bisher betrachtete System erfasst die Schwingungen, welche durch Deformation der Fahrzeugstrukturen im Lastpfad hervorgerufen werden. Da diese Elemente jedoch primär die Aufgabe haben, die Bewegungsenergie des Fahrzeugs im Unfall zu absorbieren, ergeben sich Zielkonflikte, die in der Entwicklung hinderlich sein können. Die Motivation für die aktive Körperschallerzeugung ist durch die Notwendigkeit gegeben, zur effizienteren Adaption der körperschallbasierten Crasherkenntnis an neue Fahrzeuge unabhängiger von den Struktureinflüssen auf die Entstehung von Körperschall zu werden. Durch ein zusätzliches mechanisches Element im Vorderwagen wird eine deterministische und geschwindigkeitsabhängige Körperschallsequenz emittiert. Die Anforderungen an das Verfahren liegen zunächst in der Klassifikation von ODB- und AZT-Lastfällen. Es erfolgte eine Betrachtung mehrerer Konzepte zur Anregung und die Entwicklung von Auswerteverfahren. Die deterministische Körperschallerzeugung zur Crasherkenntnis versteht sich dabei als abschließende Ergänzung dieser Arbeit.

Die dem Verfahren zugrunde liegenden Ideen und Lösungen werden zum Zeitpunkt der Veröffentlichung bereits durch Patentanmeldung geschützt sein.

Literaturverzeichnis

- [1] *Akustische Wellen und Felder - DEGA-Empfehlung 101*. Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., 2006
- [2] ADAM, H.: *Untersuchungen zur Optimierung der Vorhersagbarkeit der Energieabsorptionseigenschaften von Karosseriestrukturen*, RWTH Aachen, Dissertation, 1995
- [3] ALGHAMDI, A. A. A.: Collapsible Impact Energy Absorbers: An Overview. In: *Thin-walled Structures* 39 (2001), S. 189–213
- [4] ALT, M.: *Verbesserung des Entwicklungsprozesses für die Steuerung von Rückhaltesystemen*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2005
- [5] ASKELAND, D. R.: *Materialwissenschaften*. Spektrum Akademischer Verlag, 1996
- [6] BARÉNYI, B.: *Kraftfahrzeug, insbesondere zur Beförderung von Personen*. Patent Nr. 854 157, 1952
- [7] BAUER, H.: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Robert Bosch GmbH, 2003
- [8] BECKER, W. ; GROSS, D.: *Mechanik elastischer Körper und Strukturen*. Springer-Verlag, 2002
- [9] BENDAT, J. S.: *Random data*. Wiley, 2000
- [10] BENDAT, J. S. ; PIERSOL, A. G.: *Engineering Applications Of Correlation and Spectral Analysis*. Wiley, 1993
- [11] BLUMENAUER, H.: *Technische Bruchmechanik*. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1993
- [12] BOHL, W.: *Technische Strömungslehre*. Vogel Fachbuchverlag, 2002
- [13] BRANDMEIER, T.: *Verschleißerkennung durch Schwingungsanalyse an der Drehmaschine*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 1992
- [14] BURG, H. ; MOSER, A.: *Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion*. Vieweg, 2007
- [15] CASTANIÉ, F. (Hrsg.): *Spectral Analysis*. Iste Publishing Company, 2006
- [16] CHAN, C.-Y.: *Fundamentals of Crash Sensing in Automotive Air Bag Systems*. Society of Automotive Engineers (SAE), 2000
- [17] CHAN, C.-Y.: A Treatise on Crash Sensing for Automotive Airbag Systems. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 7 (2002), S. 220–234
- [18] CREMER, L. ; HECKL, M.: *Körperschall*. Springer, 1996
- [19] CREMER, L. ; HECKL, M. ; PETERSSON, B.: *Structure-Borne Sound*. Springer, 2005
- [20] DECKERS, J.: *Entwicklung einer Low-Cost Körperschallsensorik zur Überwachung des Verschleißverhaltens von wälz- oder gleitgelagerten Kreiselpumpen kleiner Leistung*, Universität Duisburg, Dissertation, 2001

- [21] DESIG, H. ; HOLZWEISSIG, F.: *Maschinendynamik*. Springer, 2006
- [22] DOYLE, J. F.: *Wave Propagation in Structures*. Springer, 1997
- [23] EUROPÄISCHE-KOMMISSION: *WEISSBUCH - Die europäische Verkehrspolitik bis 2010: Weichenstellungen für die Zukunft*. Amt für amtliche Veröffentlichungen der Europäischen Gemeinschaften, Luxemburg, 2001
- [24] EWINS, D. J.: *Modal Testing*. Research Studies Press, 2000
- [25] FAHY, F. ; GARDONIO, P.: *Sound and Structural Vibration*. Academic Press, 2007
- [26] FAHY, F. ; WALKER, J.: *Fundamentals of Noise and Vibration*. 1998
- [27] FAHY, F. ; WALKER, J.: *Advanced Applications in Acoustics, Noise and Vibration*. Taylor & Francis, 2004
- [28] FESER, M. ; WIEAND, C. ; SCHMIDT, C. ; BRANDMEIER, T.: Crash Impact Sound Sensing (CISS) - Higher Performance for Lower Costs. In: *Airbag 2004 - 7th International Symposium and Exhibition on Sophisticated Car Occupant Safety Systems*, 2004
- [29] FINGER, K.: *Untersuchungen zur Kraftanregung durch die Verbrennung beim direkteinspritzenden Common-Rail Dieselmotor unter Berücksichtigung des Körperschallübertragungsverhaltens*, TU Darmstadt, Dissertation, 2001
- [30] FLÜGGE, W.: *Statik und Dynamik der Schalen*. Springer, 1962
- [31] FRANZKE, D. E.: *Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze*, TU München, Dissertation, 1981
- [32] FREUND, L. B.: *Dynamic Fracture Mechanics*. Cambridge University Press, 1993
- [33] GIOUTSOS, T.: Important Issues in Crash Severity Sensing. In: *SAE 2002 World Congress*, 2002
- [34] GLANCE, P. M.: Measuring the Phenomenon of Bumper Impact. In: *International Body Engineering Conference*, 1999
- [35] GLASER, D. ; KOMISTEK, R. D. ; CATES, H. E. ; MAHFOUZ, M. R.: Clicking and Squeaking: In Vivo Correlation of Sound and Separation for Different Bearing Surfaces. In: *Journal of Bone and Joint Surgery* 90 (2009), S. 112–120
- [36] GOOLASKI, L. ; GEBSKI, P. ; ONO, K.: Diagnostics of Reinforced Concrete Bridges by Acoustic Emission. In: *Journal of Acoustic Emission* 20 (2002), S. 83–89
- [37] GOTTSTEIN, G.: *Physikalische Grundlagen der Materialkunde*. Springer, 1998
- [38] GROSS, D. ; HAUGER, W. ; SCHNELL, W. ; WRIGGERS, P.: *Technische Mechanik Band 4*. Springer, 2004
- [39] GROSS, D. ; SEELIG, T.: *Bruchmechanik*. Springer, 2007
- [40] HAUPT, H.: *Ein auf der Schallemissionsanalyse basierendes Verfahren zur Risserkennung in Umformprozessen*, Universität Paderborn, Dissertation, 2003
- [41] HAUPTMANN, P.: *Sensoren: Prinzipien und Anwendungen*. Hanser, 1990
- [42] HENNECKE, M.: *Hütte - das Ingenieurwissen*. Springer, 2007
- [43] HERTER, E. ; LÖRCHER, W.: *Nachrichtentechnik*. Hanser, 2000

- [44] HERWIG, H.: *Strömungsmechanik*. Vieweg, 2008
- [45] HUANG, M.: *Vehicle Crash Mechanics*. CRC Press, 2002
- [46] HULL, D. ; BACON, D. J.: *Introduction to Dislocations*. Pergamon Press, 1984
- [47] JONES, N.: *Structural Impact*. Cambridge University Press, 1997
- [48] JUSTEN, R. ; BAUMANN, K.-H.: Pre-crash-Erkennung, ein neuer Weg in der PKW-Sicherheit. In: *VDI Bericht 1471*, 1999
- [49] KAISER, J.: *Untersuchungen über das Auftreten von Geräuschen beim Zugversuch*, TH München, Dissertation, 1950
- [50] KANNINEN, M. F. ; ROSENFELD, A. R.: Dynamics of Dislocation Pile-Up Formation. In: *The Philosophical Magazine* 20 (1969), S. 569–587
- [51] KIENCKE, U. ; JÄKEL, H.: *Signale und Systeme*. Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2002
- [52] KLEIN, U.: *Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen*. Stahleisen GmbH, 2000
- [53] KNAEBEL, M. ; JÄGER, H. ; MASTEL, R.: *Technische Schwingungslehre*. Vieweg+Teubner, 2009
- [54] KOLLMANN, F.G. ; SCHLÖSSER, T.F. ; ANGERT, R.: *Praktische Maschinenakustik*. Springer, 2006
- [55] KRAMER, F.: *Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen*. Vieweg, 2006
- [56] LAUERER, C.: *Entwicklung von Fahrzeugmodellen zur Unterstützung der Überschlagserkennung aus Fahrdynamikinformationen*, Fachhochschule Ingolstadt, Diplomarbeit, 2005
- [57] LAUERER, C. ; BRANDMEIER, T. ; FESER, M.: *Method and Device for Triggering a Personal Protection Means for a Vehicle*. Patent Nr. WO002008031747A1, 2008
- [58] LAUERER, C. ; BRANDMEIER, T. ; FESER, M.: *Verfahren und Vorrichtung zum Auslösen eines Personenschutzmittels für ein Fahrzeug*. Patent Nr. DE 102006042769 B3, 2008
- [59] LAUERER, C. ; BRANDMEIER, T. ; FESER, M.: *Method and Device for Triggering a Personal Protection Means for a Vehicle*. Patent Nr. EP 000002073996 A1, 2009
- [60] LAUERER, C. ; BRANDMEIER, T. ; SPANNAUS, P. ; FESER, M.: Crashererkennung durch Körperschallmessung. In: *Haus der Technik - Sensoren im Automobil*, 2006, S. 187–203
- [61] LAUERER, C. ; FESER, M. ; MCCONNELL, D. A. ; BRANDMEIER, T.: Advanced Crash Discrimination using Crash Impact Sound Sensing. In: *SAE 2006 World Congress and Exhibition*, 2006
- [62] LEE, D.-S.: Nonlinear Dynamic Buckling of Orthotropic Cylindrical Shells Subjected to rapidly applied Roads. In: *Journal of Engineering Mathematics* 38 (2000), S. 141–154
- [63] LEISTNER, M.: *Grundlagen der Schallemissionsanalyse zur zerstörungsfreien Werkstoffprüfung und Überwachung*, Akademie der Wissenschaften der DDR, Institut für Mechanik, Dissertation, 1984

- [64] LÄPPLE, V.: *Einführung in die Festigkeitslehre*. Vieweg+Teubner, 2006
- [65] LUEGMAIR, M. ; SPANNAUS, P.: Advanced Passenger Safety by Structure Born-sound Detection. In: *ICSAT 2008 - International Conference on Sustainable Automotive Technologies*, 2008
- [66] LUND, A. ; RADER, R.: IIHS Status Report - Risk of Dying in One Vehicle Versus Another - Driver Death Rates by Make and Model / IIHS. 2005 (3). – Forschungsbericht
- [67] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1*. Springer, 2006
- [68] MAREK, J.: MEMS-Sensoren im Überblick. In: *Automobil-Elektronik* 04 (2007), S. 16–18
- [69] MARTIN, M. T.: *Inverse problems in structural dynamics*, Purdue University, Dissertation, 1994
- [70] MCCOY, G. F. ; MCCREA, J. D. ; BEVERLAND, D. E. ; KERNOHAN, W. G. ; B., Mollan R. A.: Vibration Arthrography as a Diagnostic Aid in Diseases of the Knee. In: *Journal of Bone and Joint Surgery* 89-B (1987), S. 288–293
- [71] MÜHL, T.: *Einführung in die elektrische Messtechnik*. Vieweg+Teubner, 2008
- [72] MORITZ, R.: Pre-crash Sensing - Functional Evolution based on Short Range Radar Sensor Platform. In: *SAE Technical Papers Series*, 2000
- [73] NICHOLAS, T.: Tensile Testing of Materials at High Rates of Strain. In: *Experimental Mechanics* 21 (1981), S. 177–185
- [74] NIEMANN, H.: *Klassifikation von Mustern*. Springer, 1983
- [75] NIEMANN, H.: *Bela Barényi, Nestor der passiven Sicherheit*. Mercedes Benz AG, 1994
- [76] NORTON, M. ; KARZUB, D.: *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers*. Cambridge University Press, 2003
- [77] OEZCAN, I.: *Investigation of Acoustic Emission during Deformation of Vehicle Related Metals*, Hochschule für angewandte Wissenschaften FH Ingolstadt, Masterarbeit, 2007
- [78] OSAJDA, M.: Halbleiter-Beschleunigungssensoren für Airbags. In: *Elektronik Industrie* 10 (1999), S. 46–50
- [79] PAGGEL, J. ; FESER, M. ; BRANDMEIER, T. ; SPANNAUS, P. ; LAUERER, C.: Active and Passive Safety Integration for Advanced Rollover Protection. In: *Airbag 2006 - 8th International Symposium and Exhibition on Sophisticated Car Occupant Safety Systems*, 2006
- [80] POMPE, W. ; MORGNER, W.: Zur Anwendung der akustischen Emissionsanalyse in der Festkörperphysik. In: *Sitzungsberichte der Akademie der Wissenschaften der DDR* Bd. 10. Akademie-Verlag, 1981
- [81] POSPISIL, K. ; STRYK, J. ; KORENSKA, M. ; PAZDERA, L.: Selected Acoustic Methods for Nondestructive Testing. In: *DGZFP Proceedings NDT-CE 2003*, 2003
- [82] RAU, G. ; STRÖBEL, R.: *Die Metalle: Werkstoffkunde mit ihren chemischen und physikalischen Grundlagen*. Verlag Neuer Merkur, 1999

- [83] RAUSCHER, F.: Defect Detection by Acoustic Emission Examination of Metallic Pressure Vessels. In: *DGZfP-Proceedings BB 90*, 2004, S. 83–90
- [84] REIF, K.: *Automobilelektronik*. Vieweg+Teubner, 2008
- [85] RICHARD, H. A. ; SANDER, M.: *Ermüdungsrisse*. Vieweg+Teubner, 2008
- [86] RICHTER, H. ; BÖHMERT, J. ; VALO, M. ; VIEHRIG, H.-W.: Detektion von duktiler Rißinitiierung durch Schallemission / Forschungszentrum Rossendorf. 1998 (FZR-230). – Forschungsbericht
- [87] RIEPENHAUSEN, H ; STEEG, C. C.: Thermoplastische Crashboxen. In: *Kunststoffe im Automobil - VDI-Reihe Kunststofftechnik*, 2005, S. 49–61
- [88] ROBERT-BOSCH-GMBH: *Ottomotor-management: Systeme und Komponenten*. Vieweg+Teubner, 2005
- [89] ROOS, E. ; MAILE, K.: *Werkstoffkunde für Ingenieure*. Springer, 2008
- [90] ROSENCRANT, H.: Properties of Goal Systems: Consistency, Conflict, and Coherence. In: *Studia Logica* 89 (2007), Nr. 1, S. 2008
- [91] SACHAU, D.: *Schwingungslehre mit Maschinendynamik*. Teubner, 2008
- [92] SCHWARZ, J.: *Ein Beitrag zur Beschreibung der Körperschallübertragungsvorgänge in Werkzeugmaschinen*, Universität Hannover, Dissertation, 1982
- [93] SEIFFERT, U.: Quantensprung für Fahrzeugsicherheit. In: *Zukunft der Fahrzeug- und Verkehrstechnik - DIT 2003*, VDI-Verlag, 2003
- [94] SPANNAUS, P.: *Körperschallentstehung im Fahrzeugcrash: Ein Beitrag zur Verbesserung der Unfallerkennung*, Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, Dissertation, 2009
- [95] SPURK, J. H. ; AKSEL, N.: *Fluid mechanics*. Springer, 2008
- [96] STATISTISCHES-BUNDESAMT: *Unfallgeschehen im Straßenverkehr*. Statistisches Bundesamt, 2007
- [97] STEEL, J. A. ; REUBEN, R. I.: Recent Developments in Monitoring of Engines using Acoustic Emission. In: *Journal of Strain Analysis* 40 (2005), S. 45–57
- [98] STEVENS, K. K.: Force Identification Problems - An Overview. In: *Proceedings of the 1987 SEM Spring Conference on Experimental Mechanics*, 1987
- [99] STIENICZKA, N.: *Das narrensichere Auto*. Wissenschaftliche Buchgesellschaft, 2006
- [100] STOICA, P. ; MOSES, R.: *Introduction to Spectral Analysis*. Prentice Hall, 1997
- [101] STUETZLER, F. J.: Advanced Frontal Crash Sensing with Peripheral Sensors. In: *Proceedings of the 2000 International Body Engineering Conference*, 2000
- [102] SUREK, D. ; STEMPIN, S.: *Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium*. Teubner, 2007
- [103] SZABÓ, I.: *Höhere technische Mechanik*. Springer, 1985
- [104] THOMAS, W.: *Untersuchung der Körperschallentstehung im Fahrzeugcrash*, Hochschule für angewandte Wissenschaften FH Ingolstadt, Diplomarbeit, 2007
- [105] VAMVAKOUSIS, A. ; SAMOILIS, G. ; PRASSIANAKIS, I.: Microscopic Origins of Acoustic Emission. In: *Insight* 44 (2002), S. 34–39

- [106] VDA: Auto 2008 / Verband der Automobilindustrie. 2008. – Jahresbericht
- [107] VOGT, H. ; BEARTMORE, P. ; HULL, D.: Crash-Energieabsorption mit faserverstärkten Kunststoffen im Karosseriebau. In: *Kunststoffe als Problemlöser im Automobilbau - VDI-Reihe Kunststofftechnik*, 1987, S. 239–268
- [108] VOLZ, K. ; DIRSCHMID, F. ; DUDDECK, F.: *Optimierung der Crasheigenschaften von Rohkarosserien in der frühen Phase der Produktentwicklung*. VDI-Verlag, 2001
- [109] WALLENTOWITZ, H. ; REIF, K.: *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik*. Springer, 2006
- [110] WALTER, K.: *Verkehr in Deutschland 2006*. Statistisches Bundesamt, 2006
- [111] WECK, M. ; BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen 3 - Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose*. Springer, 2006
- [112] WERNER, M.: *Signale und Systeme*. Vieweg+Teubner, 2008
- [113] WIERZBICKI, T.: A Moving Hinge Solution for Axisymmetric Crushing of Tubes. In: *International Journal of Mechanical Sciences* (1986)
- [114] ZELLER, P. (Hrsg.): *Handbuch Fahrzeugakustik*. Vieweg+Teubner, 2009