

Forschungszentrum Karlsruhe
Technik und Umwelt

Wissenschaftliche Berichte
FZKA 6054

**Rechenmodell zum
Aufprall von Kernschmelze
auf die oberen Einbauten
und den Deckel eines
Reaktordruckbehälters**

A. Hirt

Institut für Reaktorsicherheit
Projekt Nukleare Sicherheitsforschung

April 1998

Forschungszentrum Karlsruhe

Technik und Umwelt

Wissenschaftliche Berichte

FZKA 6054

**Rechenmodell zum Aufprall von Kernschmelze
auf die oberen Einbauten und den Deckel
eines Reaktordruckbehälters**

Andreas Hirt

Institut für Reaktorsicherheit
Projekt Nukleare Sicherheitsforschung

Von der Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe (TH)
genehmigte Dissertation

Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe

1998

**Als Manuskript gedruckt
Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor**

**Forschungszentrum Karlsruhe GmbH
Postfach 3640, 76021 Karlsruhe**

**Mitglied der Hermann von Helmholtz-Gemeinschaft
Deutscher Forschungszentren (HGF)**

ISSN 0947-8620

Rechenmodell zum Aufprall von Kernschmelze auf die oberen Einbauten und den Deckel eines Reaktordruckbehälters

Überblick

Es wird ein Rechenmodell zur Simulation des Aufpralls von Kernschmelze auf die oberen Einbauten und den Deckel eines Reaktordruckbehälters vorgestellt. Ein derartiger Vorgang kann bei einem postulierten schweren Reaktorunfall auftreten. Die oberen Einbauten sind dabei von großer Bedeutung, da sie den Aufprall dämpfen und so die Belastungen des Deckels reduzieren.

Das Rechenmodell (umgesetzt im Code „SimSIC“) dient dazu, die in Experimenten ermittelten Ergebnisse besser interpretieren zu können und das Verständnis der physikalischen Vorgänge während des Impacts zu vergrößern.

Da eine detaillierte Berechnung der Vorgänge auf Grund der komplexen Geometrie nicht möglich ist, werden zur Beschreibung im Rechenmodell nur die wesentlichen physikalischen Effekte behandelt. Dazu werden die vom Aufprall betroffenen Strukturen und die Kernschmelze, der sogenannte Slug, in Teilmodelle aufgeteilt. Ausgehend vom integralen Impulssatz wird ein Slug-Modell abgeleitet, mit dem die Bewegung des Slugs und die Fluidkräfte berechnet werden können. Die Modelle der festen Strukturen basieren auf vereinfachenden Annahmen für das dynamische Kraft-Verformungsverhalten.

Die Rechnungen mit SimSIC zeigen eine gute Übereinstimmung mit Experimenten und klären einige nach den Versuchen zunächst noch offene Fragen. So kann z.B. gezeigt werden, daß die plastische Verformbarkeit des Deckels zu einer signifikanten Reduzierung der in den Deckelschrauben auftretenden Kräfte führt. Aus einer Variation verschiedener Randbedingungen des Slug-Aufpralls geht hervor, daß eine Vergrößerung der auftreffenden Slug-Masse (bei sonst gleichen Randbedingungen) zu einer erhöhten Belastung des Deckels führt, wohingegen der Einfluß der Slug-Form insbesondere beim Vorhandensein der oberen Einbauten vernachlässigbar ist. Merkliche plastische Verformungen des Deckels werden erst bei sehr hohen Slug-Geschwindigkeiten (150 ... 170 m/s) berechnet. Die Rechnungen zeigen auch, daß die dämpfende Wirkung der Einbauten hauptsächlich auf deren Masse und Geometrie beruht und weniger auf ihrem Verformungsverhalten.

Insgesamt wird bestätigt, daß die Einbauten ein erhebliches Potential zur Reduzierung der Impact-Lasten auf den Deckel besitzen und dadurch die vom Deckel ertragbare Aufprallgeschwindigkeit des Slugs deutlich erhöht wird.

Computational Model of Corium Slug Impact upon the Upper Internal Structures and the Head of a Reactor Pressure Vessel

Abstract

A computational model simulating the impact of molten corium upon the upper internal structures and the head of a reactor vessel is introduced. Such an incident might occur during a postulated severe accident in a PWR. The upper internal structures are then of large importance for they will damp the impact and so reduce the loading of the head.

The computational model (applied in the code 'SimSIC') is aimed at giving a better interpretation of experimental results and to provide deeper understanding of the physical events during the impact.

Since the complex geometry prevents detailed calculations of the impact, only the essential physical effects are considered in the development of the computational model. To this end the involved structures and the molten corium - the slug - are divided into separate models. Based on the balance of momentum in integral form a slug model is derived for the motion of the slug and the fluid forces. The models of the solid structures are based on simplifying assumptions for the dynamic relation of force and deformation.

The results of SimSIC show good agreement with experimental data and clarify some remaining open questions in the interpretation of the experiments. E.g. it is shown that plastic deformation of the vessel head leads to significant reduction of the forces appearing in the head bolts. A variation of some boundary conditions suggests that an increasing slug mass (with the same other boundary conditions) leads to enlarged loading of the head, whereas the influence of the slug shape is negligible especially when the upper internal structures are considered. Significant plastic deformations of the head appear only at very high slug velocities (150 ... 170 m/s). Further, the calculations show that the damping effect of the internal structures is mainly founded on their mass and geometry and less on their behaviour of deformation.

It is confirmed that the upper internal structures possess considerable potential to reduce the impact load, thus increasing the impact velocity of the slug which the head is able to withstand.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Fluid-Struktur-Interaktion	3
1.3	Zielsetzung und Skizzierung der Arbeit	6
2	Lösungskonzept	9
2.1	Anforderungen für die theoretische Untersuchung	9
2.2	Formulierung des Lösungskonzepts	12
3	Das Slug-Modell	15
3.1	Herleitung der Gleichungen	15
3.1.1	Impulssatz und Annahmen	15
3.1.2	Lokale Impulsänderung	18
3.1.3	Konvektive Impulsänderung	19
3.1.4	Äußere Kräfte	20
3.2	Resultierende Differentialgleichung	21
3.3	Diskussion des Slug-Modells	22
3.3.1	Einfluß der Parameter C und K	22
3.3.2	Aufprall auf eine unendlich ausgedehnte Platte	23
3.3.3	Aufprall auf eine endliche Platte	24
3.4	Anwendung des Slug-Modells	29
3.5	Vernachlässigung der akustischen Phase	32
3.5.1	Akustische Druckkraft in der ersten Phase	32
3.5.2	Einfluß der Schallgeschwindigkeit im Fluid	33
3.6	Aufprall auf eine nachgiebige Struktur	35
4	Teilmodelle	37
4.1	Slug	37
4.1.1	Bewegung des Slugs durch die Einbauten	39
4.1.2	Wechselwirkung zwischen Slug und Gitterplatte	40
4.1.3	Wechselwirkung zwischen Slug und Rohren	41

4.1.4	Wechselwirkung zwischen Slug und Rost	43
4.1.5	Wechselwirkung zwischen Slug und Deckel	45
4.2	Steuerstabführungsrohre	49
4.2.1	Komponenten des Teilmodells	50
4.2.2	Mittlere Längenänderung der Rohre	50
4.2.3	Einfluß der Rostverformung	52
4.2.4	Knicken der Rohre	54
4.2.5	Nächster Knickmodus	55
4.2.6	Weitere Verformung der Rohre	56
4.2.7	Aufteilen der Kräfte, Masse	57
4.2.8	Bilder von einem BERDA-Test	58
4.3	Oberer Rost	60
4.3.1	Aufteilen des Oberen Rostes	62
4.3.2	Rostgitter	63
4.3.3	Tragring des Rostes	71
4.3.4	Bilder von einem BERDA-Test	74
4.4	RDB-Deckel	75
4.4.1	Aufteilen des Modells	76
4.4.2	Deckelschale	76
4.4.3	Deckelflansch und Deckelschrauben	82
4.5	Verknüpfen der Teilmodelle	84
5	Rechnerische Umsetzung	87
5.1	Das Programm SimSIC	87
5.2	Variablen, Parameter, Konstanten	88
5.3	Sensitivitätsanalyse	91
6	Ergebnisse	95
6.1	Die BERDA-Experimente	95
6.1.1	Die Versuchsanlage	95
6.1.2	Vergleich mit Rechnungen, Versuchsprogramm	95
6.2	Aufprall ohne Einbauten	97
6.2.1	Vergleich mit Experimenten	97
6.2.2	Extrapolation und Parametervariationen	104
6.3	Aufprall mit Einbauten	109
6.3.1	Vergleich mit Experimenten	109
6.3.2	Extrapolation und Parametervariationen	115
6.4	Diskussion der Ergebnisse	124
6.4.1	Zu den Ergebnissen der Rechnungen	124
6.4.2	Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse	124

<i>INHALTSVERZEICHNIS</i>	V
7 Zusammenfassung	131
A Materialdaten	135
Literatur	139

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Bei der Auslegung eines Druckwasserreaktors müssen alle Störfälle berücksichtigt werden und durch die Sicherheitssysteme beherrschbar sein (siehe dazu Kessler et al. [1] und Hennies et al. [2]). Dennoch kann nicht mit letzter Sicherheit ausgeschlossen werden, daß die Sicherheitssysteme bei Anforderung (mit sehr geringer Wahrscheinlichkeit) versagen. In diesem Fall kann es zu einer mangelnden Kühlung des Reaktorkerns kommen, der dann bedingt durch die Nachwärmeerzeugung in seinem Inneren Temperaturen von über 2000°C erreichen und niederschmelzen kann. Eine mögliche Folge dieses Kernschmelzens ist das folgende Szenario: Nach dem Durchbruch durch die untere Kerntrageplatte kommt die Kernschmelze mit Wasser in Berührung, das sich noch im unteren Teil des Reaktordruckbehälters (RDB) befindet. Bei der nachfolgenden feinen Fragmentation der Schmelze kann es durch den sehr schnellen Wärmeübergang zu einer explosionsartigen Verdampfung des Wassers (Dampfexplosion) kommen. In Folge der mechanischen Energieumsetzung während der Dampfexplosion kann geschmolzenes Kernmaterial zusammen mit anderen Strukturteilen nach oben geschleudert werden. Abschätzungen zufolge könnte ein solcher Kernschmelzen-Slug eine Masse von bis zu 80 Tonnen und eine Geschwindigkeit in der Größenordnung von 100 m/s erreichen. Der Slug trifft auf die noch vorhandenen oberen Einbauten und schließlich auf den Deckel des RDB auf (Abb. 1.1). Der Deckel könnte durch den Aufprall (im folgenden auch als Impact bezeichnet) abgerissen und gegen das Containment (den Sicherheitseinschluß) geschleudert werden und dieses dabei beschädigen, wobei größere Mengen des radioaktiven Inventars in die Umwelt gelangen.

Ein solches frühes Containmentversagen (im Englischen α -mode) gilt es generell auszuschließen. Insbesondere sollen auch solche extrem unwahrscheinlichen Unfallabläufe wie der oben skizzierte beim Bau zukünftiger Kernkraftwerke berücksichtigt werden. Aber auch für bestehende Anlagen ist es von Bedeutung, daß eine Frei-

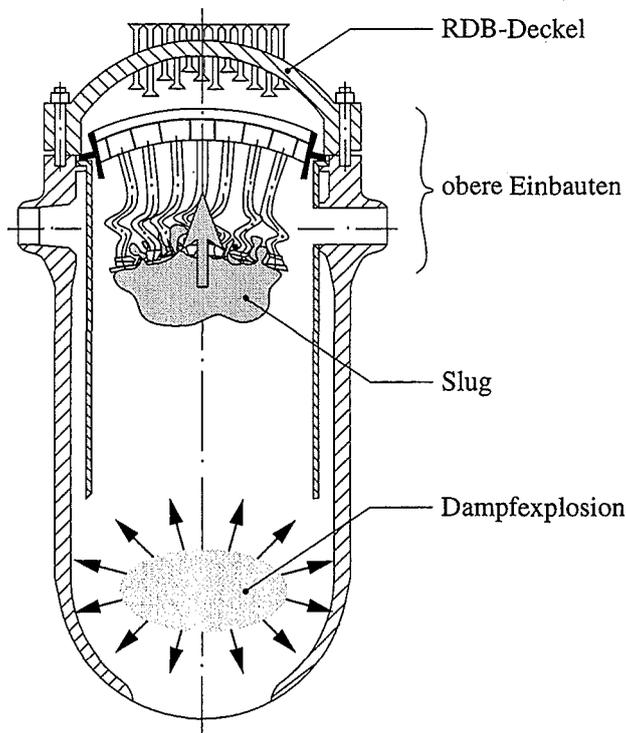


Abbildung 1.1: Aufprall eines Kernschmelzen-Slugs in Folge einer Dampfexplosion

setzung größerer Mengen radioaktiven Materials selbst beim Eintritt solcher schweren Störfälle und die damit verbundenen Evakuierungsmaßnahmen ausgeschlossen werden können. Dies um so mehr wegen der mangelnden Akzeptanz von Kernkraftwerken in der Öffentlichkeit hierzulande (siehe Krieg [3]).

Es wurde ein wissenschaftliches Programm zur Untersuchung der mechanischen Auswirkungen des Kernschmelzenaufpralls initiiert. Dazu werden die Modell-Experimente BERDA (**BE**anspruchung des **R**eaktor**D**ruck**B**ehälters bei einer **D**ampf**E**xplosion) im Maßstab 1:10 durchgeführt. Es soll die maximale Aufprallenergie ermittelt werden, der der Druckbehälterdeckel standzuhalten vermag. In einem Vergleich mit der maximal möglichen mechanischen Energiefreisetzung während der Dampfexplosion kann dann entschieden werden, ob die Folgen einer Dampfexplosion die Integrität des Druckbehälters gefährden und welche geeigneten Maßnahmen gegebenenfalls zum Schutz des Containments bzw. zur Verhinderung einer Dampfexplosion getroffen werden können. Begleitend zu den Experimenten werden theoretische Arbeiten durchgeführt, die sich mit den physikalischen Vorgängen beim Aufprall und der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Reaktorverhältnisse beschäftigen. Eine Beschreibung der Experimente sowie des Forschungsprogrammes geben Krieg et al. in [4] und [5].

Das Kernproblem ist in der Wechselwirkung des flüssigen Slugs mit deformierbaren Strukturen zu sehen. Wichtig hierbei ist das Eindringen des Fluids in die oberen Einbauten, die dabei zu erwartenden großen Verformungen und die dadurch auftretenden Rückkopplungseffekte.

1.2 Arbeiten zur Fluid-Struktur-Interaktion

Es existiert ein Vielzahl von Veröffentlichungen aus dem weiten Bereich der Fluid-Struktur-Interaktion. Im folgenden wird ein kurzer Überblick über die Problemstellungen und deren Lösungsmethoden gegeben.

Ende der zwanziger und anfang der dreißiger Jahre beschäftigten sich von Kármán [6] und Wagner [7], [8], [9] mit dem Aufprall von festen Strukturen auf eine Flüssigkeit bei der Landung von Wasserflugzeugen. In diesen Arbeiten wird zur Beschreibung von Drücken und Beschleunigungen die Added Mass Methode verwendet.

Ähnlich in der Aufgabenstellung und der analytischen Behandlung sind die viel später von Lorenz [10] und von Wierzbicki [11] zum Aufprall von Raumfahrzeugen auf flüssige Oberflächen durchgeführten Untersuchungen. Auch sie verwenden die Added Mass Methode, um die auf die Strukturen wirkenden Kräfte zu bestimmen.

Wichtige theoretische Arbeiten zur Added Mass wurden unter anderen von Darwin [12], Thomas et al. [13], Landau und Lifshitz [14], Fritz [15] und Eames et al. [16] durchgeführt. Darwin und Eames et al. zeigen die Herleitung der Added Mass mit Hilfe der Potentialtheorie.

Die Added Mass Methode findet man auch in der vereinfachten Analyse transien-ter Vorgänge im Bereich Fluid-Struktur-Interaktion. Es wurden Rechenmethoden vorgestellt, u.a. von Han und Xu [17], Müller [18], Belanger und Paidoussis [19] und Lazzeri und Scala [20]. Weitere Anwendung fand diese Methode bei Schauki [21], der den Widerstand von Zylinder und Kugel bei instationären Strömungsverhältnissen untersuchte, sowie bei Wagner [22], der beschleunigungsabhängige Derivativa von Unterwasserprojektilen ermittelte.

Kleine Wassertropfen, die mit großer Geschwindigkeit auf einen Festkörper treffen, können auf diesem Schädigungen (Erosion) verursachen. Auftreten kann dieses Phänomen z.B. bei schnellfliegenden Flugzeugen. Aus den Untersuchungen von Springer [23], Adler [24], Brunton und Rochester [25], Lush [26] sowie Zukas et al. [27] geht hervor, daß die dabei auftretenden Kräfte eine Folge des akustischen Druckes („Waterhammer“) sind. Strömungsbedingte Kräfte bei der Umlenkung und dem Abfließen des Tropfens sind von untergeordneter Bedeutung. Eine ähnliche Behandlung erfahren sogenannte „Hypervelocity Liquid Jet Impacts“ bei Glenn [28]. Solche Wasserstrahlen sehr hoher Geschwindigkeit werden z.B. benutzt, um Felsen und Steine zu zerkleinern.

In einer experimentellen Arbeit untersuchten Ye und Birk [29] die auftretenden Flüssigkeitsdrücke in mit Wasser gefüllten und beschleunigten Behältern unterschiedlicher Füllhöhen. Aus dem Raumfahrtbereich stammt die Arbeit von Dalzell [30]. Sie beschäftigt sich mit dem Aufprall von Treibstoff auf die Trennwand zwischen Brennstoff und Oxidator. Die Arbeit von Sauvé et al. [31] [32] gilt der Untersuchung von Transportbehältern für radioaktiven Abfall. Sie entwickelten ein hydrodynamisches Modell für die Fluid-Beschreibung unter Verwendung einer Finite-Elemente Diskretisierung, das mittels Modellexperimenten verifiziert wurde.

Ein wichtiges Feld der Fluid-Struktur-Wechselwirkung beschäftigt sich mit der Belastung von Schiffsrümpfen und Off-Shore-Strukturen wie Pfeiler von Bohrseneln durch Meereswellen bei hohem Seegang. Grundlagenuntersuchungen experimenteller und numerischer Art zu diesem Thema wurden von Verhagen [33], Gerlach [34], Zhang et al. [35], [36] sowie Koehler und Kettleborough [37] an starren ebenen Platten durchgeführt, die auf eine ruhende kompressible Flüssigkeit aufprallen. Sie erkannten die wichtige Rolle, die dabei die zwischen Platte und Flüssigkeit befindliche Luft spielt: Sie dämpft den Aufprall und verhindert das Auftreten des theoretisch zu erwartenden akustischen Druckes. In der Regel werden für die vereinfachten Geometrien (2D-Betrachtung, glatte Oberflächen, geringe Verformungen) numerische Verfahren verwendet: FEM zur Beschreibung der Struktur und finite Differenzen für das Fluid, die gekoppelt werden müssen.

Eine Reihe von Autoren befaßt sich mit der numerischen Kopplung von Fluid und Strukturen. Belytschko und Mullen [38] entwickelten eine Ausgleichsprozedur („regularization procedure“), die in die Kopplung eines Finite-Elemente- und eines Finite-Differenzen-Verfahrens implementiert wurde, um die bei der Kopplung auftretenden einzelnen Kraft-Peaks zu glätten. Fortov et al. [39] benutzen ein auf der Finite-Volumen-Methode basierendes Verfahren, um die Bewegung von nichtstationären Fronten und Grenzflächen zu beschreiben. Die Arbeit ist im Bereich der in der Reaktorsicherheit untersuchten Probleme einer Wasserstoffexplosion angesiedelt. Eine weitere Berechnungsmethode ist die sogenannte Marker-and-Cell-Methode, die von Johnson et al. [40] weiterentwickelt wurde.

Von Bung et al. [41], [42], [43] wurde ein Partikelmodell zur Behandlung von Aufprall- und Durchschlagsproblemen entwickelt. Eine Anwendung fand diese Methode bei der Analyse eines hypothetischen kernzerstörenden Unfalles in einem flüssigmetallgekühlten schnellen Brutreaktor. Mit diesem Thema beschäftigen sich unter anderen auch Kulak [44], der einen FEM-Code benutzt, und Yerkess et al. [45], [46], die einen impliziten Finite-Differenzen-Algorithmus verwenden. Dieses Themas nahmen sich auch Casadei [47] und Tartaglia [48] in experimentellen Arbeiten an. Sie untersuchten die instationäre Strömung durch perforierte Platten.

Untersuchungen über die Fluid-Struktur-Wechselwirkung der Reaktoreinbauten beim Blowdown während eines Kühlmittelverluststörfalles führten Benner [49], Schuhmann und Benner [50] sowie Takeuchi [51]) durch. Gekennzeichnet sind diese

Probleme durch die Belastung der Struktur durch die vom Blowdown verursachten Entlastungswellen, die mit hohen akustischen Drücken und relativ geringen Verformungen verbunden sind.

Während des Starts und der Landung von Flugzeugen besteht die Gefahr, daß Vögel in die Triebwerke geraten. Letztere können dabei beschädigt werden und damit die Sicherheit gefährden. Engblom [52] untersuchte die dabei auftretenden Schäden an den Turbinenschaufeln experimentell und analytisch unter Verwendung der Finite-Elemente-Methode. Auch Teichmann und Tadros [53] benutzten die FEM zur Modellierung der Schaufeln, der Vogel wird hier durch ein Partikelmodell beschrieben. In beiden Untersuchungen lag der Schwerpunkt auf der Implementierung einer Kopplung zwischen „Fluid“ (dem Vogel) und Strukturen im verwendeten Computer-Code.

Ein weiteres Aufgabengebiet ist die Untersuchung der Bewegung und des Aufpralls von flüssigen Slugs in Rohrleitungssystemen. Diese können entstehen, wenn Dampf in Rohrleitungen kondensiert und sich das Wasser an einer Stelle sammelt bis der Rohrquerschnitt vollständig gefüllt ist. Der Druck im Rohrleitungssystem beschleunigt den so entstandenen Slug, der dann mit hoher Geschwindigkeit auf ein Hindernis (Rohrkrümmer, Ventil, ...) auftrifft und dieses beschädigen kann. Sakaguchi et al. [54], Wang und Nieh [55], Fenton und Griffith [56], Bozkus und Wiggert [57], [58] sowie Jiandong und Wiggert [59] untersuchten derartige Probleme. Zur analytischen Beschreibung der Slug-Bewegung und des Aufpralles auf Hindernisse wird der Impulssatz in integraler Form angewandt. Die experimentellen Ergebnisse zeigten keinen „Waterhammer-Effekt“. Tijsseling [60] gibt in seiner Veröffentlichung einen Überblick über das Gebiet der Fluid-Struktur-Interaktion in flüssigkeitsführenden Rohrleitungssystemen.

Der Impact eines Kernschmelzen-Slugs auf die oberen Einbauten und den Deckel des Reaktordruckbehälters wurde von Lucas, Amarasooriya und Theofanous [61] untersucht. Dabei wurde das Energiedissipationsvermögen der oberen Einbauten und des RDB-Deckels abgeschätzt und mit der kinetischen Energie des aufprallenden Slugs verglichen. Auch Malmberg [62] ermittelte in einer Abschätzung die Kollapslasten und die plastische Energiedissipation der oberen Einbauten. Die Slug-Energie ist demzufolge so groß, daß die Einbauten komplett zerstört werden können. Krieg et al. [63], [64], [65] diskutierten Lösungsansätze anhand verschiedener grober Abschätzungen der Impact-Kraft auf der Basis der Impulsübertragung vom Slug auf die Einbauten, bzw. den RDB-Deckel.

In den zahlreichen genannten Arbeiten aus dem Gebiet der Fluid-Struktur-Wechselwirkung werden die verschiedensten Problembereiche behandelt. Fast genauso vielfältig sind die angewandten Untersuchungs- und Berechnungsmethoden. Die meisten Aufgabengebiete haben mit dem in dieser Arbeit zu behandelnden Problem nur gemeinsam, daß zwei unterschiedliche Medien (Flüssigkeit und Festkörper) in den Impact involviert sind. Bei den untersuchten Themen handelt es sich entwe-

der um die Wechselwirkung einer Flüssigkeit mit Strukturen mit einfachen geometrischen Verhältnissen und/oder kleinen Verformungen auf der Strukturseite. Der Aufprall und das Eindringen eines Fluid-Slugs in komplexe Strukturen, die dabei große Verformungen erleiden und sogar völlig zerstört werden können, wurden bisher nicht untersucht.

1.3 Zielsetzung und Skizzierung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist begleitend zu den in Abschnitt 1.1 erwähnten BERDA-Experimenten zu sehen. Die Aufgabe besteht in der Entwicklung eines Rechenverfahrens, mit dem es möglich ist, den Aufprall des Kernschmelzen-Slugs zu simulieren. Von entscheidender Bedeutung sind dabei die oberen Einbauten im Reaktordruckbehälter. Sie werden den Aufprall auf den Deckel dämpfen und somit die Belastungen verringern (Abb. 1.1). Hierbei spielen verschiedene Mechanismen eine Rolle: Die Impulsübertragung vom Slug auf den Deckel wird durch die Wechselwirkung mit den Einbauten verlängert. Dadurch wird die Impulskraft reduziert. Durch die plastische Verformung der Einbauten wird ein gewisser Teil der Energie in Form von Verformungsarbeit aufgenommen. Außerdem wird der Slug beim Eindringen und Durchströmen der Strukturen dispergieren und durch die damit verbundenen Dissipationseffekte Energie verlieren. D.h. die Geschwindigkeit des Kernschmelzen-Slugs wird bereits vor dem Auftreffen auf den RDB-Deckel verringert.

Da eine detaillierte Beschreibung der Vorgänge auf Grund der komplexen während des Impacts sich verändernden Geometrie kaum möglich ist, müssen wesentliche Vereinfachungen getroffen werden. Deshalb würde das Rechenmodell allein nicht ausreichen, um den Slug-Impact zuverlässig zu beschreiben. Experimentelle Untersuchungen unter realistischen Bedingungen sind unerlässlich. In den Versuchen können jedoch wegen des großen experimentellen Aufwandes nur sehr wenige Parameter variiert werden. Dagegen ist es mit einem Rechenprogramm möglich, zahlreiche Parametervariationen durchzuführen. So kann erfaßt werden, in welcher Weise sich Veränderungen der unterschiedlichen Randbedingungen auswirken. Es kommt dabei nicht in erster Linie auf eine exakte und detaillierte Berechnung des Aufprallgeschehens an. Vielmehr soll das Verständnis für die wichtigsten physikalischen Abläufe und Einflußgrößen erhöht werden, um dadurch ein zusätzliches Werkzeug zur Auswertung und Interpretation von Experimenten bereitzustellen.

Vor der Entwicklung eines Rechenmodells muß geklärt werden, welche Methoden für die theoretische Beschreibung geeignet sind, und welche Rechenverfahren eingesetzt, bzw. ob und gegebenenfalls welche kommerziellen Rechencodes verwendet werden können. Dieser Frage wird in Kapitel 2 nachgegangen, und es wird ein Lösungskonzept für das gewählte Vorgehen vorgestellt.

Ein zentraler Punkt dieser Arbeit nimmt die Entwicklung eines im Rahmen des

Lösungskonzepts geeigneten Modells zur Beschreibung des Kernschmelzen-Slugs in Kapitel 3 ein. Das aus dem integralen Impulssatz abgeleitete Slug-Modell ist in der Lage, die Bewegung des Slugs und die Wechselwirkungen (Kräfte) mit den Strukturen in einfacher Weise zu beschreiben.

Auch die festen Strukturen, d.h. die Einbauten und der RDB-Deckel müssen eine adäquate Behandlung erfahren. Dazu werden in Kapitel 4 Modelle für die verschiedenen Strukturen hergeleitet. Sie basieren auf vereinfachenden Annahmen für das Kraft-Verformungsverhalten bei dynamischer Beanspruchung und erlauben so eine Beschreibung, die mit dem zugrunde gelegten Konzept harmoniert.

Das aus der Verknüpfung dieser Teilmodelle resultierende Differentialgleichungssystem und die Umsetzung in ein Rechenverfahren zur numerischen Lösung des Problems wird in Kapitel 5 beschrieben.

Schließlich werden in Kapitel 6 die mit dem entwickelten Rechenmodell erzielten Ergebnisse vorgestellt und diskutiert. Ein wichtiger Punkt ist dabei die Gegenüberstellung von berechneten und experimentellen Ergebnissen. Der Einfluß einiger nicht genau bekannter Randbedingungen beim Slug-Aufprall wurde durch eine Variation entsprechender Größen untersucht.

Als Abschluß folgt eine Zusammenfassung der Ergebnisse und einige Schlußfolgerungen für die (noch) laufenden BERDA-Experimente.

Kapitel 2

Lösungskonzept

2.1 Anforderungen für die theoretische Untersuchung

Strukturen

Die Strukturen, die durch den Slug-Impact betroffen sind, bestehen aus unterschiedlichen Bauteilen mit z.T. komplexer Geometrie (Abb. 2.1). Die 61 Steuerstabführungsrohre sind zwischen der Gitterplatte und dem Oberen Gitterrost befestigt. Letzterer besteht aus einem durch senkrecht zueinander stehende Stege aufgebauten Gitter, das mit dem Tragrings verschweißt ist. Der Deckel des Reaktor-druckbehälters besteht aus einer kugelförmigen Schale, die mit dem Flansch zur Verschraubung mit dem Behälter verschweißt ist. Auch die 52 Dehnschrauben gehören zu den relevanten Bauteilen, obwohl sie nicht direkt mit dem Slug in Berührung kommen.

Auf Grund der erwarteten hohen kinetischen Energie des auftreffenden Slugs werden sich vor allem die Einbauten sehr stark verformen. Es muß mit großen plastischen Verformungen und deutlicher Änderung der Geometrien gerechnet werden. Als Folge werden sich die Einbauten berühren und so gegenseitig bei der Verformung behindern.

Fluid

Der flüssige Slug trifft auf die Einbauten und, nachdem er diese durchströmt hat, auf den RDB-Deckel. Bei der theoretischen Beschreibung des Slugs ist zu beachten, daß er eine freie Oberfläche besitzt. Er kann auseinander strömen und sich zwischen den Einbauten verteilen, wobei deren (sich ändernde) Geometrie eine weitere Randbedingung darstellt. Er verliert dabei durch Wechselwirkungskräfte fortwährend Impuls an die Strukturen.

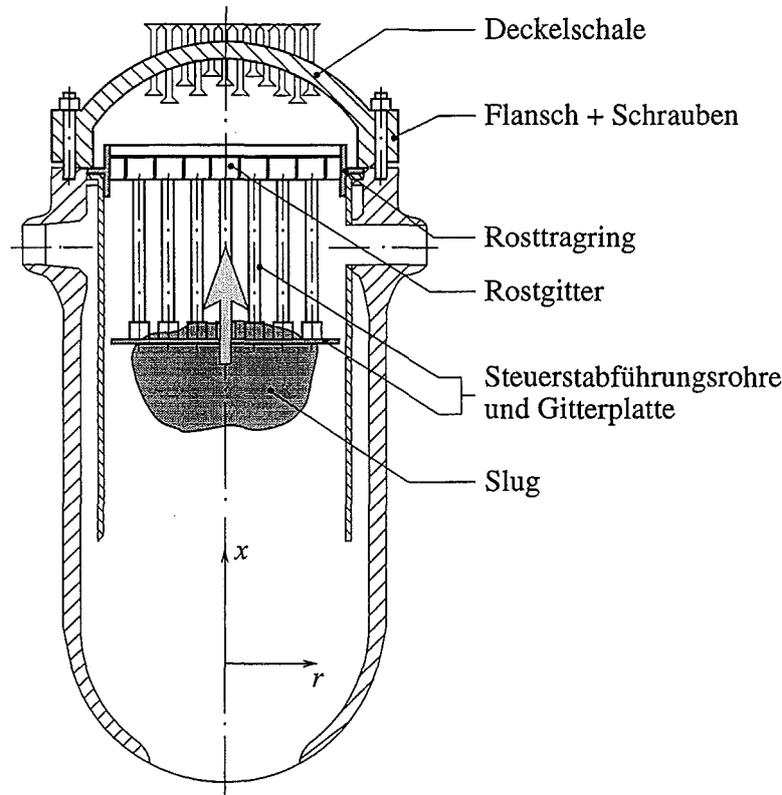


Abbildung 2.1: Die Aufteilung in sechs Teilmodelle

Wechselwirkung zwischen Fluid und Strukturen

Es müssen zwei Gebiete unterschieden werden: Gebiete mit Flüssigkeit und Gebiete mit festen Strukturen. Zur Beschreibung der Vorgänge in diesen Gebieten gelten jeweils andere physikalische Grundgleichungen: Fluidodynamik-Gleichungen beim Slug und Strukturdynamik-Gleichungen bei den festen Strukturen. Die beiden Gebiete sind über die zwischen ihnen wirkenden Kräfte und über die Bewegungen der gemeinsamen Grenzflächen miteinander gekoppelt (Abb. 2.2).

Die vom Slug auf die Strukturen ausgeübten Kräfte resultieren aus der Lösung der Fluidodynamikgleichungen. In diese gehen die geometrischen Randbedingungen ein. Die Fluidkräfte bewirken eine Verformung der Strukturen, die durch die Gleichungen der Strukturdynamik berechnet werden. Dadurch ändern sich jedoch die Randbedingungen für das Fluid-Gebiet. Die Wechselwirkung zwischen Fluid und Strukturen ist somit gekennzeichnet durch eine Rückkopplung, die zwischen dem Fluid und den Strukturen auftritt und bei der Berechnung berücksichtigt werden muß.

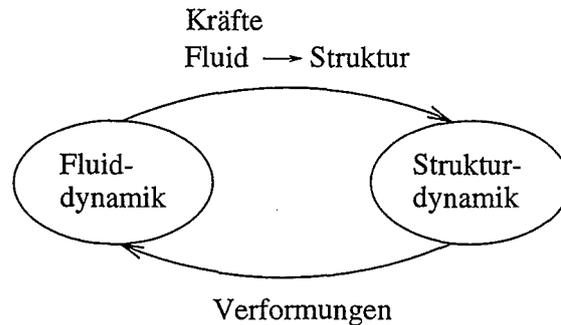


Abbildung 2.2: (Rück-) Kopplung von Fluid und Strukturen

Einsatz bekannter Methoden

Für die theoretische Beschreibung struktur- bzw. fluiddynamischer Probleme gibt es allgemein bekannte Rechenverfahren wie Finite Elemente-, Finite Differenzen- und Finite Volumen-Verfahren, Randintegralverfahren u.a..

Allen diesen Methoden liegt zu Grunde, daß sie das zu berechnende Bauteil, bzw. das (Fluid)Gebiet in einzelne Teile, Elemente oder Abschnitte, unterteilen. Die Größe dieser Teile hängt dabei wesentlich von der Beschaffenheit des Problems ab, d.h. von der Geometrie, der Art und Größe der erwarteten Verformungen, den Randbedingungen und von der Änderung der Gradienten mit dem Ort, d.h. innerhalb eines Elementes. Aber auch die Stabilität des Verfahrens und die gewünschte Genauigkeit der Lösungen haben einen Einfluß.

Um im vorliegenden Fall die komplexen Strukturen und deren große zu erwartenden Verformungen in einem Gesamtmodell beschreiben zu können, müßte man das Problem in extrem viele Elemente diskretisieren. Die Beschreibung der Bewegung des flüssigen Slugs mit seiner freien Oberfläche durch die Einbauten und das Erfassen des Auseinanderfließens würde ebenfalls eine sehr feine Diskretisierung erfordern. Dabei würde der rechnerische Aufwand überproportional mit der Anzahl der Elemente ansteigen.

Eine weitere zu erfüllende Forderung betrifft die Kopplung der Fluidodynamik an die Strukturmechanik und umgekehrt. Diese Kopplung muß laufend erfolgen, d.h. bei jedem Zeitschritt der Rechnung, da sich die Randbedingungen für das Fluid auf der einen Seite und die Kräfte vom Slug auf die Strukturen auf der anderen Seite während des Aufprallvorganges sehr stark ändern (Rückkopplung, siehe oben).

Wird das hier zu diskutierende Problem des Kernschmelzenaufpralls auf sich stark verformende Strukturen unter diesen Aspekten betrachtet, kommt man zu dem Schluß, daß bei der Anwendung bekannter Methoden der numerische Aufwand unpraktikabel groß werden würde. Man ist daher gezwungen, eine andere Möglichkeit zu suchen, um das Ziel zu erreichen.

2.2 Formulierung des Lösungskonzepts

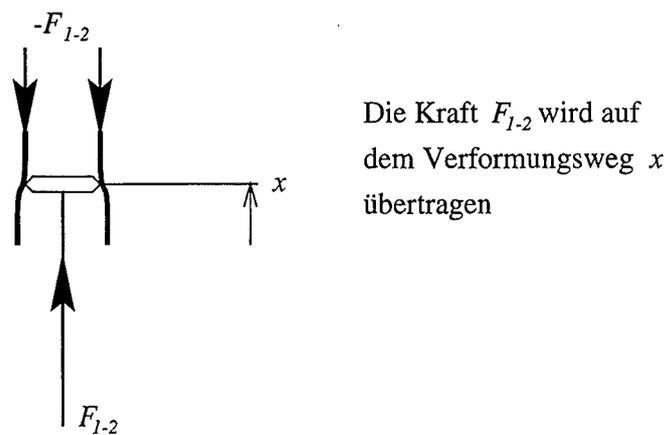
Dem hier verfolgten Lösungskonzept liegen zwei wesentliche Vereinfachungen zu Grunde: Die erste betrifft die Diskretisierung. Es wird eine Aufteilung in nur wenige Teilmodelle vorgenommen, bei deren Beschreibung dann die dominanten physikalischen Effekte berücksichtigt werden. Abbildung 2.1 zeigt diese sechs Teilmodelle:

- Slug,
- Steuerstabführungsrohre mit der Gitterplatte,
- Gitter des Oberen Rostes,
- Tragrings des Oberen Rostes,
- Schale des RDB-Deckels,
- Flansch des RDB-Deckels mit den RDB-Deckelschrauben.

Die zweite Vereinfachung ist die Beschränkung auf die axiale Koordinatenrichtung x , das ist die Aufprallrichtung des Slugs. Nur in dieser Richtung werden die wichtigsten Kräfte wirken. Sie müssen den Anfangsimpuls des Slugs abtragen und können ein eventuelles Versagen des Deckels, bzw. der Deckelschrauben verursachen. Diese Vereinfachung hat zur Folge, daß statt der tatsächlichen Verteilungen von Kräften, Geschwindigkeiten usw. über dem Radius r die jeweils gemittelten Größen ausreichen.

Die Bewegungen der Teilmodelle werden durch jeweils einen Freiheitsgrad beschrieben, der die axiale Koordinate eines ausgezeichneten Punktes des Teilmodells kennzeichnet. Die Teilmodelle sind gekoppelt durch die zwischen ihnen wirkenden Kräfte, die gleich groß und entgegengesetzt gerichtet sein müssen, und durch ihre Verformungen, die kinematisch kompatibel sein müssen.

In verschiedenen nachfolgenden Diskussionen wird zur Darstellung der Verformungsvorgänge ein Symbol erwendet (Abb. 2.3), das den irreversiblen Charakter der (plastischen) Verformungen widerspiegeln soll. In einen Zylinder wird ein Kolben mit Übermaß hineingedrückt. Dabei tritt eine bleibende plastische Aufweitung des Zylinders auf. Die Indizes weisen auf die Wirkungsrichtung der Kraft hin: In der Abbildung 2.3 bedeutet F_{1-2} , daß die Kraft von einem Teilmodell 1 auf ein Teilmodell 2 wirkt. Die Reaktionskraft ist dementsprechend $-F_{1-2}$.



Die Kraft F_{1-2} wird auf dem Verformungsweg x übertragen

Abbildung 2.3: Symbol für die zwischen den Teilmodellen wirkenden Kräfte

Kapitel 3

Das Slug-Modell

3.1 Herleitung der Gleichungen

3.1.1 Impulssatz und Annahmen

Betrachtet wird der Slug in Abbildung 3.1, der in eine durch drei Stäbe symbolisierte Struktur eindringt. Die Abbildung zeigt die später relevanten Größen: Das Volumen V , die Koordinaten und dazugehörigen Geschwindigkeiten der Slug-Front (x_{sl1}, v_{sl1}) und des Slug-Endes (x_{sl2}, v_{sl2}) sowie die entsprechenden Querschnittsflächen A_{sl1} und A_{sl2} im eingezeichneten Koordinatensystem x, y, z .

Ausgangspunkt für die Berechnungen ist der Impulssatz, angewendet auf das Fluidgebiet. Der Impuls im Volumen V des Slugs ist

$$\underline{I} = \int_V \rho \underline{v} dV. \quad (3.1)$$

Der Impulssatz besagt, daß die Ableitung des Impulses nach der Zeit gleich der Summe der äußeren Kräfte ist:

$$\frac{d\underline{I}}{dt} = \int_V \frac{d}{dt} (\rho \underline{v}) dV = \sum \underline{F}. \quad (3.2)$$

Die vom Slug auf die Struktur ausgeübte Kraft ist somit $-\sum \underline{F}$.

Zur weiteren Analyse werden verschiedene Vereinfachungen eingeführt:

Annahme 1

Das Fluid ist inkompressibel ($\rho = \text{const}$). Die Annahme eines inkompressiblen Fluids ist für die Berechnungen gerechtfertigt, wenn Wellenausbreitungsphänomene und damit akustische Drücke keine Rolle spielen (vgl. auch Annahme 3). Verschiedene

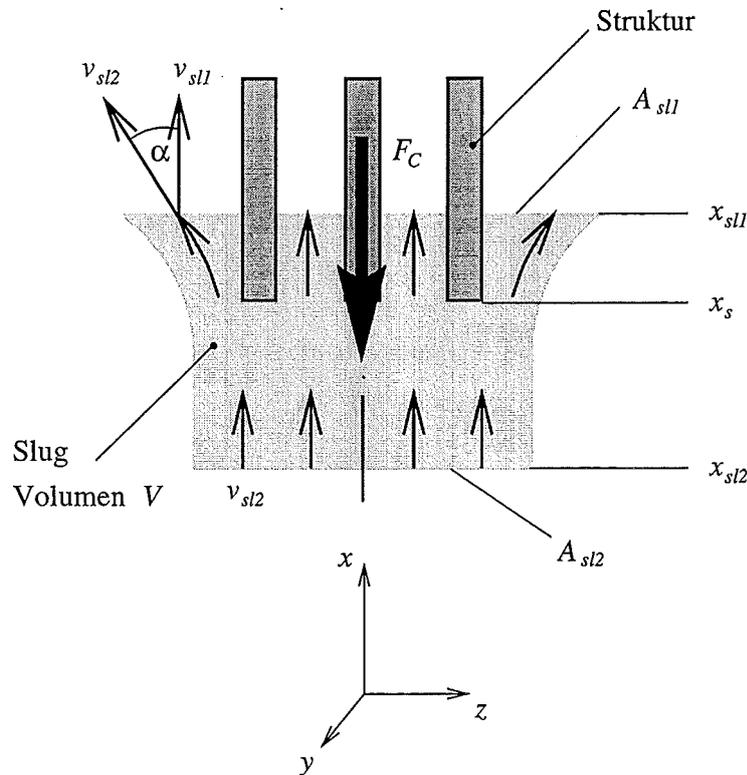


Abbildung 3.1: In eine Struktur eindringender Fluid-Slug mit der Definition der relevanten Größen

in der Literatur zum Aufprall von Wasser-Slugs beschriebene Experimente ([54] ... [59]) stützen diese Annahme. Auch bei den in Abschnitt 3.4 näher betrachteten FLIPPER-Experimenten wurde keine dem akustischen Druck zuzuordnende Kraft gemessen.

Mit dieser Annahme kann die Dichte vor die Differentiation gestellt werden. Die substantielle Beschleunigung $d\underline{v}/dt$ wird aufgespalten in den lokalen und den konvektiven Anteil:

$$\int_V \rho \frac{d\underline{v}}{dt} dV = \int_V \rho \frac{\partial \underline{v}}{\partial t} dV + \int_V \rho (\underline{v} \nabla) \underline{v} dV. \quad (3.3)$$

Das erste Integral der rechten Seite beschreibt die lokale Änderung des Impulses, also die Impulsänderung der Fluidteilchen im Inneren auf Grund der Änderung der Geschwindigkeitsbeträge mit der Zeit. Bei stationären Strömungen verschwindet dieser Anteil. Die konvektive Impulsänderung (zweites Integral der rechten Seite) kommt daher, daß sich die Geschwindigkeit der Fluidteilchen ändert, weil sie in der Zeit dt in Gebiete mit anderer Geschwindigkeit \underline{v} (Betrag und Richtung) hineinwandern.

Im weiteren wird die Betrachtung beschränkt auf die x -Richtung, da Slug-Bewegung und Kräfte nur in dieser Richtung interessieren. Der Impulssatz in dieser Richtung lautet dann

$$\int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} dV + \int_V \rho \left(v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) dV = \sum F_x. \quad (3.4)$$

Annahme 2

Die Geschwindigkeit v_x in der Aufprallrichtung ist unabhängig von y und z . Damit ist v_x nur noch eine Funktion von x und der Zeit t . $v_x(x, t)$ kann als die mittlere Geschwindigkeit in Ebenen mit $x = \text{const.}$ angesehen werden. Diese Vereinfachung erscheint sinnvoll, da die wesentlichen Vorgänge in Aufprallrichtung stattfinden. In dieser Richtung sind auch die größten Änderungen der Strömungsgrößen zu erwarten. Der Impulssatz vereinfacht sich damit weiter zu

$$\int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} dV + \int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} dV = \sum F_x. \quad (3.5)$$

Annahme 3

Vor dem Kontakt des Slugs mit der Struktur gilt im gesamten Fluidgebiet

$$v_x = v_0 = \text{const.} \quad (3.6)$$

Kurze Zeit nach dem ersten Kontakt ergibt sich ein neues Geschwindigkeitsfeld, das durch einen Produktansatz beschrieben wird, in dem die Orts- und Zeitabhängigkeiten entkoppelt sind:

$$v_x(x, t) = f(x) \cdot g(t). \quad (3.7)$$

Das Aussehen des Strömungsfeldes bleibt erhalten, lediglich die Geschwindigkeitsbeträge ändern sich überall synchron mit der Zeit. Der Ansatz (3.7) gilt für die Geschwindigkeit des Fluids relativ zur Struktur. In den folgenden Ausführungen wird daher zunächst eine ruhende, starre Struktur angenommen, womit relative und absolute Größen identisch sind. In Abschnitt 3.6 werden die Gleichungen auf den Fall einer nachgiebigen Struktur erweitert.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, daß mit diesem Vorgehen die erste Phase des Aufpralles, in der sich die überall gleich große Geschwindigkeit v_0 in das durch obigen Ansatz beschriebene Geschwindigkeitsfeld $v_x(x, t)$ ändert, nicht erfaßt wird. Damit wird auch der für diese erste Strömungsumlenkung erforderliche Impuls und die damit verbundene Kraft zwischen Slug und Struktur vernachlässigt. In Abschnitt 3.5 wird die Bedeutung dieser „akustischen Phase“ des Aufpralls näher betrachtet.

Annahme 4

Die Strömung im Fluid wird als reibungsfrei betrachtet. Diese Vereinfachung ist zulässig, da es sich hier um Strömungen mit sehr großer Reynoldszahl handelt bei denen die Zähigkeitskräfte gegenüber den Trägheitskräften vernachlässigbar sind. Man beachte, daß bei den hier diskutierten stark instationären Strömungen vor allem die lokalen Geschwindigkeitsänderungen zu den Trägheitskräften erheblich beitragen.

3.1.2 Lokale Impulsänderung

Unter Berücksichtigung der zweiten Annahme wird das Integral für die lokale Impulsänderung in (3.5) vereinfacht. Da v_x nur von x und t abhängt, kann die Integration über y und z durchgeführt werden, was die Fläche $A(x)$ ergibt. Jetzt muß noch über die Slug-Höhe integriert werden:

$$\int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} dV = \int_{x_{sl2}}^{x_{sl1}} \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} A(x) dx. \quad (3.8)$$

Mit v_{sl1} und v_{sl2} werden die vertikalen Geschwindigkeitskomponenten an der Stelle x_{sl1} bzw. x_{sl2} bezeichnet. Die zugehörigen Flächen sind A_{sl1} und A_{sl2} . Die Fläche $A(x)$ kann mittels der Kontinuitätsgleichung

$$A(x) v_x = A_{sl2} v_{sl2} \quad (3.9)$$

ausgedrückt werden, und das Integral lautet dann

$$\int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} dV = \int_{x_{sl2}}^{x_{sl1}} \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} \cdot \frac{A_{sl2} v_{sl2}}{v_x} dx. \quad (3.10)$$

Mit der dritten Annahme folgt:

$$\begin{aligned} v_x &= f(x) g(t) \\ v_{sl2} &= f(x_{sl2}) g(t) \\ \frac{\partial v_x}{\partial t} &= f(x) \frac{\partial g(t)}{\partial t} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Diese Beziehungen werden in (3.10) eingesetzt:

$$\int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} dV = \int_{x_{sl2}}^{x_{sl1}} \rho f(x) \frac{\partial g(t)}{\partial t} \cdot \frac{A_{sl2} f(x_{sl2}) g(t)}{f(x) g(t)} dx. \quad (3.12)$$

Der Integrand ist jetzt unabhängig von x und die Integration liefert

$$\int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} dV = \rho A_{sl2} (x_{sl1} - x_{sl2}) f(x_{sl2}) \frac{\partial g(t)}{\partial t}. \quad (3.13)$$

Aus (3.7) ist

$$f(x_{sl2}) \frac{\partial g(t)}{\partial t} = \dot{v}_{sl2} = \ddot{x}_{sl2} \quad (3.14)$$

abzuleiten, so daß sich schließlich ergibt:

$$\int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} dV = \rho A_{sl2} (x_{sl1} - x_{sl2}) \ddot{x}_{sl2}. \quad (3.15)$$

Der Term $\rho A_{sl2} (x_{sl1} - x_{sl2})$ hat die Dimension einer Masse und zur Abkürzung wird

$$\rho A_{sl2} (x_{sl1} - x_{sl2}) = m_{sl}(t) \quad (3.16)$$

eingeführt. Es ist festzuhalten, daß m_{sl} nicht die physikalisch vorhandene Slug-Masse zu einem Zeitpunkt t darstellt. Vielmehr handelt es sich um eine rechnerische Ersatzmasse. Für die lokale Impulsänderung erhält man damit den folgenden Ausdruck:

$$\int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} dV = m_{sl}(t) \ddot{x}_{sl2}. \quad (3.17)$$

3.1.3 Konvektive Impulsänderung

Mit der Kontinuitätsgleichung (3.9) erhält man für den konvektiven Anteil der Impulsänderung (3.5):

$$\int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} dV = \int_{x_{sl2}}^{x_{sl1}} \rho v_{sl2} \frac{A_{sl2}}{A(x)} \frac{\partial}{\partial x} \left(v_{sl2} \frac{A_{sl2}}{A(x)} \right) A(x) dx, \quad (3.18)$$

oder

$$\int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} dV = \rho A_{sl2}^2 v_{sl2}^2 \int_{x_{sl2}}^{x_{sl1}} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{A(x)} \right) dx = \rho A_{sl2}^2 v_{sl2}^2 \int_{A_{sl2}}^{A_{sl1}} -\frac{1}{A^2} dA, \quad (3.19)$$

und schließlich

$$\int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} dV = \rho A_{sl2}^2 v_{sl2}^2 \left(\frac{1}{A_{sl1}} - \frac{1}{A_{sl2}} \right). \quad (3.20)$$

Mit der Kontinuitätsgleichung in der Form

$$v_{sl2} A_{sl2} = v_{sl1} A_{sl1} \quad (3.21)$$

kann (3.20) noch etwas umgeschrieben werden:

$$\int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} dV = \rho A_{sl2} v_{sl2}^2 \left(\frac{v_{sl1}}{v_{sl2}} - 1 \right). \quad (3.22)$$

Da im Slug bei der angenommenen reibungsfreien Strömung keine Energieverluste auftreten, und da an allen freien Rändern derselbe Druck herrscht, muß der Geschwindigkeitsbetrag an der Slug-Front gleich dem Betrag der Geschwindigkeit am unteren Slug-Ende sein. Definiert man einen mittleren Umlenkwinkel α (Abb. 3.1) dann gilt

$$\frac{v_{sl1}}{\cos \alpha} = v_{sl2}. \quad (3.23)$$

Mit der Abkürzung

$$K = 1 - \cos \alpha, \quad (3.24)$$

erhält man schließlich für die konvektive Änderung des Impulses:

$$\int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} dV = -K \rho A_{sl2} v_{sl2}^2. \quad (3.25)$$

Gleichung (3.22) kann auch in der folgenden Form geschrieben werden:

$$\int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} dV = \rho A_{sl2} (v_{sl1} - v_{sl2}) v_{sl2}. \quad (3.26)$$

Ein Vergleich mit (3.16) zeigt, daß der Term $\rho A_{sl2} (v_{sl1} - v_{sl2})$ unter Berücksichtigung von (3.24) die Änderung der rechnerischen Slug-Masse mit der Zeit angibt:

$$\rho A_{sl2} (v_{sl1} - v_{sl2}) = -K \rho A_{sl2} v_{sl2} = \frac{\partial m_{sl}}{\partial t}. \quad (3.27)$$

Mit dieser Interpretation (und $v_{sl2} = \dot{x}_{sl2}$) lautet die konvektive Impulsänderung

$$\int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} dV = \dot{m}_{sl} \dot{x}_{sl2}. \quad (3.28)$$

3.1.4 Äußere Kräfte

Die äußeren Kräfte $\sum \underline{F}$, die auf den Slug wirken, können im allgemeinen die folgenden sein:

Volumenkräfte

Hierzu gehört insbesondere die Schwerkraft $\int_V \rho \underline{g} dV$. Da die Erdbeschleunigung klein ist im Vergleich zu den anderen auftretenden Beschleunigungen, kann dieser Term vernachlässigt werden.

Reibungskräfte

Diese treten wegen der angenommenen Reibungsfreiheit (Annahme 4) nicht auf.

Druckkräfte

Die Druckkräfte F_p wirken senkrecht zur gesamten Fluidoberfläche, das ist die freie Fluidoberfläche A_O und die benetzte Körperoberfläche A_k :

$$\underline{F}_p = \int_{A_O} p \, d\underline{A} + \int_{A_k} p \, d\underline{A}. \quad (3.29)$$

An der freien Fluidoberfläche herrscht überall der Umgebungsdruck und das Druckintegral über A_O verschwindet.

Die Kraft aus der Umströmung eines Körpers kann durch Integration über die Druckkräfte entlang der Körperoberfläche A_k berechnet werden. Dazu muß jedoch die Druckverteilung bekannt sein, was die gesamte Lösung des Fluidproblems erfordert.

Deshalb soll hier ein einfacher Ansatz für diese Kraft gewählt werden. Dabei wird in Anlehnung an die stationäre Fluidodynamik postuliert, daß die vom Fluid ausgeübte Kraft proportional zum Quadrat der Anströmgeschwindigkeit ist:

$$F_C = -C \rho A_{sl2} v_{sl2}^2. \quad (3.30)$$

Als dimensionsloser Proportionalitätsfaktor tritt der Parameter C auf. Die Brauchbarkeit dieses Ansatzes kann nur durch Vergleich mit Experimenten gezeigt werden.

3.2 Resultierende Differentialgleichung

Die in den vorigen Abschnitten vereinfachten Terme, also Gleichungen (3.15) bzw. (3.17), (3.25) bzw. (3.28) und (3.30), werden in den Impulssatz (3.5) eingesetzt. Man erhält die Differentialgleichung für die Koordinate x_{sl2} am freien Ende des Slugs:

$$\begin{aligned} \int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} \, dV + \int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} \, dV &= \Sigma F_x \\ m_{sl} \ddot{x}_{sl2} + \dot{m}_{sl} \dot{x}_{sl2} &= F_C \\ \rho A_{sl2} (x_{sl1} - x_{sl2}) \ddot{x}_{sl2} - K \rho A_{sl2} \dot{x}_{sl2}^2 &= -C \rho A_{sl2} \dot{x}_{sl2}^2 \end{aligned} \quad (3.31)$$

Es handelt sich um eine gewöhnliche, homogene nichtlineare Differentialgleichung zweiter Ordnung, die für zwei Anfangsbedingungen ($x_{sl2} = x_{sl2,0}$ und $v_{sl2} = v_0$) zu lösen ist.

In dieser Gleichung treten als unbekannte Größen die beiden Parameter K und C auf. Sie sind von den geometrischen Bedingungen des Aufprallvorganges abhängig. Diese sind die Form und Größe des Hindernisses im Zusammenwirken mit der Form und der Größe des Slugs. Da die Parameter a priori nicht bekannt sind, werden sie aus Experimenten bestimmt.

3.3 Diskussion des Slug-Modells

3.3.1 Einfluß der Parameter C und K

Eine Diskussion von Gleichung (3.31) soll die Rolle der beiden Parameter C und K und deren Einfluß auf die Lösung etwas beleuchten. Dies wird anhand des Aufpralls einer Flüssigkeit auf eine starre Platte durchgeführt (Abb. 3.2). In diesem Fall ist die Koordinate x_{sl1} konstant, nämlich die Position der Platte. Es sei h_0 die anfängliche axiale Ausdehnung (Höhe) des Slugs. Wenn man $x_{sl1} = h_0$ setzt, dann ist die Anfangsbedingung für das hintere Ende des Slugs $x_{sl2}(t = 0) = 0$. Ferner ist die Anfangsgeschwindigkeit $v_{sl2}(t = 0) = v_0$.

Zur numerischen Lösung der Differentialgleichung wird das explizite Differenzen-Verfahren nach Euler benutzt.

Im stationären Fall ist $\ddot{x}_{sl2} = 0$. Eine nichttriviale Lösung der Differentialgleichung erhält man nur für

$$C = K. \quad (3.32)$$

Die Lösung beschreibt in diesem Fall das Auftreffen eines stationären Strahles auf das Hindernis. Für andere Werte der Parameter folgt unmittelbar aus (3.31):

$$C > K \Rightarrow \ddot{x}_{sl2} < 0 \quad \text{Verzögerung des Slugs,} \quad (3.33)$$

$$C = K \Rightarrow \ddot{x}_{sl2} = 0 \quad \text{stationärer Fall,} \quad (3.34)$$

$$C < K \Rightarrow \ddot{x}_{sl2} > 0 \quad \text{Beschleunigung des Slugs.} \quad (3.35)$$

Bei gegebenem Umlenkwinkel α und damit gegebenem K bestimmt der Parameter C , ob der Slug verzögert, beschleunigt oder nur umgelenkt (im stationären Fall $C = K$) wird. Wie man durch Einsetzen in (3.31) leicht zeigt, gibt es für

$$C = K + \frac{1}{2} \quad (3.36)$$

die folgende Lösung mit konstanter Beschleunigung, die die Anfangsbedingungen erfüllt:

$$x_{sl2}(t) = v_0 t + \frac{a_0}{2} t^2, \quad (3.37)$$

$$\dot{x}_{sl2}(t) = v_0 + a_0 t, \quad (3.38)$$

$$\ddot{x}_{sl2}(t) = a_0 = -\frac{1}{2} \frac{v_0^2}{h_0}. \quad (3.39)$$

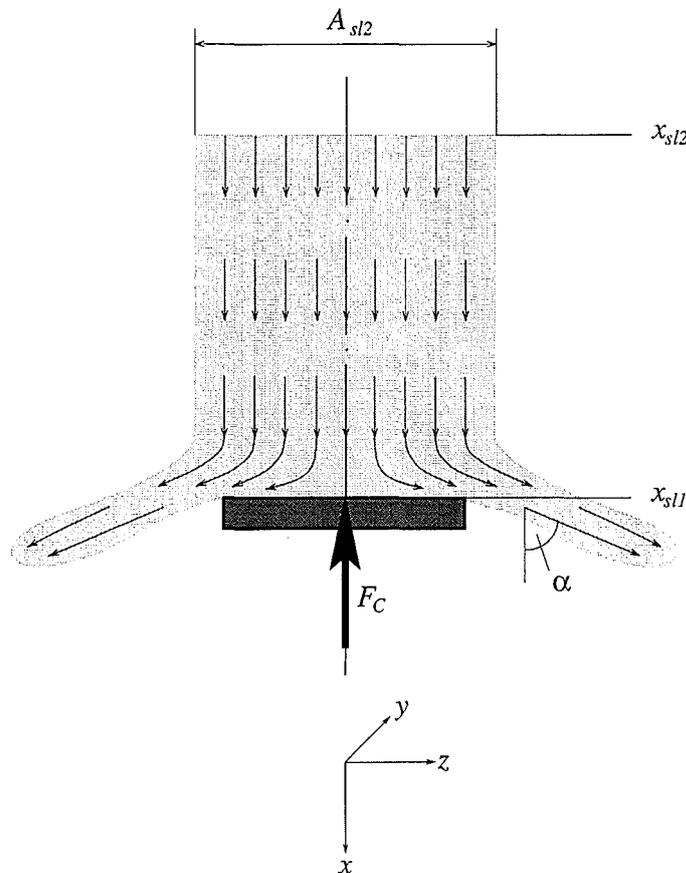


Abbildung 3.2: Größen beim Slug-Aufprall auf eine starre Platte

Auf diese Weise erhält man eine Vorstellung von der Größenordnung des Parameters C , wenn K aus der Geometrie (Umlenkwinkel) als bekannt angesehen wird.

3.3.2 Aufprall auf eine unendlich ausgedehnte Platte

Als Beispiel wird nun der rechtwinklige Aufprall eines Slugs auf eine unendlich ausgedehnte, ebene und starre Platte untersucht. In diesem Fall ist der Umlenkwinkel und folglich der Parameter K bekannt:

$$\alpha = 90^\circ \Rightarrow K = 1. \quad (3.40)$$

Hier kann der Einfluß des Parameters C auf die Lösungen gut demonstriert werden. Die Ergebnisse einer Variation von C sind in den Diagrammen der Abbildungen 3.3 bis 3.8 dargestellt. Die Werte sind in dimensionsloser Form angegeben.

Es bedeuten:

$$\tau = \frac{v_0}{h_0} t, \quad \text{die dimensionslose Zeit,} \quad (3.41)$$

$$\xi = \frac{x_{sl2}}{h_0}, \quad \text{die dimensionslose Koordinate,} \quad (3.42)$$

$$v = \dot{\xi} = \frac{\dot{x}_{sl2}}{v_0}, \quad \text{die dimensionslose Geschwindigkeit,} \quad (3.43)$$

$$\beta = \ddot{\xi} = h_0 \frac{\ddot{x}_{sl2}}{v_0^2}, \quad \text{die dimensionslose Beschleunigung,} \quad (3.44)$$

$$f = C \dot{\xi}^2 = \frac{F_C}{\rho A_{sl2} v_0^2}, \quad \text{die dimensionslose Kraft,} \quad (3.45)$$

$$i = \frac{\int F_C dt}{I_0}, \quad \text{der übertragene Impuls.} \quad (3.46)$$

Die Aufpralldauer nimmt zu, wenn C größer wird. Bei konstanter Verzögerung ($C = K + 1/2$, Abb. 3.4) entspricht die Dauer dem doppelten der Zeit, die der Slug benötigen würde, um ungebremst einmal seine Höhe zurückzulegen.

Man erkennt den Einfluß des Parameters C auf die Lösungscharakteristik von Geschwindigkeit und Verzögerung. Bei $C = K + 1/2$ liegt konstante Verzögerung vor. Die Verzögerung und die Geschwindigkeit verhalten sich für kleinere Werte progressiv, für größere degressiv.

Die maximale Kraft tritt zu Beginn des Aufpralles auf. Es werden jeweils 100% des Anfangsimpulses übertragen, was beim Aufprall auf eine unendlich ausgedehnte Platte ($K = 1$) auch so zu erwarten ist.

3.3.3 Aufprall auf eine endliche Platte

Dieser Fall führt auf die in Abschnitt 3.4 behandelte Anwendung des Slug-Modells auf die FLIPPER-Experimente. Dabei war die Querschnittsfläche des Slugs größer als die der Platte. Da nun Fluidmasse seitlich an der Platte vorbeiströmen kann, wird der mittlere Umlenkwinkel α deutlich unter 90° liegen. Der auf die Platte übertragene Impuls kann nicht mehr 100% betragen, da die an der Platte vorbeifließende Masse ihren Impuls nicht an die Platte abgibt.

In den Diagrammen der Abbildungen 3.9 bis 3.11 wurde bei festem $C = 1$ der Umlenkwinkel α und damit K variiert. Bei kleinerem Umlenkwinkel wird die Aufpralldauer größer, der übertragene Impuls kleiner.

Die Abbildungen 3.12 bis 3.14 zeigen den Einfluß der Variation von C bei festem Winkel α ($K = 0.015$). Die Impact-Dauer verringert sich mit abnehmendem C , ebenso der übertragene Impuls. In Abbildung 3.14 ist die an die FLIPPER-Versuchsergebnisse am besten angepaßte Lösung gezeigt (vgl. auch Abb. 3.16).

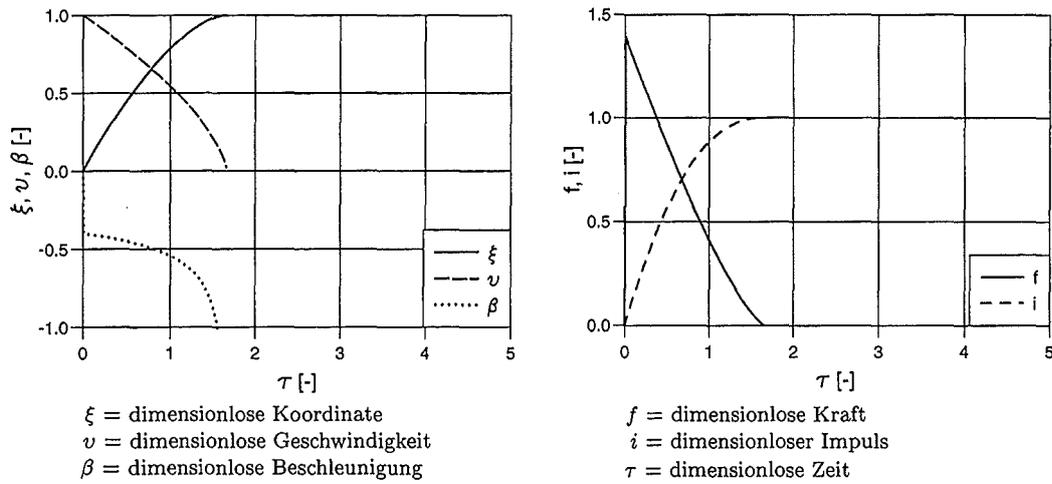


Abbildung 3.3: Umlenkwinkel $\alpha = 90^\circ$ ($K = 1.0$), Parameter $C = 1.4$

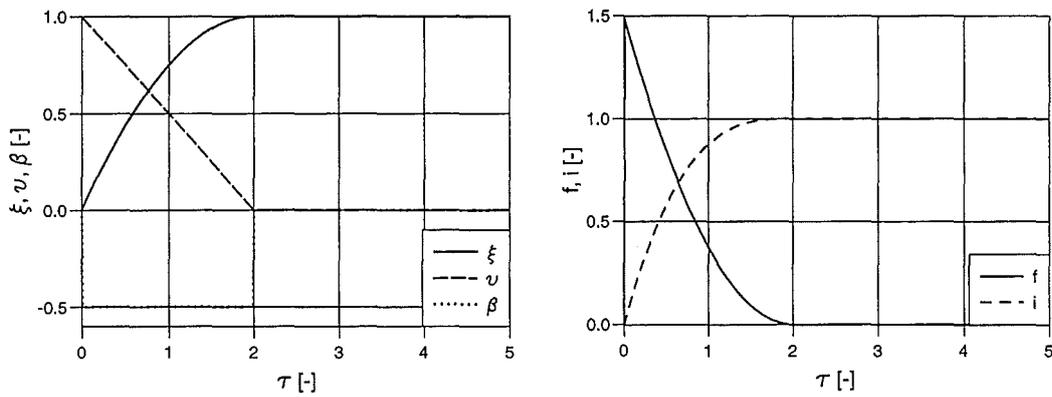


Abbildung 3.4: Wie vorangegangene Diagramme, aber $C = 1.5$

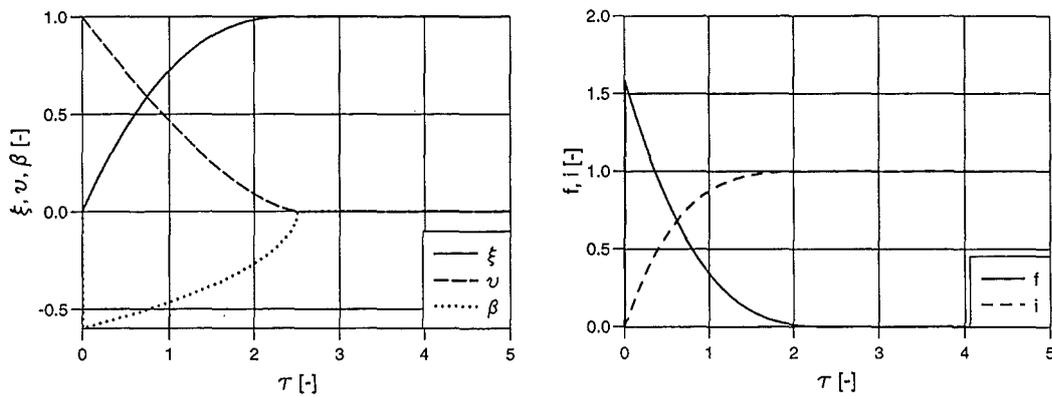
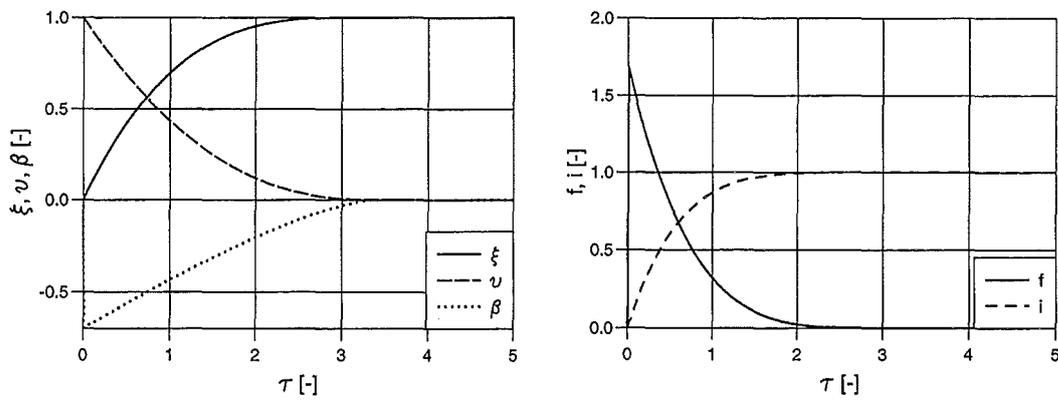
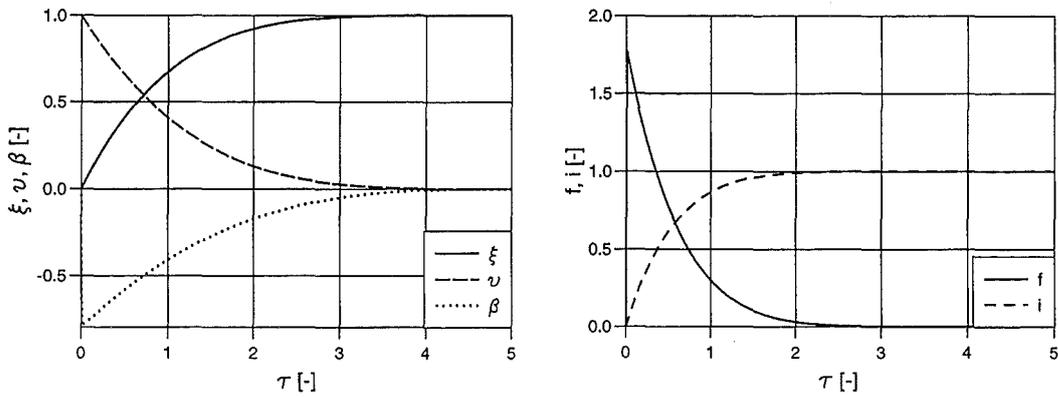
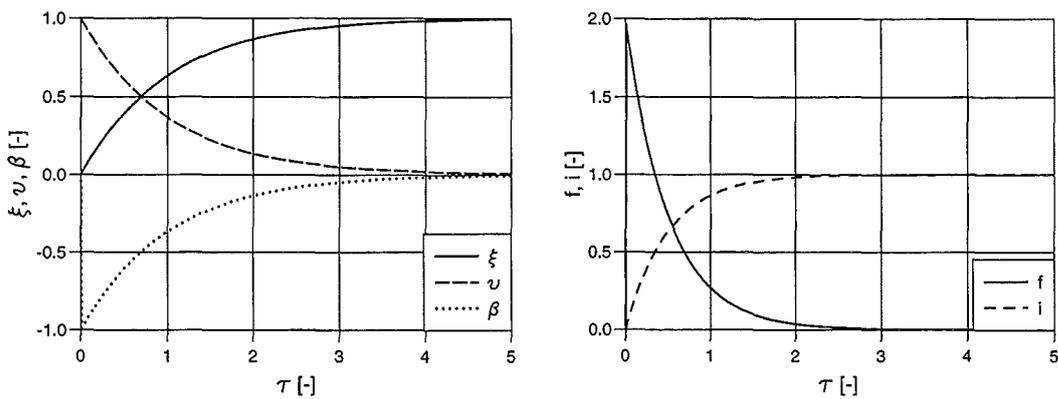


Abbildung 3.5: Wie vorangegangene Diagramme, aber $C = 1.6$

Abbildung 3.6: Wie vorangegangene Diagramme, aber $C = 1.7$ Abbildung 3.7: Wie vorangegangene Diagramme, aber $C = 1.8$ Abbildung 3.8: Wie vorangegangene Diagramme, aber $C = 2.0$

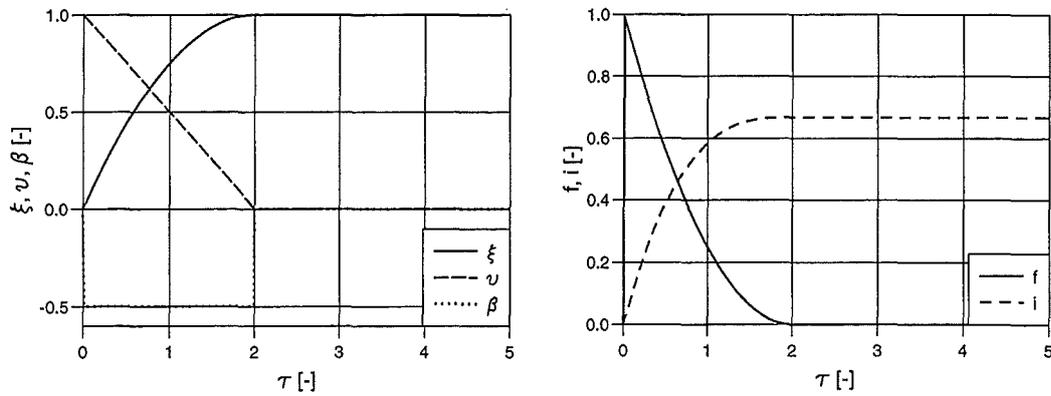


Abbildung 3.9: Umlenkwinkel $\alpha = 60^\circ$ ($K = 0.5$), Parameter $C = 1.0$

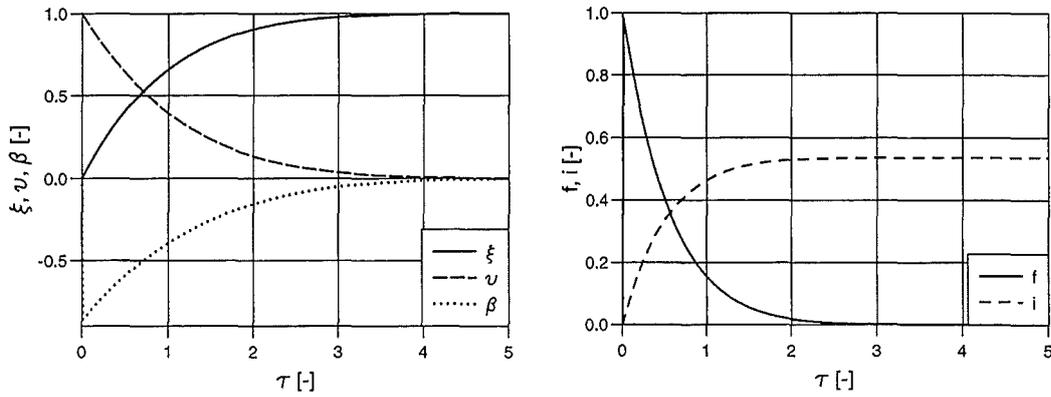


Abbildung 3.10: Wie vorangegangene Diagramme, aber $\alpha = 30^\circ$ ($K = 0.13$)

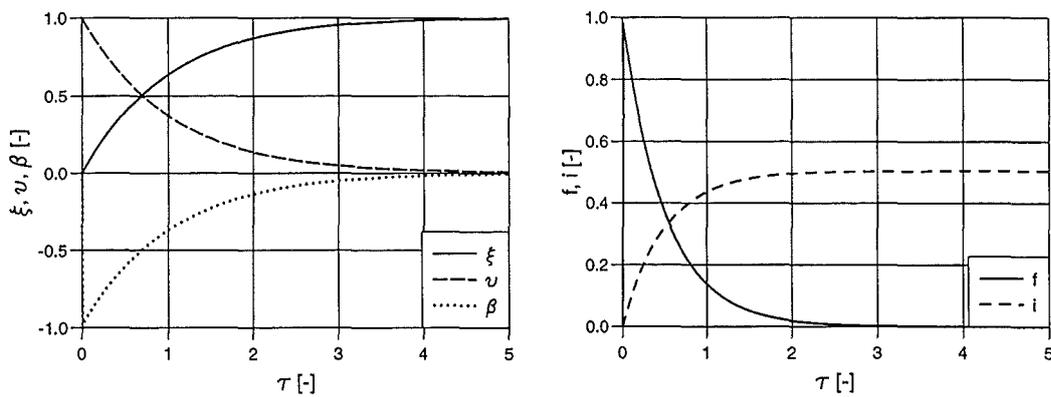


Abbildung 3.11: Wie vorangegangene Diagramme, aber $\alpha = 10^\circ$ ($K = 0.015$)

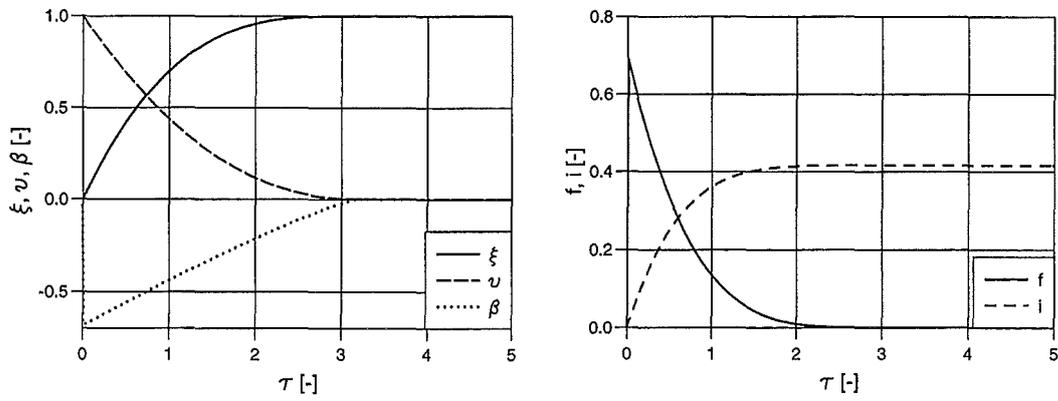


Abbildung 3.12: Umlenkwinkel $\alpha = 10^\circ$ ($K = 0.015$), Parameter $C = 0.7$

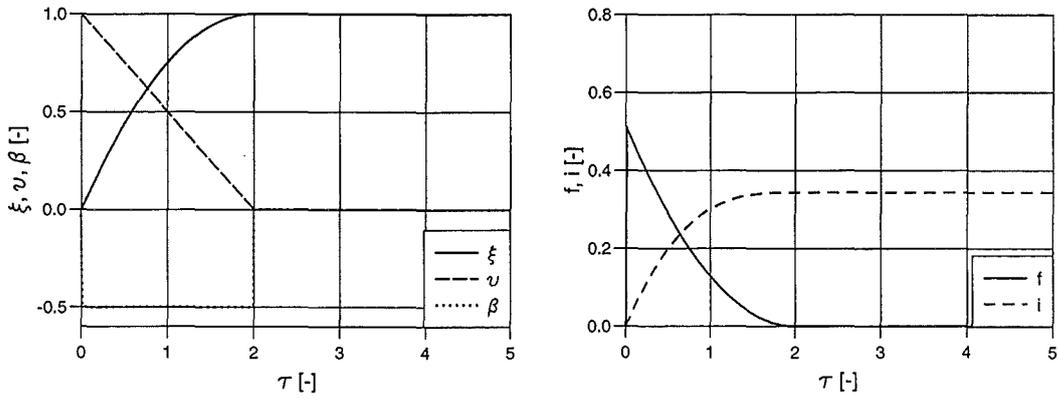


Abbildung 3.13: Wie vorangegangene Diagramme, aber $C = 0.515$

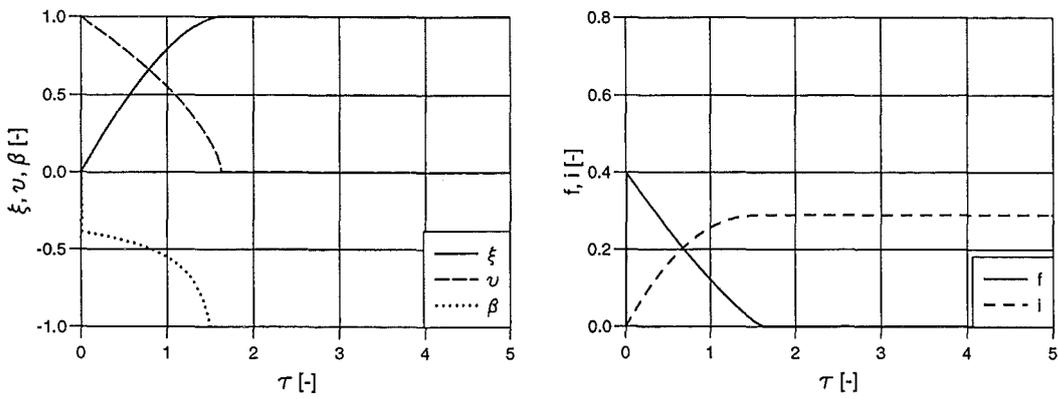


Abbildung 3.14: Wie vorangegangene Diagramme, aber $C = 0.4$

3.4 Anwendung des Slug-Modells auf die FLIPPER-Experimente

Am Institut für Reaktorsicherheit wurden die Versuche FLIPPER zum Fluid-Struktur-Aufprall durchgeführt [66]. Dabei wurde ein Fallgewicht benutzt, um Wasser zu beschleunigen, das anschließend auf eine Prallplatte auftrifft (Abb. 3.15). Diese war in einigen Versuchen über Stützen auf Kraftaufnehmer montiert, wodurch es möglich war, den zeitlichen Verlauf der vom Wasser auf die Platte ausgeübten Kraft zu messen. Die Plattenfläche ist in den Versuchen kleiner als die Querschnittsfläche des Slugs.

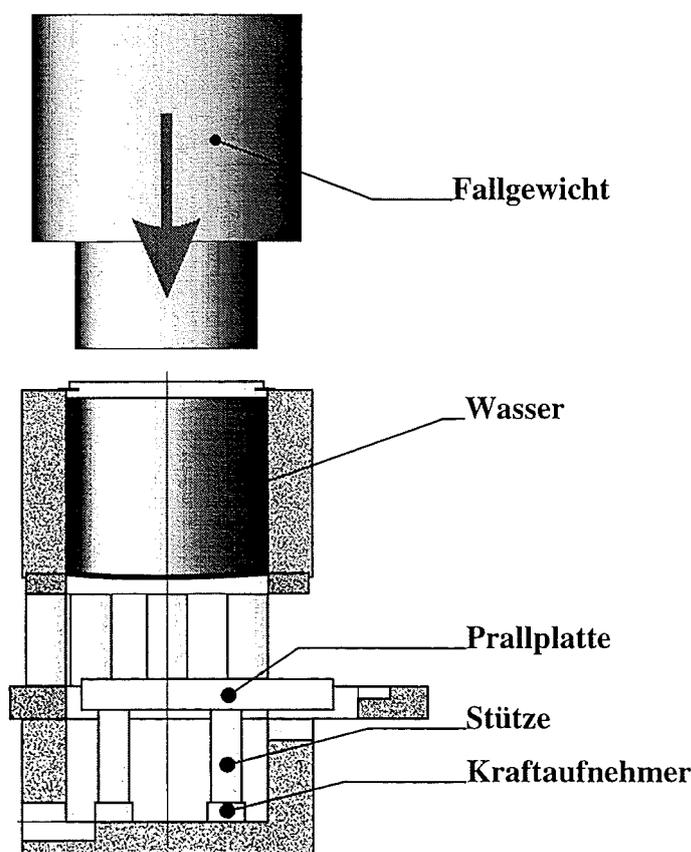


Abbildung 3.15: Versuchsaufbau für die FLIPPER-Experimente

Die Experimente eignen sich, das in Abschnitt 3.1 entwickelte Slug-Modell zu prüfen. Dazu wird die Differentialgleichung (3.31) mit dem expliziten Differenzenverfahren nach Euler numerisch gelöst. Die Dichte des Wassers ρ , die Anfangsmasse m_0 sowie die Aufprallgeschwindigkeit v_0 sind durch den Versuchsaufbau vorgege-

ben. Die Slug-Querschnittsfläche A_{sl2} wurde etwas kleiner als die Querschnittsfläche des Wasserbehälters angenommen, da die Membran, die den Behälter nach unten abdichtet, nach dem Aufreißen eine verdrängende Wirkung auf das ausströmende Wasser hat. Die Parameter C und K wurden an das Experiment angepaßt:

$$\begin{array}{ll} m_0 & = 0.69 \text{ kg} & C & = 0.4 \\ \rho & = 1000 \text{ kg/m}^3 & K & = 0.015 \\ v_0 & = 12 \text{ m/s} \\ A_{sl2} & = 0.006 \text{ m}^2 \end{array}$$

Die mit diesen Werten erhaltenen Ergebnisse sind in Abb. 3.16 den Versuchsergebnissen gegenübergestellt. Im oberen Diagramm der Abbildung ist die während des Impacts auf die starre Platte ausgeübte Kraft F aufgetragen, das untere Diagramm zeigt den übertragenen Impuls bezogen auf den Slug-Anfangsimpuls $I_0 = m_0 v_0$.

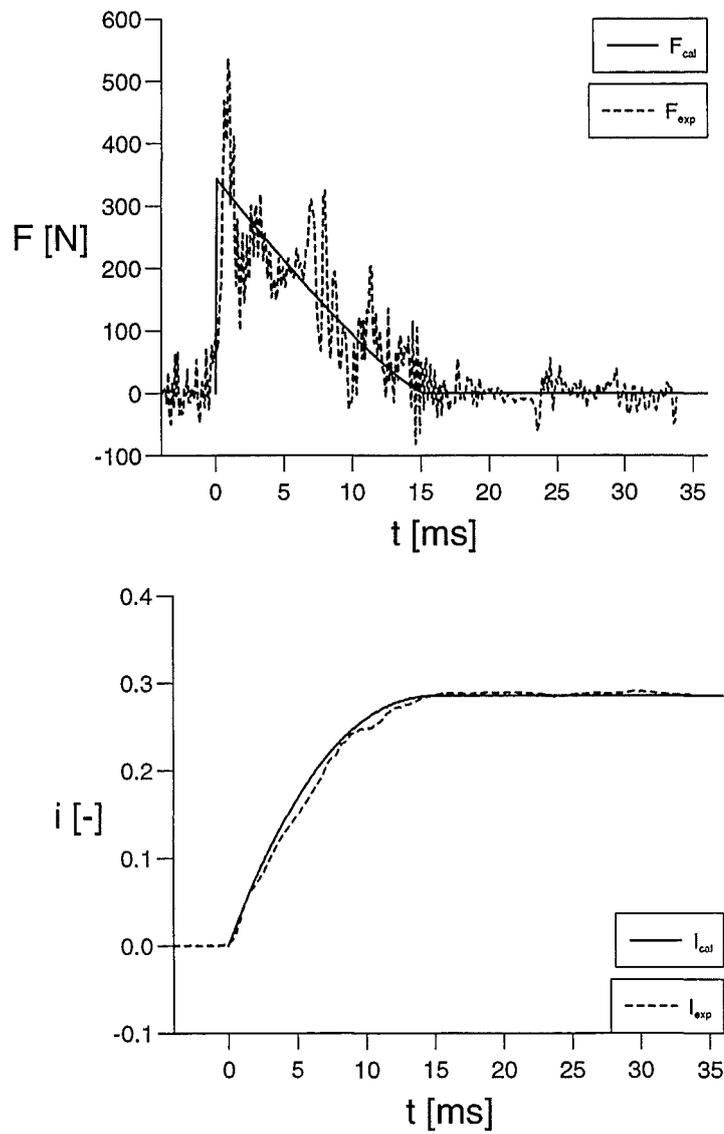


Abbildung 3.16: Vergleich des Slug-Modells mit einem FLIPPER-Experiment, Kraft F auf die Platte und übertragener Impuls $i = I/I_0$

3.5 Vernachlässigung der akustischen Phase

3.5.1 Akustische Druckkraft in der ersten Phase

In [65] wurde die Kraft beim Aufprall des Kernschmelzen-Slugs auf den RDB-Deckel untersucht. Es wurde angenommen, daß in einer ersten, der akustischen Phase eine Kraftspitze F_{ak} auftritt, deren Dauer Δt in der Größenordnung liegt, die Druckwellen und deren Reflexionen benötigen, um den Slug zu durchqueren. In dieser „akustischen Phase“ wird der Impuls

$$I_{ak} = \int_{\Delta t} F_{ak} dt \quad (3.47)$$

übertragen. Das ist nur ein Anteil des anfänglichen Slug-Impulses $I_0 = m_0 v_0$. Während dieser Phase bildet sich passend zum Hindernis ein neues Geschwindigkeitsfeld aus. Diese Phase wird im Slug-Modell dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

Eine zweite Phase schließt sich an, die durch das Abströmen des Slugs gekennzeichnet ist. Hierbei wird der noch verbleibende Impuls übertragen. Die Zeitdauer der zweiten Phase ist viel größer und die dabei auftretende Kraft entsprechend deutlich geringer (Abb. 3.17). Lediglich die Impulsübertragung der zweiten Phase wird in dem zuvor entwickelten Slug-Modell beschrieben.

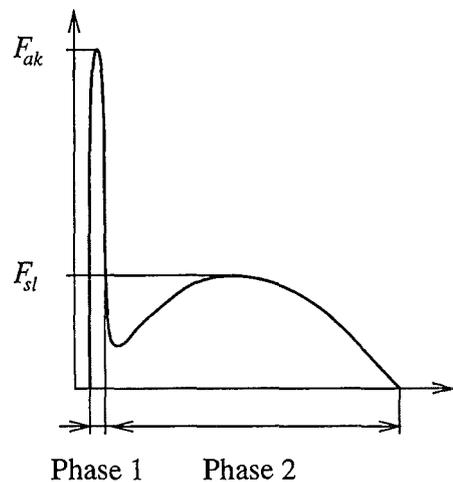


Abbildung 3.17: Qualitativer Kraftverlauf während der akustischen Phase 1 und der anschließenden Phase 2

Die Vernachlässigung der akustischen Phase ist zulässig, wenn der in dieser Phase übertragene Impuls gering ist im Vergleich zum Gesamtimpuls. Der in Phase 1 übertragene Impuls wurde mit dem Rechenprogramm SING berechnet [65], [67], [68]. Zur

Vereinfachung wurde dabei eine ebene Kontaktfläche angenommen, der Slug war ein Quader mit quadratischer Grundfläche und einem Volumen von 8 m^3 (Masse $80\,000 \text{ kg}$). In den Rechnungen wurde das Verhältnis von Seitenlänge zu Höhe (H_{sl}) des Quaders variiert. Der während der akustischen Phase übertragene Impuls nimmt mit zunehmender Slug-Höhe, bzw. abnehmender Kontaktfläche stark ab (Abb. 3.18 nach [65]). Die Ergebnisse zeigen, daß bei einem Würfel (Slug-Höhe 2 m) etwa 20% des Gesamtimpulses in der ersten Phase übertragen werden.

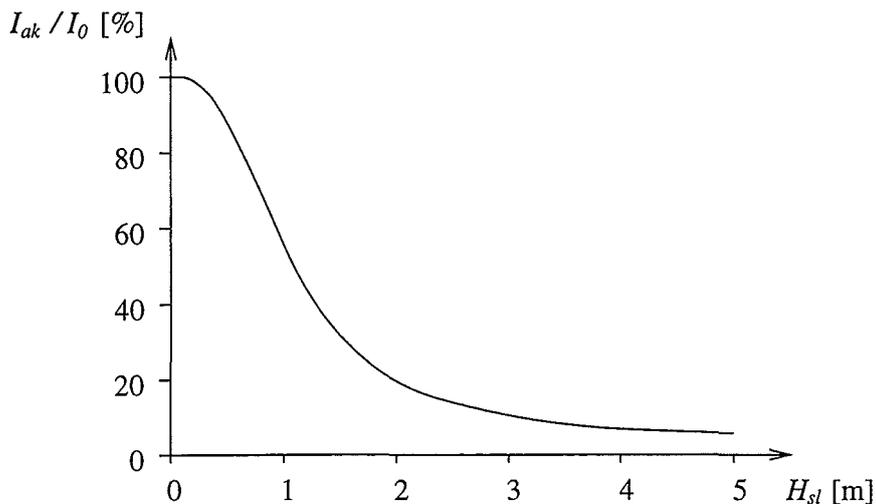


Abbildung 3.18: Der in der akustischen Phase übertragene Impuls in Abhängigkeit von der Slug-Höhe

Das gilt für einen Aufprall, bei dem Slug-Front und Hindernis genau aufeinander passen. Solche Verhältnisse sind in der Realität jedoch äußerst unwahrscheinlich. Wenn die Slug-Front nicht genau der Form des Hindernisses entspricht, bedeutet das eine große Reduzierung der anfänglichen Kontaktfläche und damit des zu Beginn übertragenen Impulses.

3.5.2 Einfluß der Schallgeschwindigkeit im Fluid

Die in der akustischen Phase auftretenden Drücke liegen bei $p = \rho c v$, wenn das Fluid auf ein starres Hindernis auftrifft. Die Schallgeschwindigkeit c ist sehr viel größer als die hier auftretenden Strömungsgeschwindigkeiten, so daß die akustischen Drücke recht groß werden: Bei den FLIPPER-Experimenten ergeben sich bei einer Schallgeschwindigkeit von $c = 1500 \text{ m/s}$ in Wasser Drücke im Bereich von 150 bar .

Aber schon kleine Abweichungen von der Einphasigkeit der Flüssigkeit führen zu einer deutlich reduzierten Schallgeschwindigkeit. Die Betrachtung der Schallgeschwindigkeit c_α eines Zweiphasengemisches (ineinander nicht löslicher Stoffe, z.B.

Luft und Wasser) verdeutlicht dies ([69], Abb. 3.19):

$$\frac{1}{\rho_\alpha c_\alpha^2} = \frac{1-\alpha}{\rho_1 c_1^2} + \frac{\alpha}{\rho_2 c_2^2}, \quad (3.48)$$

mit der Dichte ρ_α des Gemisches, den Dichten ρ_1 und ρ_2 der beiden Komponenten, den einphasigen Schallgeschwindigkeiten c_1 und c_2 sowie dem Volumenanteil α der Phase 2 im Gemisch.

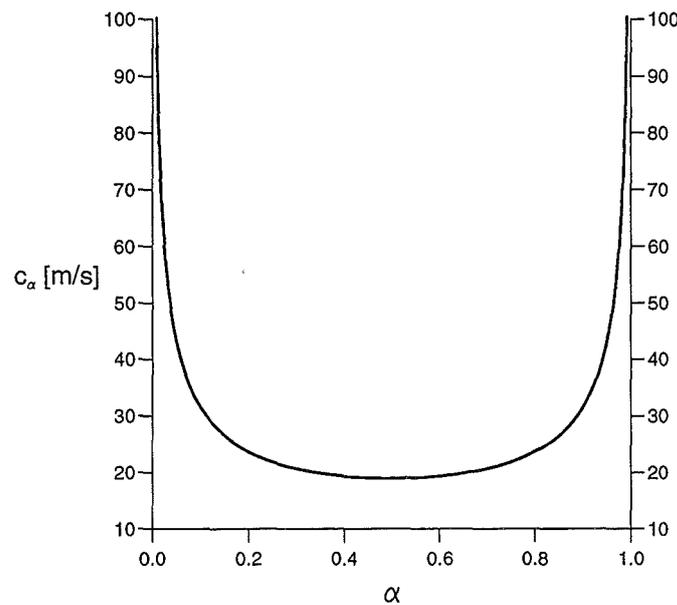


Abbildung 3.19: Schallgeschwindigkeit c_α eines Luft-Wasser-Zweiphasengemisches, aufgetragen über dem Volumenanteil α des Wassers

Es ist anzunehmen, daß der Slug nicht aus einer homogenen (einphasigen) Flüssigkeit besteht. Bei den FLIPPER-Experimenten können sich Luft- und Dampfblasen im Slug bilden. Als mögliche Ursachen kommen die Kavitation auf Grund von Verdichtungs- und Verdünnungswellen bei der Beschleunigung durch das Fallgewicht und das Eindringen von Luft in die Slug-Oberfläche während seines „Fluges“, insbesondere kurz vor der Berührung der Platte durch das zwischen Slug und Platte befindliche „Luftkissen“, in Frage.

Auch der bei einer Dampfexplosion im RDB entstehende Kernschmelzen-Slug besteht nicht nur aus geschmolzenem, einphasigem Kernmaterial. Es ist vielmehr zu erwarten, daß der Slug neben festen Bestandteilen als Folge der Dampfexplosion auch Gaseinschlüsse enthält.

Die vom Slug getroffenen Strukturen (Prallplatte bei FLIPPER, Einbauten und Deckel des RDB) sind darüber hinaus nicht starr, sondern nachgiebig. Dadurch reduziert sich die zur Berechnung des akustischen Druckes zu verwendende Schallge-

schwindigkeit. Diese Ersatzschallgeschwindigkeit ist kleiner als die einzelnen Schallgeschwindigkeiten der am Aufprall beteiligten Komponenten.

Die Folge einer Verringerung der Schallgeschwindigkeit ist eine ebenso deutliche Reduzierung der auf dem akustischen Druck basierenden Impact-Kraft.

Auf Grund der vorangehenden Überlegungen erscheint die Vernachlässigung der akustischen Phase hier gerechtfertigt. Unterstützt wird dies auch durch die Ergebnisse der FLIPPER-Versuche, bei denen keine dem akustischen Druck zuzuordnende Kraft gemessen wurde.

3.6 Aufprall auf eine nachgiebige Struktur

In Abschnitt 3.1 wurden die Gleichungen für die Slug-Bewegung und die Fluidkraft hergeleitet. Da der Produktansatz für die Geschwindigkeitsverteilung in x -Richtung (3.7) und die Kontinuitätsgleichung (3.9) nur für Relativgeschwindigkeiten gelten, ist die Differentialgleichung (3.31) lediglich auf den Fall einer ruhenden, starren Struktur anzuwenden (wie dies z.B. bei den FLIPPER-Experimenten der Fall ist). Im Falle einer nachgiebigen Struktur müssen einige Ergänzungen gemacht werden, die in diesem Abschnitt erläutert werden. Dazu wird der Impulssatz noch einmal betrachtet: In der Form von (3.5) gilt er für die absoluten Geschwindigkeiten $v_x(x, t)$:

$$\int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} dV + \int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} dV = \sum F_x. \quad (3.49)$$

Im Fall einer nachgiebigen Struktur setzen sich die absoluten Geschwindigkeiten zusammen aus den Relativgeschwindigkeiten des Slugs $v_{x,rel}(x, t)$ und der Geschwindigkeit der Struktur $v_s(t)$:

$$v_x(x, t) = v_s(t) + v_{x,rel}(x, t). \quad (3.50)$$

Diese Größen werden in die Terme der lokalen und der konvektiven Impulsänderung eingesetzt:

$$\int_V \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} dV = \int_V \rho \frac{\partial v_s}{\partial t} dV + \int_V \rho \frac{\partial v_{x,rel}}{\partial t} dV, \quad (3.51)$$

$$\int_V \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} dV = \int_V \rho v_s \frac{\partial v_s}{\partial x} dV + \int_V \rho v_{x,rel} \frac{\partial v_{x,rel}}{\partial x} dV. \quad (3.52)$$

Die Integrale, in denen die Struktur-Geschwindigkeit v_s auftaucht, lassen sich leicht berechnen, da v_s nicht von x abhängt:

$$\int_V \rho \frac{\partial v_s}{\partial t} dV = \frac{\partial v_s}{\partial t} \int_V \rho dV = \dot{v}_s M_{sl}, \quad (3.53)$$

$$\int_V \rho v_s \frac{\partial v_s}{\partial x} dV = 0. \quad (3.54)$$

M_{sl} ist die Masse des Slugs. Die Auswertung der Integrale mit den relativen Geschwindigkeiten erfolgt wie in den Abschnitten 3.1.2 und 3.1.3.

Die Kraft zwischen Slug und Struktur kann nur durch die Relativströmung verursacht sein:

$$F_C = -C \rho A_{sl2} v_{x,rel2}^2. \quad (3.55)$$

Damit nimmt (3.49) die folgende Form an:

$$M_{sl} \ddot{x}_s + \rho A_{sl2} (x_{sl1,rel} - x_{sl2,rel}) \ddot{x}_{sl2,rel} - K \rho A_{sl2} \dot{x}_{sl2,rel}^2 = -C \rho A_{sl2} \dot{x}_{sl2,rel}^2 \quad (3.56)$$

Unter Berücksichtigung, daß

$$x_{sl1,rel} = x_{sl1} - x_s, \quad (3.57)$$

$$x_{sl2,rel} = x_{sl2} - x_s, \quad (3.58)$$

$$\dot{x}_{sl2,rel} = \dot{x}_{sl2} - \dot{x}_s, \quad (3.59)$$

$$\ddot{x}_{sl2,rel} = \ddot{x}_{sl2} - \ddot{x}_s \quad (3.60)$$

$$\text{und} \quad M_{sl} \approx \rho A_{sl2} (x_{sl1,rel} - x_{sl2,rel}) \quad (3.61)$$

erhält man die Differentialgleichung in absoluten Größen für einen Slug, der auf eine nachgiebige Struktur aufprallt und/oder sie durchströmt:

$$\rho A_{sl2} (x_{sl1} - x_{sl2}) \ddot{x}_{sl2} - K \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_s)^2 = -C \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_s)^2. \quad (3.62)$$

Der mittlere Umlenkwinkel α und damit der Parameter K sowie der Parameter C sind von der Geometrie abhängige Größen. Sie können sich beim Eindringen des Slugs in eine Struktur verändern, erstens beim Vordringen des Slugs in die Struktur und zweitens wenn sich die Geometrie der Struktur durch ihre Bewegung ändert. Diese Größen sind also abhängig von den Koordinaten x_{sl2} und x_s . Um den Aufprall und das Eindringen des Slugs in eine nachgiebige Struktur beschreiben zu können, müssen daher entweder die Funktionen $\alpha(x_{sl2}, x_s)$, bzw. $K(x_{sl2}, x_s)$ und $C(x_{sl2}, x_s)$ bekannt sein, oder sie werden für die unterschiedlichen Geometrien aus den Experimenten bestimmt.

Kapitel 4

Beschreibung und Verknüpfung der Teilmodelle

4.1 Slug

Daten und Formelzeichen den Slug betreffend

f_d	Formparameter
$f_{gr} = 0.4$	Verhältnis Rostauslenkungen
f_{hb}	Verhältnis Deckelauslenkungen
$f_{sl-c} = w_{sl-c}/w_{gr}$	Verhältnis Rostauslenkungen
$f_{sl-gr} = w_{sl-gr}/w_{gr}$	Verhältnis Rostauslenkungen
$f_{sl1-gr} = w_{sl1-gr}/w_{gr}$	Verhältnis Rostauslenkungen
h_d	Domhöhe
h_{d0}	Domhöhe zu Beginn des Deckelkontaktes
$h_B = 1.173 \text{ m}$	Höhe der Deckelschale
m_0	Slug-Anfangsmasse
m_{sl}	Slug-Masse
t	Zeit
v_{sl1}	Geschwindigkeit der Slug-Front
v_{sl2}	Geschwindigkeit des unteren Slug-Endes
v_0	Anfangsgeschwindigkeit des Slugs
w_{sl-c}	Auslenkung des Rostes an der Stelle R_{sl-c}
w_{sl-gr}	Auslenkung des Rostes an der Stelle R_{sl-gr}
w_{sl1-gr}	Auslenkung des Rostes an der Stelle R_{sl2}
w_{gr}	Auslenkung des Rostes im Mittelpunkt

w_{gr}^*	Auslenkung des Rostes an der Stelle R_{ers}
w_h	Auslenkung der Deckelschale
w_h^*	Auslenkung der Deckelschale bei R_{sl-h}
x_b	Koordinate des Deckelflansches
x_c	Koordinate der Rohre (unteres Ende)
x_{gr1}	Koordinate des Rostgitters
x_{gr2}	Koordinate des Rostflansches
x_h	Koordinate der Deckelschale
x_{sl1}	Koordinate der Slug-Front
$x_{sl1.0} = 0 \text{ m}$	Anfangskoordinate der Slug-Front
x_{sl-c}	Obere Position der Rohre für den Slug
x_{sl-gr}	Position der Stelle R_{sl-gr} des Rostes
x_{sl1-gr}	Position der Stelle R_{sl2} des Rostes
x_{sl2}	Koordinate des unteren Slug-Endes
$x_{sl2.0} = -H_{sl}$	Anfangskoordinate des unteren Slug-Endes
x_{sl2}^*	Koordinate beim Deckelkontakt
x_{sl2}^{**}	Koordinate bei Erreichen des Deckelzenits
$r = \sqrt{y^2 + z^2}$	Radiale Koordinate
A_{sl1}	Slug-Frontfläche
A_{sl2}	Fläche unteres Slug-Ende
A_{sl-gr}	Berührfläche Slug – Rost
A_{sl-h}	Berührfläche Slug – Deckel
C_c	Parameter Slug – Rohre
C_{gp}	Parameter Slug – Gitterplatte
C_{gr}	Parameter Slug – Rost
C_{h1}	Parameter Slug – Deckel
C_{h2}	Parameter Slug – Deckel
F_{sl-c}	Kraft Slug – Gitterplatte
F_{sl-c}^K	Konvektive Kraft Slug – Gitterplatte
F_{sl-gr1}	Kraft Slug – Rostgitter
F_{sl-gr1}^K	Konvektive Kraft Slug – Rostgitter
F_{sl-gr2}	Kraft Slug – Rostflansch
F_{sl-gr2}^K	Konvektive Kraft Slug – Rostflansch
F_{sl-h}	Kraft Slug – Deckelschale
F_{sl-h}^K	Konvektive Kraft Slug – Deckelschale

F_{sl-b}	Kraft Slug – Deckelflansch
F_{sl-b}^K	Konvektive Kraft Slug – Deckelflansch
H_{sl}	Ausdehnung des Slugs in Aufprallrichtung
K_c	Parameter Slug – Rohre
K_{gp}	Parameter Slug – Gitterplatte
K_{gr}	Parameter Slug – Rost
K_{h1}	Parameter Slug – Deckel
K_{h2}	Parameter Slug – Deckel
L_{sl-c}	Benetzte Rohrlänge
$L_c = 2.46$ m	Länge der Rohre
R_{ers}	Ersatzradius der Rohre
R_{gr1}	Außenradius des Gitters
$R_h = 2.271$ m	Innenradius des Deckels
R_{sl1}	Innenradius des Slugs während der ersten Phase
R_{sl2}	Außenradius des Slugs
$R_{sl-c} = R_{sl2}/2$	Radius an der Position x_{sl-c}
R_{sl-gr}	Ersatzradius des Kraftangriffes Slug – Rost
R_{sl-h}	Ersatzradius des Kraftangriffes Slug – Deckel
$R_B = 2.785$ m	Krümmungsradius der (unverformten) Schale
V_d	Domvolumen
V_0	Domvolumen zu Beginn des Deckelkontaktes
α	Mittlerer Strömungs-Umlenkwinkel
$\rho = 10\,000$ kg/m ³	Fluiddichte
Δx_{sl2}	Koordinatendifferenz

4.1.1 Bewegung des Slugs durch die Einbauten

In Kapitel 3 wurde die Differentialgleichung hergeleitet, die sowohl die Slug-Bewegung als auch die Kraft zwischen Slug und nachgiebigen Strukturen beschreibt. In diesem Kapitel werden die Beziehungen angewendet, um die Wechselwirkungen des Slugs mit den Einbauten und dem RDB-Deckel zu beschreiben.

Der Slug tritt während des Impact-Vorganges in Kontakt mit den verschiedenen Strukturteilen, die jeweils eine andere Geometrie und anderes Verformungsverhalten besitzen. Das bedeutet wechselnde Randbedingungen zur Lösung der Differentialgleichung (3.62) für den Slug von Impact-Beginn bis zum Ende des gesamten Vorganges und hat zur Folge, daß die Koeffizienten nicht konstant sind, sondern sich mit der Zeit ändern: $C = C(\underline{x}(t))$ und $K = K(\underline{x}(t))$. Diese Zusammenhänge sind a priori nicht bekannt, sie können für unterschiedliche Geometrien lediglich

abgeschätzt werden.

Die Bewegung (Ort und Geschwindigkeit) des Slugs wird durch den Freiheitsgrad am Slug-Ende x_{sl2} bzw. v_{sl2} erfaßt. Ausgehend von der Anfangsgeschwindigkeit $v_{sl2}(t=0) = v_0$ erhält man aus der Lösung der Differentialgleichung (3.62) $v_{sl2}(t)$ und daraus $x_{sl2}(t)$.

Die Slug-Front x_{sl1} eilt dem Freiheitsgrad x_{sl2} um die „Höhe“ $H_{sl} = x_{sl1} - x_{sl2}$ voraus, das ist die Ausdehnung des Slugs in Aufprallrichtung. Für $t = 0$, d.h. unmittelbar vor dem Auftreffen des Slugs auf die Strukturen kann H_{sl} aus der Slug-Masse m_0 , der Fluidichte ρ und der Querschnittsfläche A_{sl2} berechnet werden:

$$H_{sl} = \frac{m_0}{\rho A_{sl2}}. \quad (4.1)$$

Es wird die Annahme gemacht, daß dieser Wert bis zum Kontakt des Slugs mit dem RDB-Deckel unverändert bleibt. Diese Vereinfachung ist gerechtfertigt, wenn sich die Geschwindigkeit der Slug-Front v_{sl1} nur wenig von v_{sl2} unterscheidet, d.h. der mittlere Umlenkwinkel α an den Einbauten klein ist. Nach (3.23) ist dann:

$$v_{sl1} = v_{sl2} \cos \alpha \approx v_{sl2}. \quad (4.2)$$

Bei den FLIPPER-Experimenten wurde α zu 10° bestimmt (Abschnitt 3.4). Für $\alpha = 20^\circ$ ist die Abweichung noch unter 10%. Damit kann das Auftreffen des Slugs während des Impact-Vorganges auf die verschiedenen Strukturteile beschrieben werden.

4.1.2 Wechselwirkung zwischen Slug und Gitterplatte

Der Kernschmelzen-Slug trifft bei $x_{sl1} = x_c$ auf die Gitterplatte auf, die das untere Ende der Steuerstabführungsrohre fixiert. Sie ist eine ebene gelochte Platte (Abb. 4.7). Der Slug ist in Wechselwirkung mit der Gitterplatte, bis das untere Slug-Ende die Platte passiert hat ($x_{sl2} \geq x_c$). Während dieser Zeit wirken die untenstehenden Kräfte. Der Term der konvektiven Impulsänderung wird im folgenden als Kraft F^K bezeichnet:

$$F_{sl-c} = C_{gp} \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_c)^2, \quad (4.3)$$

$$F_{sl-c}^K = K_{gp} \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_c)^2, \quad (4.4)$$

mit den Parametern für die Geometrie der Gitterplatte:

$$\begin{aligned} C &= C_{gp}, \\ K &= K_{gp}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

4.1.3 Wechselwirkung zwischen Slug und Rohren

In Bewegungsrichtung des Slugs schließen sich unmittelbar hinter der Gitterplatte die Steuerstabführungsrohre an. Wenn die (kleine) Dicke der Gitterplatte vernachlässigt wird, tritt der Slug bei $x_{sl1} = x_c$ mit den Rohren in Kontakt. Die Slug-Front verläßt das Teilmodell der Rohre bei x_{sl-c} . Das ist die Stelle des Oberen Rostes an einem mittleren Ersatzradius des Slugs R_{sl-c} (Abb. 4.1):

$$x_{sl-c} = x_{gr2} + w_{sl-c}, \quad (4.6)$$

$$w_{sl-c} = f_{sl-c} w_{gr}. \quad (4.7)$$

Bei der Modellierung der mechanischen Eigenschaften des Rostgitters in Abschnitt (4.3.2) wird ein kubischer Verformungsansatz benutzt (Glg. 4.83). Für das Verhältnis der Auslenkungen ergibt sich in diesem Fall:

$$f_{sl-c} = \frac{w_{sl-c}}{w_{gr}} = 2 \left(\frac{R_{sl-c}}{R_{gr1}} \right)^3 - 3 \left(\frac{R_{sl-c}}{R_{gr1}} \right)^2 + 1, \quad (4.8)$$

mit der Festlegung des Ersatzradius des Slugs auf:

$$R_{sl-c} = \frac{R_{sl2}}{2}. \quad (4.9)$$

Der Slug durchströmt die Rohrzwischenräume in Längsrichtung (Abb. 4.1). Je weiter der Slug in das Gebiet der Rohre eingedrungen ist, desto größer wird die Fluidkraft F_C sein, da die Versperrung durch die verformten Rohre dabei zunimmt. Für den Parameter C wird deshalb vorgegeben, daß er proportional zur benetzten Länge L_{sl-c} der Rohre ist und maximal den vorgegebenen Wert C_c erreichen kann. K wird als konstant betrachtet:

$$\begin{aligned} C &= C_c \frac{L_{sl-c}}{L_c}, \\ K &= K_c, \end{aligned} \quad (4.10)$$

Nach dieser Annahme wird zu Beginn der Wechselwirkung des Slugs mit den Rohren $C = 0$, was bei $K_c > 0$ zu einer Beschleunigung des Slugs führen könnte. Da jedoch in diesem Fall bereits die verzögernde Kraft durch die Gitterplatte F_{sl-c} wirkt und der Parameter K_c klein ist, ist eine Beschleunigung des Slugs in jedem Fall ausgeschlossen und damit diese Vernachlässigung gerechtfertigt. L_c die Ausgangslänge der (unverformten) Rohre und

$$L_{sl-c} = \begin{cases} x_{sl1} - x_c & : x_c \leq x_{sl1} \leq x_{sl-c}, \quad x_{sl2} < x_c \\ x_{sl1} - x_{sl2} & : x_c \leq x_{sl1} \leq x_{sl-c}, \quad x_c \leq x_{sl2} \leq x_{sl-c} \\ x_{sl-c} - x_c & : x_{sl1} > x_{sl-c}, \quad x_{sl2} < x_c \\ x_{sl-c} - x_{sl2} & : x_{sl1} > x_{sl-c}, \quad x_c \leq x_{sl2} \leq x_{sl-c} \\ 0 & : \text{sonst} \end{cases} \quad (4.11)$$

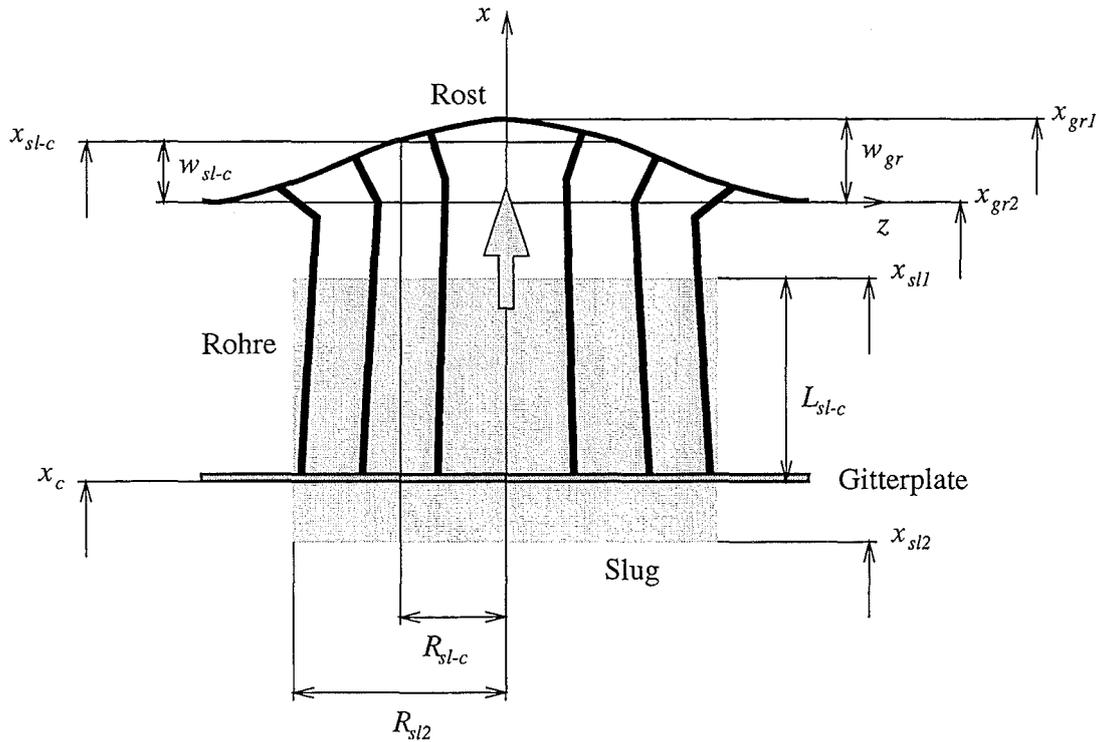


Abbildung 4.1: Zur Bestimmung der benetzten Länge L_{sl-c} der Rohre

Da die Masse der Rohre dem Oberen Rost zugeschlagen wird (Abschnitt 4.2), wird die Kraft zwischen Slug und Steuerstabführungsrohren direkt auf den Oberen Rost übertragen. Diese Kraft greife als Linienlast auf dem Kreis mit dem Radius R_{ers} am Oberen Rost an (4.2). Das ist der mittlere Positionsradius der Rohre (Abschnitt 4.2). Die Kraft wird aufgeteilt in eine Kraft F_{sl-gr1} , die am Rostmittelpunkt, dem Freiheitsgrad des Rostgitters, angreift, und eine Kraft F_{sl-gr2} , die dem Freiheitsgrad des Rosttragringes zugeordnet ist (Abb. 4.2). Um den Aufteilungsfaktor f_{gr} abzuschätzen, wird ein statisch äquivalentes Kraftsystem betrachtet. In diesem Fall müssen die bei der Verformung des Rostgitters geleisteten Arbeiten von F_C entlang w_{gr}^* und F_{sl-gr1} entlang w_{gr} gleich sein:

$$F_{sl-gr1} \cdot w_{gr} = F_C \cdot w_{gr}^* . \quad (4.12)$$

Hier ist das Verhältnis der Auslenkungen:

$$f_{gr} = \frac{w_{gr}^*}{w_{gr}} = 2 \left(\frac{R_{ers}}{R_{gr1}} \right)^3 - 3 \left(\frac{R_{ers}}{R_{gr1}} \right)^2 + 1 , \quad (4.13)$$

Vereinfachend wird der so ermittelte Aufteilungsfaktor f_{gr} auch für den dynamischen Fall übernommen. Die auf die beiden Rostfreiheitsgrade wirkenden Fluidkräfte

Mit den entsprechenden Relativgeschwindigkeiten können die dynamischen Kräfte während des Kontaktes angegeben werden:

$$F_{sl-gr1}|_{gr} = f_{sl-gr} C_{gr} \frac{A_{sl-gr}}{A_{sl2}} \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_{gr1})^2, \quad (4.26)$$

$$F_{sl-gr1}^K|_{gr} = f_{sl-gr} K_{gr} \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_{gr1})^2, \quad (4.27)$$

$$F_{sl-gr2}|_{gr} = (1 - f_{sl-gr}) C_{gr} \frac{A_{sl-gr}}{A_{sl2}} \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_{gr2})^2, \quad (4.28)$$

$$F_{sl-gr2}^K|_{gr} = (1 - f_{sl-gr}) K_{gr} \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_{gr2})^2. \quad (4.29)$$

Nachdem das untere Ende des Slugs den Rost hinter sich gelassen hat ($x_{sl2} > x_{gr1}$), ist die Wechselwirkung des Slugs mit dem Rost vorüber, die Kräfte, d.h. die Parameter C_{gr} und K_{gr} verschwinden.

Die gesamten Kräfte vom Slug auf den Rost setzen sich zusammen aus den über die Rohre übertragenen und den direkt auf den Rost wirkenden Kräften:

$$F_{sl-gr1} = F_{sl-gr1}|_c + F_{sl-gr1}|_{gr}, \quad (4.30)$$

$$F_{sl-gr1}^K = F_{sl-gr1}^K|_c + F_{sl-gr1}^K|_{gr}, \quad (4.31)$$

$$F_{sl-gr2} = F_{sl-gr2}|_c + F_{sl-gr2}|_{gr}, \quad (4.32)$$

$$F_{sl-gr2}^K = F_{sl-gr2}^K|_c + F_{sl-gr2}^K|_{gr}. \quad (4.33)$$

4.1.5 Wechselwirkung zwischen Slug und Deckel

Die Wechselwirkung zwischen Slug und Deckel beginnt, wenn die Slug-Front x_{sl1} den Deckel beim Radius R_{sl2} berührt (Abb. 4.4). Das ist der Fall bei $x_{sl1} = x_h - h_{d0}$.

Der Kontakt des Slugs mit dem Deckel wird in zwei Phasen unterteilt. In der ersten Phase nimmt die Auftrefffläche A_{sl-h} zu, bis die Slug-Front den Deckelzenit erreicht hat und $A_{sl-h} = A_{sl2}$ ist. Die Domnhöhe h_{d0} beim Auftreffen des zylindrischen Slugs auf den Deckel ist:

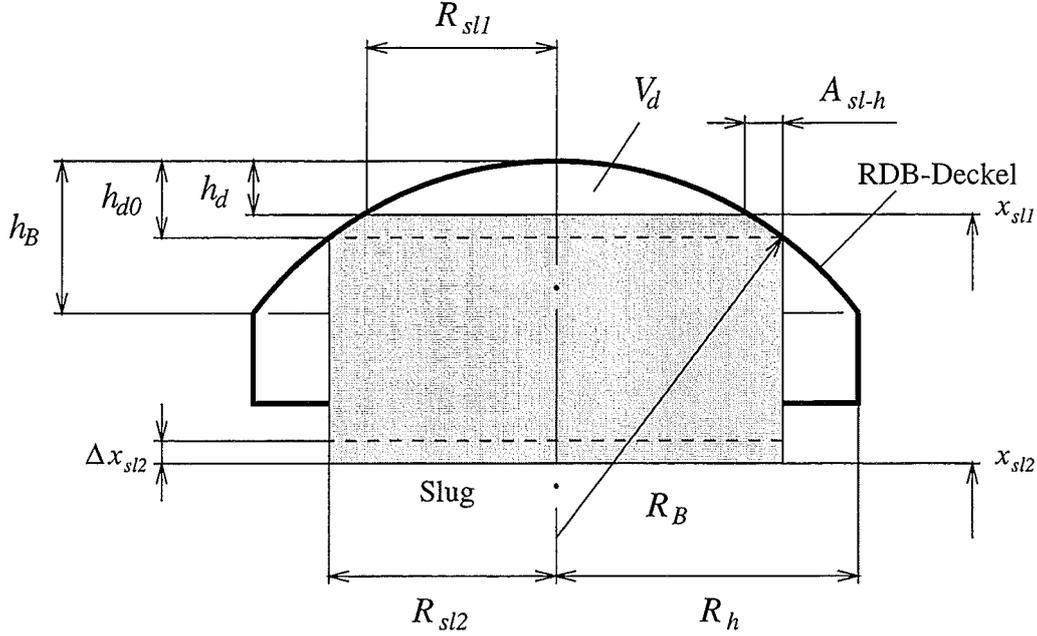
$$h_{d0} = f_d \left(R_B - \sqrt{R_B^2 - R_{sl2}^2} \right), \quad (4.34)$$

$$\text{mit } f_d = 0 \dots 1. \quad (4.35)$$

Zur Berücksichtigung der Slug-Form (Abweichen von Zylinder, „Hineinpassen“ in Deckel), wurde der Formparameter f_d eingeführt.

A_{sl-h} kann über die Betrachtung des eingeschlossenen Volumens V_d des Kugelabschnitts abgeschätzt werden. Es ist:

$$V_d = \pi h_d^2 \left(R_B - \frac{h_d}{3} \right) \equiv V_0 - \frac{A_{sl2} + A_{sl-h}}{2} \Delta x_{sl2}, \quad (4.36)$$

Abbildung 4.4: Zur Berechnung der Berührfläche A_{sl-h} zwischen Slug und Deckel

$$V_0 = \pi h_{d0}^2 \left(R_B - \frac{h_{d0}}{3} \right), \quad (4.37)$$

$$\Delta x_{sl2} = x_{sl2} - x_{sl2}^*. \quad (4.38)$$

x_{sl2}^* ist die Koordinate x_{sl2} im Moment des Auftreffens. Mit

$$R_{sl1} = \sqrt{2 R_B h_d - h_d^2} \quad (4.39)$$

$$\text{wird } A_{sl-h} = \pi (R_{sl2}^2 - R_{sl1}^2). \quad (4.40)$$

Die gesuchte Auftrefffläche A_{sl-h} wird iterativ aus den Gleichungen (4.36) bis (4.40) bestimmt.

Während dieser Phase ist der Parameter C eine Funktion der Fläche A_{sl-h} und des Abstandes der Slug-Front vom Deckelzenit h_d :

$$C = C_{h1} \left(1 - \frac{h_d}{h_{d0}} \right) \frac{A_{sl-h}}{A_{sl2}}, \quad (4.41)$$

$$K = K_{h1}.$$

Dabei ist C_{h1} der vorgegebene maximale Wert für C in der ersten Phase.

Die Slug-Front hat den Zenit des Deckels erreicht, wenn $h_d = 0$ wird. Die Koordinate des unteren Slug-Endes sei dabei x_{sl2}^{**} . Damit beginnt die zweite Phase des Kontaktes zwischen Slug und Deckel, während der die Koordinate der Slug-Front gleich

der Deckelkoordinate ist ($x_{sl1} = x_h$). Die Berührfläche zwischen Slug und Deckel steigt bedingt durch die Strömungsumlenkung entlang der Deckelschale weiter an bis die Deckelgrundfläche $A_h = \pi R_h^2$ benetzt ist. Es wird ein lineares Anwachsen der Fläche A_{sl-h} mit x_{sl2} angenommen:

$$A_{sl-h} = \begin{cases} A_{sl2} + \pi (R_h^2 - R_{sl2}^2) \frac{x_{sl2} - x_{sl2}^{**}}{h_B - h_{d0}} & : x_{sl2} - x_{sl2}^{**} \leq h_B - h_{d0} \\ A_h & : x_{sl2} - x_{sl2}^{**} > h_B - h_{d0} \end{cases} \quad (4.42)$$

Die Parameter C und K nehmen in dieser Phase konstante Werte an:

$$\begin{aligned} C &= C_{h2}, \\ K &= K_{h2}. \end{aligned} \quad (4.43)$$

Auch hier wird eine Aufteilung der vom Slug ausgeübten Kräfte auf die beiden Freiheitsgrade des RDB-Deckels vorgenommen. Die Kraft F_C vom Slug auf den Deckel wirke als Linienlast auf dem Radius

$$R_{sl-h} = \frac{R_{sl1} + R_{sl2}}{2}. \quad (4.44)$$

Dort ist die Schalenverformung w_h^* . Gesucht werden die Ersatzkräfte vom Slug auf die Deckelschale F_{sl-h} (Angriffspunkt Deckelmitte) und auf den Flansch F_{sl-b} (Angriffspunkt Deckelflansch). Analog zu oben wird der Aufteilungsfaktor f_{hb} für die Kräfte aus dem Vergleich der im statischen Fall geleisteten Arbeiten bestimmt (Abb. 4.5):

$$F_{sl-h} w_h = F_C w_h^*. \quad (4.45)$$

Die Verformung des Schalenbereichs des Deckels wird durch einen Polynomansatz 2. Ordnung angenähert:

$$w(r) = w_h \left[1 - \left(\frac{r}{R_h} \right)^2 \right], \quad (4.46)$$

$$(4.47)$$

mit der Deckelauslenkung im Zenit w_h . Für das Verhältnis der Auslenkungen ergibt sich damit:

$$f_{hb} = \frac{w_h^*}{w_h} = 1 - \left(\frac{R_{sl-h}}{R_h} \right)^2. \quad (4.48)$$

Schließlich erhält man für die Kräfte, die in der ersten Phase des Kontaktes vom Slug auf den Deckel wirken:

$$F_{sl-h} = f_{hb} C_{h1} \left(1 - \frac{h_d}{h_{d0}} \right) \frac{A_{sl-h}}{A_{sl2}} \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_h)^2, \quad (4.49)$$

4.2 Steuerstabführungsrohre

Daten und Formelzeichen die Steuerstabführungsrohre betreffend

$d_c = 0.256$ m	Innendurchmesser der Rohre
$f_{gr} = w_{gr}^*/w_{gr} = 0.4$	Verhältnis der Rostverformungen
$m_c = N_c m_{c1} = 17\ 000$ kg	Masse aller Rohre mit Einsätzen
$m_{c1} = 279$ kg	Masse eines Rohres mit Einsätzen
$m_{gp} = 2\ 300$ kg	Masse der Gitterplatte
$t = 0.0085$ m	Wandstärke
x_c	Koordinate der Rohre
$x_{c,0} = 0$ m	Anfangskoordinate der Rohre
x_{gr1}	Koordinate des Rostgitters
$x_{gr1,0} = 3.0$ m	Anfangswert Gitterkoordinate
x_{gr2}	Koordinate des Rosttragringes
$x_{gr2,0} = 3.26$ m	Anfangswert Tragringkoordinate
w_c	Axiale Rohrverformung
w_{gr}	Durchsenkung des Rostes im Gittermittelpunkt
w_{gr}^*	Durchsenkung des Rostes an der Stelle R_{ers}
$A_c = 8$ m ²	Grundfläche des Rohrbündels
$A_{c,0} = \pi (D_c t - t^2)$	Rohrquerschnittsfläche ohne Einsätze
$D_c = 0.273$ m	Außendurchmesser der Rohre
$F_{c,0}$	Kraft bei Streckgrenze der Rohre
F_{c-gr}	Verformungskraft der Rohre
F_{c-gr1}	Kraft der Rohre auf Rostgitter
F_{c-gr2}	Kraft der Rohre auf Rosttragring
$F_{gr1-gr2}$	Statische Gitterverformungskraft
F_{gr}^*	Kraft im Gelenk 1
$L_c = 2.46$ m	Länge der Rohre
$N_c = 61$	Anzahl Rohre
M_c	Moment im plastischen Gelenk
$R_{ers} = 1.135$ m	Ersatzradius der Rohre
$R_{gp} = 2.05$ m	Radius der Gitterplatte
R_{gr1}	Außenradius des Rostgitters
R_n	Position eines Rohres
V_c	Volumen der Rohre
$W_c \approx 5 \cdot 10^{-4}$ m ³	Widerstandsmoment der Rohre

Y_c	Auslenkung der Rohre
$Y_{c,max}$	maximale Auslenkung der Rohre
α	Winkel
β	Winkel
ϵ	Dehnung
ρ	Dichte
σ_0	Fließspannung

4.2.1 Komponenten des Teilmodells

Das Teilmodell für die Steuerstabführungsrohre umfaßt außer diesen noch die Gitterplatte, die die Rohre an deren unterem Ende fixiert (Abb. 4.6, 4.7). Der Freiheitsgrad x_c beschreibt die Bewegung der Gitterplatte. In Abb. 4.6 sind neben der Koordinate die auf das Teilmodell wirkenden Kräfte eingezeichnet. Diese sind die vom Slug auf die Gitterplatte ausgeübte Strömungskraft F_{sl-c} , wie sie in Abschnitt 4.1 angegeben wurde, und die Abstützkraft der Rohre auf den oberen Rost F_{c-gr} .

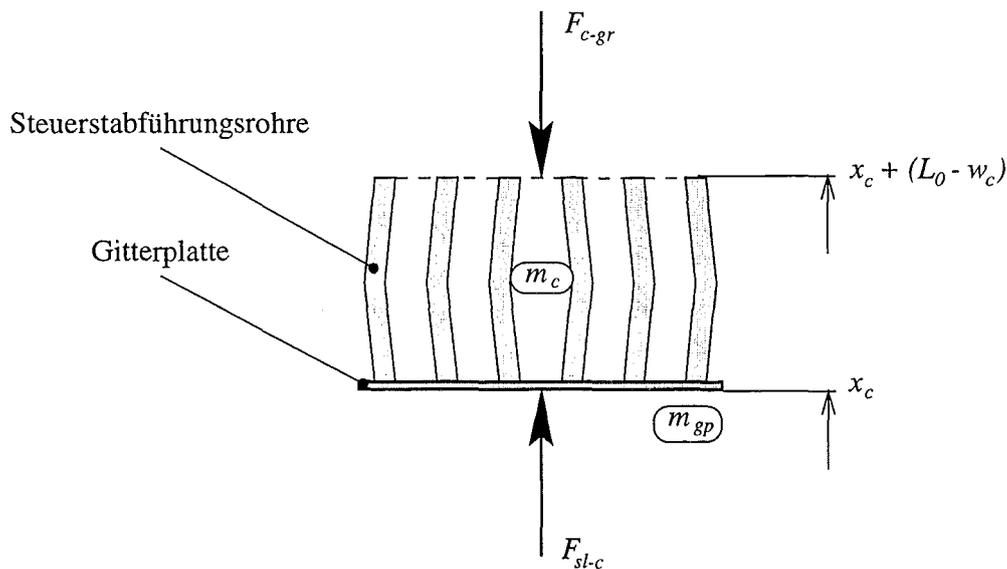


Abbildung 4.6: Teilmodell der Steuerstabführungsrohre mit Kräften

4.2.2 Mittlere Längenänderung der Rohre

Bei der Behandlung des Teilmodells werden keine Einzelrohre unterschieden. Die berechneten Kräfte und Verschiebungen sind folglich für alle Rohre gleich groß. Es wird erwartet, daß sich die Rohre in der Mitte des Bündels weniger verformen

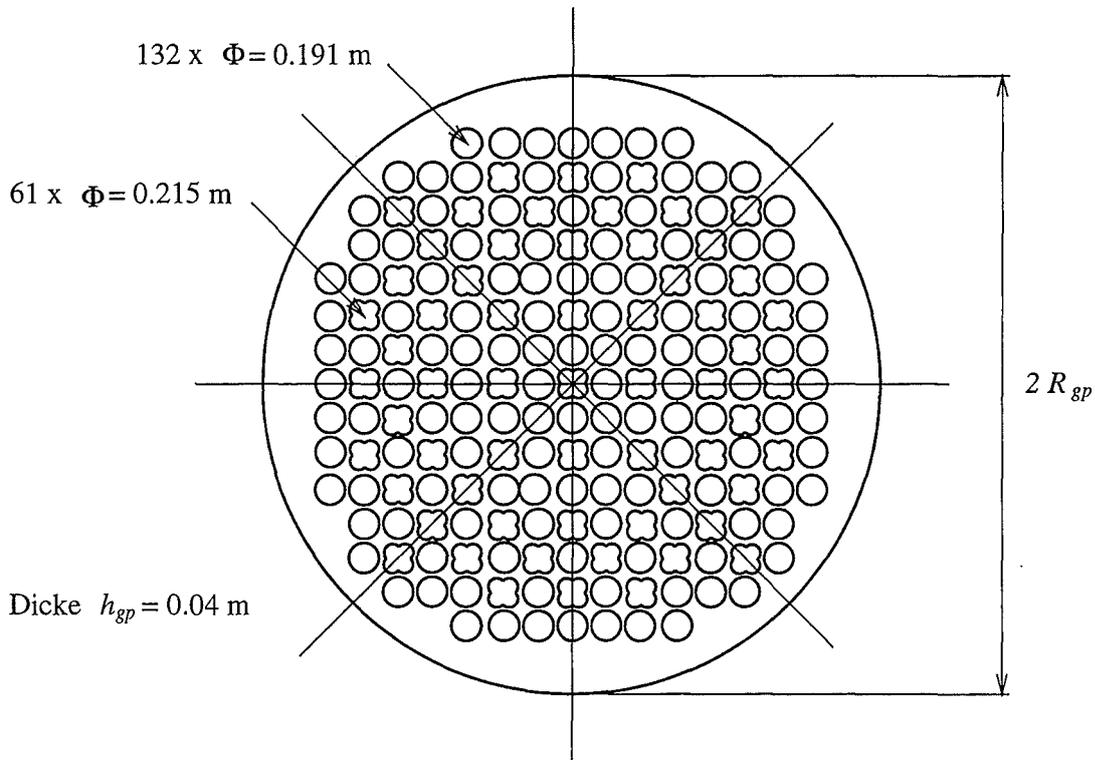


Abbildung 4.7: Hauptabmessungen der Gitterplatte

als die am Rand. Deshalb wird ein mittlerer Positionsradius definiert, der für alle Rohre gelte und an dem die Kraft zwischen den Rohren und dem Rost angreifen soll (Abb. 4.8):

$$R_{ers} = \frac{1}{N_c} \sum_{i=1}^{N_c} R_i. \quad (4.57)$$

R_i sind darin die Abstände der Rohre vom Mittelpunkt des Bündels.

Die mittlere Längenänderung w_c der Rohre wird aus den Verschiebungen von Gitterplatte und oberem Rost an der Stelle R_{ers} ermittelt. Dabei wird die kubisch angenommene Formfunktion für die Auslenkung des oberen Rostes (Abschnitt 4.3) berücksichtigt (Abb. 4.9):

$$w_c = x_c - (x_{gr2} - x_{gr2,0} + w_{gr}^*), \quad (4.58)$$

mit der Abkürzung

$$f_{gr} = \frac{w_{gr}^*}{w_{gr}} = 2 \left(\frac{R_{ers}}{R_{gr1}} \right)^3 - 3 \left(\frac{R_{ers}}{R_{gr1}} \right)^2 + 1, \quad (4.59)$$

$$w_{gr} = (x_{gr1} - x_{gr1,0}) - (x_{gr2} - x_{gr2,0}). \quad (4.60)$$

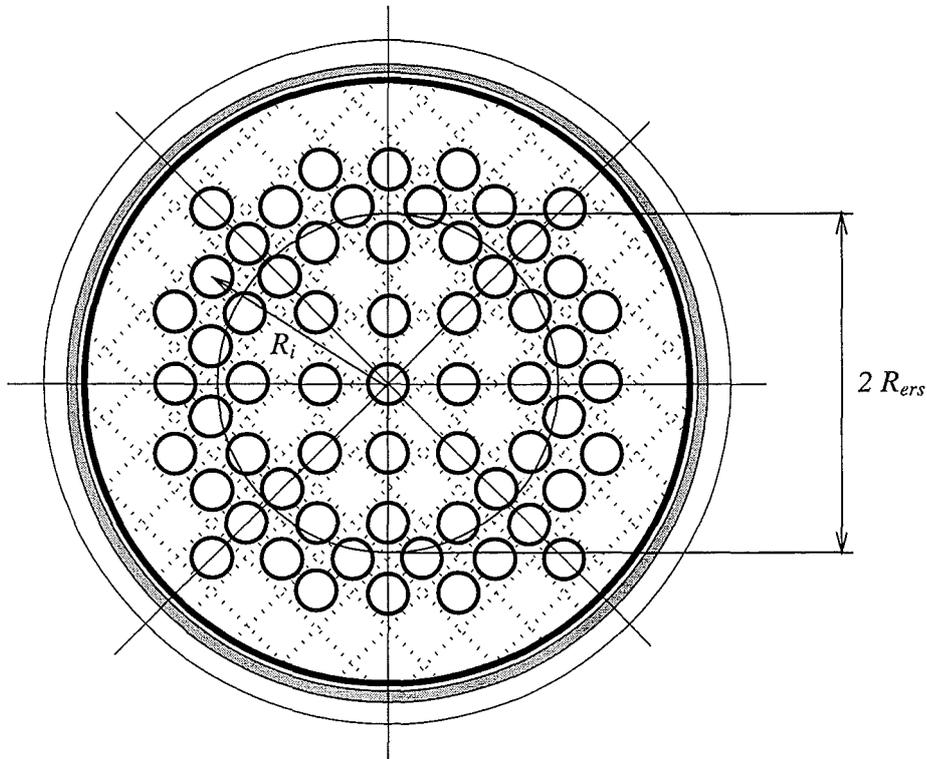


Abbildung 4.8: Anordnung der Rohre am Rost mit mittlerem Positionskreis ($2 R_{ers}$)

w_{gr} ist die Auslenkung im Rostmittelpunkt, berechnet aus den Freiheitsgraden des Rostgitters x_{gr1} und des Rosttragringes x_{gr2} ; w_{gr}^* ist die Rostauslenkung an der Stelle R_{ers} .

4.2.3 Einfluß der Rostverformung

Die Rohre sind fest mit dem Rost verbunden. Durch eine Verformung des Rostes tritt eine Verbiegung der Rohre um den Winkel β auf (Abb. 4.9). Dieser Verdrehwinkel ergibt sich aus der Annäherung der Rostverformung durch einen kubischen Ansatz zu:

$$\beta = -\arctan \left[\frac{6 R_{ers}}{R_{gr1}^2} \left(\frac{R_{ers}}{R_{gr1}} - 1 \right) \frac{w_{gr}^*}{f_{gr}} \right]. \quad (4.61)$$

Diese Verdrehung der Rohre ist mit einer Kraft verbunden, die als Ersatzkraft F_{gr}^* aus dem Arbeitsprinzip hergeleitet wird:

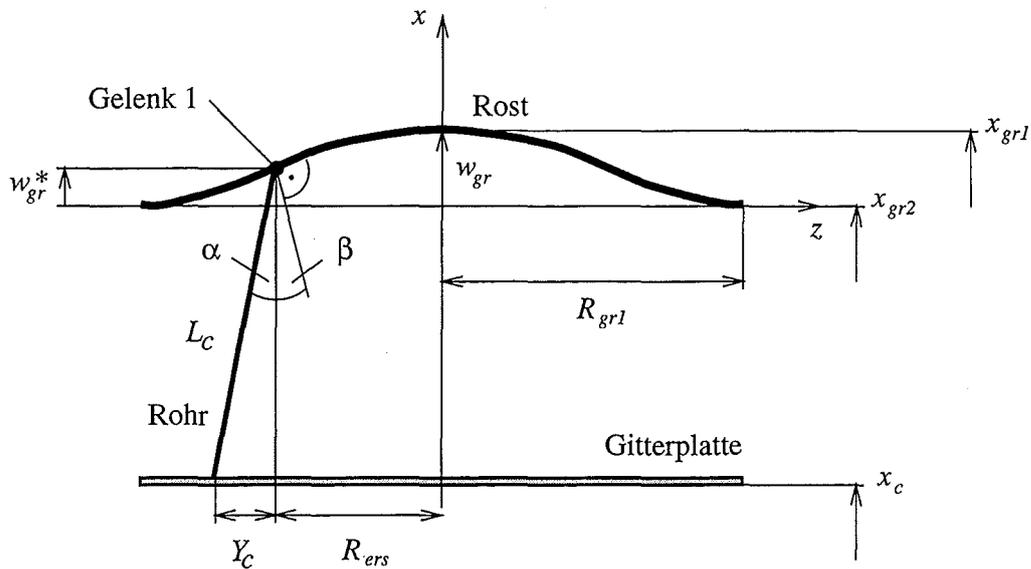


Abbildung 4.9: Das Knicken der Rohre im Gelenk 1 an der Einspannstelle hat eine rostversteifende Wirkung

$$\begin{aligned}
 F_{gr}^* \delta w_{gr}^* &= N_c M_c \delta \beta, \\
 F_{gr}^* \delta w_{gr}^* &= N_c \sigma_0 W_c \delta \beta, \\
 F_{gr}^* &= N_c \sigma_0 W_c \frac{\delta \beta}{\delta w_{gr}^*}.
 \end{aligned} \tag{4.62}$$

Dabei wird angenommen, daß die Verbiegung der $N_c = 61$ Rohre in einem plastischen Gelenk erfolgt, in dem das Moment M_c wirke („Gelenk 1“ in Abb. 4.9). σ_0 ist die Fließspannung, W_c das Widerstandsmoment eines Rohrquerschnittes gegen Biegung. Letzteres ist nicht genau bekannt, da durch die Verformung eine Querschnittsveränderung auftritt. Außerdem ist der Anteil der Rohreinbauten (Steuerstabführungseinsätze, Steuerelemente) am Widerstandsmoment, insbesondere beim verformten Rohrquerschnitt nicht bekannt. Als Näherung wird ein unverformter Rohrquerschnitt betrachtet und die Rohreinbauten, wie bei den BERDA-Experimenten, durch eine (Gewinde)stange ($d_{stange} = 0.05$ m) simuliert:

$$W_c \approx \frac{\pi}{32} \frac{D_c^4 - d_c^4}{D_c} + \frac{\pi d_{stange}^3}{32}. \tag{4.63}$$

Auf Grund der Unsicherheit wird W_c als Parameter behandelt. Aus (4.61) folgt noch:

$$\frac{\delta\beta}{\delta w_{gr}^*} = \frac{\partial\beta}{\partial w_{gr}^*} = \frac{-6 R_{ers} \left(\frac{R_{ers}}{R_{gr1}} - 1 \right)}{f_{gr} R_{gr1}^2 \left\{ 1 + \left[\frac{6 R_{ers}}{R_{gr1}^2} \left(\frac{R_{ers}}{R_{gr1}} - 1 \right) \frac{w_{gr}^*}{f_{gr}} \right]^2 \right\}}. \quad (4.64)$$

Die Kraft F_{gr}^* wirkt rostversteifend, da sie eine direkte Folge der Verformung des Rostes ist. Sie wird daher zur Widerstandskraft des Rostes gegen Verformung $F_{gr1-gr2}$ addiert (diese Kraft wird in Abschnitt 4.3 behandelt).

4.2.4 Knicken der Rohre

Außer durch die Verformung des Rostgitters kann eine Drehung im erwähnten Gelenk dadurch auftreten, daß die Rohre aus ihrer axialen Lage ausgelenkt werden, wenn die Fixierung am unteren Ende der Rohre in der Gitterplatte durch die Belastung des auftreffenden Slugs verloren geht. Die radiale Verschiebung des unteren Rohrendes Y_c bei einer Auslenkung α der Rohre in diesem „ersten Knickmodus“ ist (Abb. 4.9):

$$Y_c = \sqrt{2 L_c w_c - w_c^2}. \quad (4.65)$$

Der Auslenkwinkel ergibt sich zu

$$\alpha = \arcsin \frac{Y_c}{L_c}. \quad (4.66)$$

Die Auslenkung der Rohre führt auf eine Kraft F_{c-gr} , die auch dann auftreten kann, wenn keine Rostverformung vorhanden ist. F_{c-gr} ist die Widerstandskraft der Rohre gegen Verformung und wird aus der Arbeit dieser Kraft entlang des Verformungsweges w_c der Rohre berechnet:

$$\begin{aligned} F_{c-gr} \delta w_c &= N_c \sigma_0 W_c \delta \alpha \\ F_{c-gr} &= N_c \sigma_0 W_c \frac{\delta \alpha}{\delta w_c} \end{aligned} \quad (4.67)$$

Aus (4.66) folgt

$$\frac{\delta \alpha}{\delta w_c} = \frac{\partial \alpha}{\partial w_c} = \frac{L_c - w_c}{L_c \sqrt{1 - \frac{2 L_c w_c - w_c^2}{L_c^2}} \sqrt{2 L_c w_c - w_c^2}}. \quad (4.68)$$

4.2.5 Nächster Knickmodus

Für die Auslenkung der Rohre aus ihrer axialen Lage wird ein Maximum $Y_{c,max}$ festgelegt, bei dem sich die Rohre durch gegenseitige Berührung am weiteren Auslenken hindern. Unter weiterer Belastung bilde sich dann ein weiteres Gelenk aus (Abb. 4.10). Die Auslenkung der beiden Rohrhälften wird als gleich groß betrachtet:

$$Y_c = \frac{1}{2} \sqrt{2 L_c w_c - w_c^2}. \quad (4.69)$$

Es wird die Annahme gemacht, daß dieses zweite Gelenk die Steuerstabführungsrohre in zwei gleiche Hälften unterteilt. Der Auslenkwinkel ergibt sich damit zu

$$\alpha = \arcsin \frac{2 Y_c}{L_c}. \quad (4.70)$$

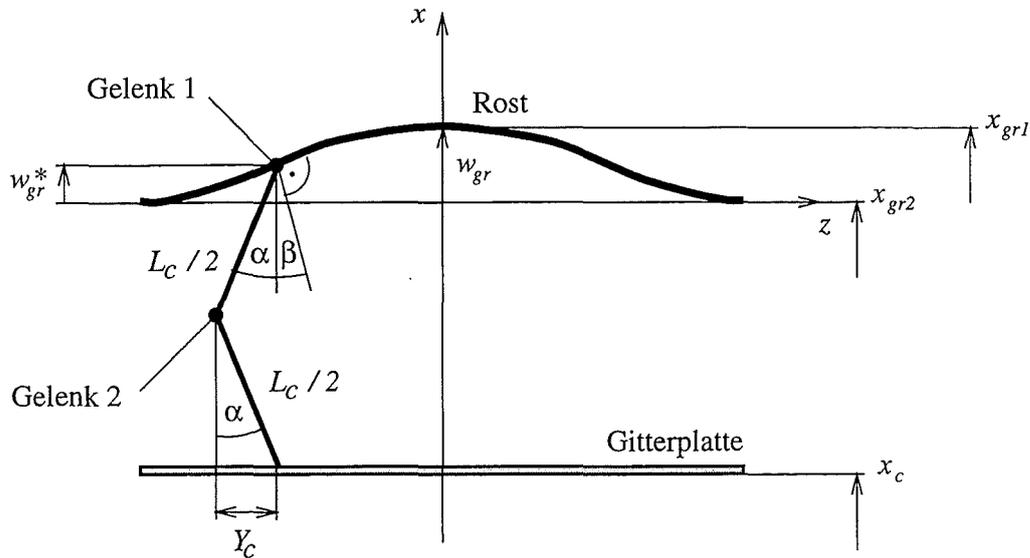


Abbildung 4.10: Ausbilden eines zweiten Knickgelenkes (Gelenk 2) nach Erreichen der maximalen Auslenkung im ersten Modus

Die Widerstandskraft der Rohre gegen Verformung erhält man analog zu oben für die Arbeit in den zwei Gelenken:

$$F_{c-gr} = 2 N_c \sigma_0 W_c \frac{\delta \alpha}{\delta w_c}. \quad (4.71)$$

Aus (4.70) folgt

$$\frac{\delta \alpha}{\delta w_c} = \frac{\partial \alpha}{\partial w_c} = \frac{L_c - w_c}{L_c \sqrt{1 - \frac{2 L_c w_c - w_c^2}{L_c^2}} \sqrt{2 L_c w_c - w_c^2}}. \quad (4.72)$$

4.2.6 Weitere Verformung der Rohre

Auch für den zweiten Knickmodus gilt, daß sich die Rohre bei der maximalen Auslenkung $Y_{c,max}$ gegenseitig berühren. Es ist unwahrscheinlich, daß sich bei weiterer Verformung der Rohre erneut plastische Gelenke bilden, welche die Rohre in immer kleinere Teilstücke unterteilen. Deshalb wird für die weitere Verformung der Rohre ein anderes Modell gewählt. Danach ergibt sich die Kraft F_{c-gr} aus einer homogenen Energiedissipation infolge plastischer Verformungen im Volumen $V_c = m_c/\rho$. Dabei wird nicht im Detail darauf eingegangen, wie sich die Rohre verhalten (Knicken, Biegen, Stauchen, o.ä.). Es wird sich nicht das ganze Rohrmaterial plastisch verformen, sondern nur ein gewisser Anteil, der mit zunehmender Verformung steigen wird. Dieser Anteil wird proportional zum Verhältnis aus Volumen des Rohrmaterials (V_c) zu Gesamtvolumen V_{ges} , das das Rohrbündel einnimmt, angesetzt:

$$F_{c-gr} \delta w_c = \frac{V_c}{V_{ges}} \int_{V_c} \sigma(\epsilon) \delta \epsilon dV = \frac{V_c}{V_{ges}} \sigma(\epsilon) \delta \epsilon V_c, \quad (4.73)$$

$$F_{c-gr} = \sigma(\epsilon) \frac{\delta \epsilon}{\delta w_c} \left(\frac{m_c}{\rho} \right)^2 \frac{1}{V_{ges}}.$$

Das von den Rohren eingenommene Gesamtvolumen ist

$$V_{ges} = A_c (L_c - w_c), \quad (4.74)$$

mit der Grundfläche A_c , die das Rohrbündel einnimmt. Für die mittlere Dehnung gilt

$$\epsilon = \frac{w_c}{L_c}, \quad (4.75)$$

$$\frac{\delta \epsilon}{\delta w_c} = \frac{d\epsilon}{dw_c} = \frac{1}{L_c}. \quad (4.76)$$

Die Spannung $\sigma(\epsilon)$ wird aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Einbautenwerkstoffes (Abb. A.1) ermittelt. Man erhält damit für die Kraft

$$F_{c-gr} = \sigma(\epsilon) \frac{1}{L_c} \left(\frac{m_c}{\rho} \right)^2 \frac{1}{V_{ges}}. \quad (4.77)$$

Für eine Verformung von $w_c = 0$ würde die Kraft F_{c-gr} nach (4.67) unendlich. Für den Anfangsbereich wird daher die folgende Abschätzung gemacht: Erst wenn durch die auf die Rohre ausgeübte Kraft die Streckgrenze überschritten wird, können diese knicken. Die der Streckgrenze zugeordnete Kraft ist:

$$F_{c,0} = N_c A_{c,0} \sigma_0 = 138 \text{ MN}, \quad (4.78)$$

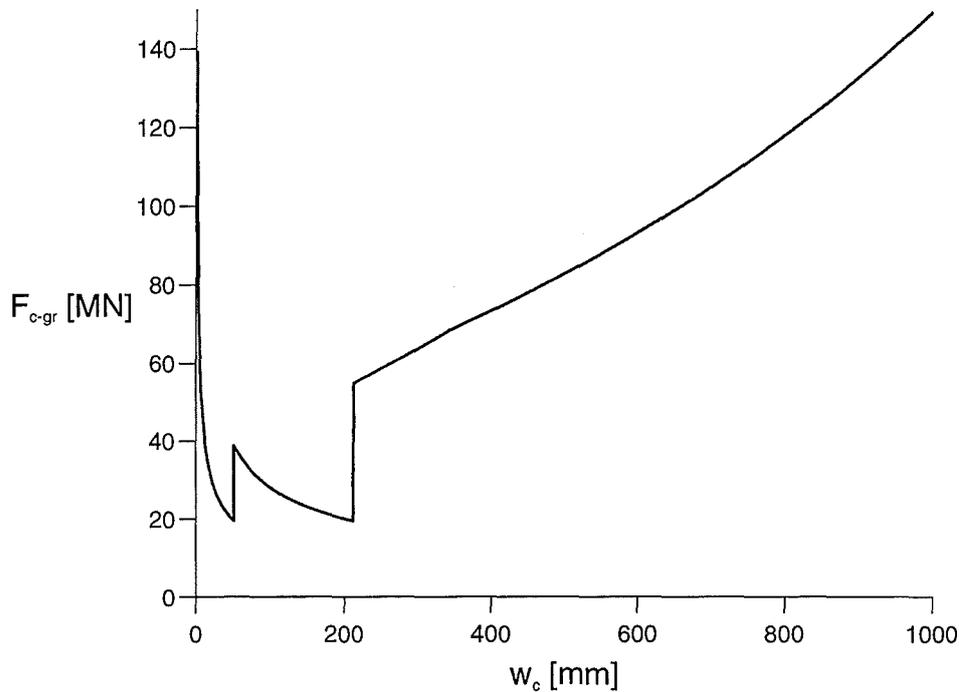


Abbildung 4.11: Kraft-Verformungs-Diagramm der Rohre

mit der Querschnittsfläche $A_{c,0}$ der Rohre ohne Einsätze. (Zum Vergleich: Der erste Euler'sche Knickfall liefert eine Kraft von 340 MN.)

In Abbildung 4.11 ist das Kraft-Verformungs-Diagramm der Steuerstabführungsrohre dargestellt. Man erkennt die drei Abschnitte des ersten und zweiten „Knickmodus“ ($Y_{c,max} = 0.5$ m) und der anschließenden weiteren Verformung. Die Kraft bei $w_c = 0$ ist durch die Streckgrenze gegeben (Gleichung (4.78)).

4.2.7 Aufteilen der Kräfte, Masse

Die Kraft F_{c-gr} greift im Radius R_{ers} am Rost an. Sie muß noch umgerechnet werden auf die Angriffstellen des Rostgitter-Freiheitsgrades x_{gr1} und des Rostragring-Freiheitsgrades x_{gr2} . Die Aufteilung muß so erfolgen, daß die Arbeit der Kraft an R_{ers} gleich der Arbeit der Kraft im Rostmittelpunkt (F_{c-gr1}) ist:

$$\begin{aligned} F_{c-gr1} w_{gr} &= F_{c-gr} w_{gr}^* = F_{c-gr} f_{gr} w_{gr}, \\ F_{c-gr1} &= f_{gr} F_{c-gr}. \end{aligned} \quad (4.79)$$

Daraus ergibt sich für die am Rosttragring angreifende Kraft

$$F_{c-gr2} = (1 - f_{gr}) F_{c-gr}. \quad (4.80)$$

Die axiale Bewegung der Rohre infolge der Auslenkung Y_c kann vernachlässigt werden. Sie bewegen sich dann zusammen mit dem Rost. Damit die Massenträgheit bei den dynamischen Vorgängen richtig erfaßt wird, muß die Masse der Rohre m_c zu der des Rostes addiert werden (vgl. Abschnitt 4.3). Als Masse, die sich mit dem Freiheitsgrad x_c bewegt, bleibt lediglich diejenige der Gitterplatte (m_{gp}).

4.2.8 Bilder von einem BERDA-Test

In Abb. 4.12 sind Aufnahmen der verformten Rohre und des Rostes nach dem BERDA-Test 08 zu sehen. Man kann das seitliche Ausweichen der Rohre auf Grund der Knickstelle am Rost erkennen, die durch die Verformung des Rostgitters zustande kommt. Ansonsten sind die Rohre unverformt geblieben, bis auf die Deformation der Füße, mit denen die Rohre an der Gitterplatte befestigt sind. Diese werden in der Rechnung nicht modelliert, da ihr Beitrag zum Gesamtverhalten der Rohre keine Rolle spielt.

Dieses Verhalten der Rohre ist verständlich, wenn man die in der Abbildung 4.11 dargestellte Kraftkurve mit der im nächsten Abschnitt berechneten Kraft-Verformungskurve des Rostgitters (Abb. 4.18) vergleicht: Die Verformungskurve des Rostgitters übersteigt erst bei sehr großen Rostverformungen ($w_{gr} \geq \sim 1000$ mm) die Kraft bei der Streckgrenze der Rohre, die überschritten werden muß, bevor die Rohre knicken.

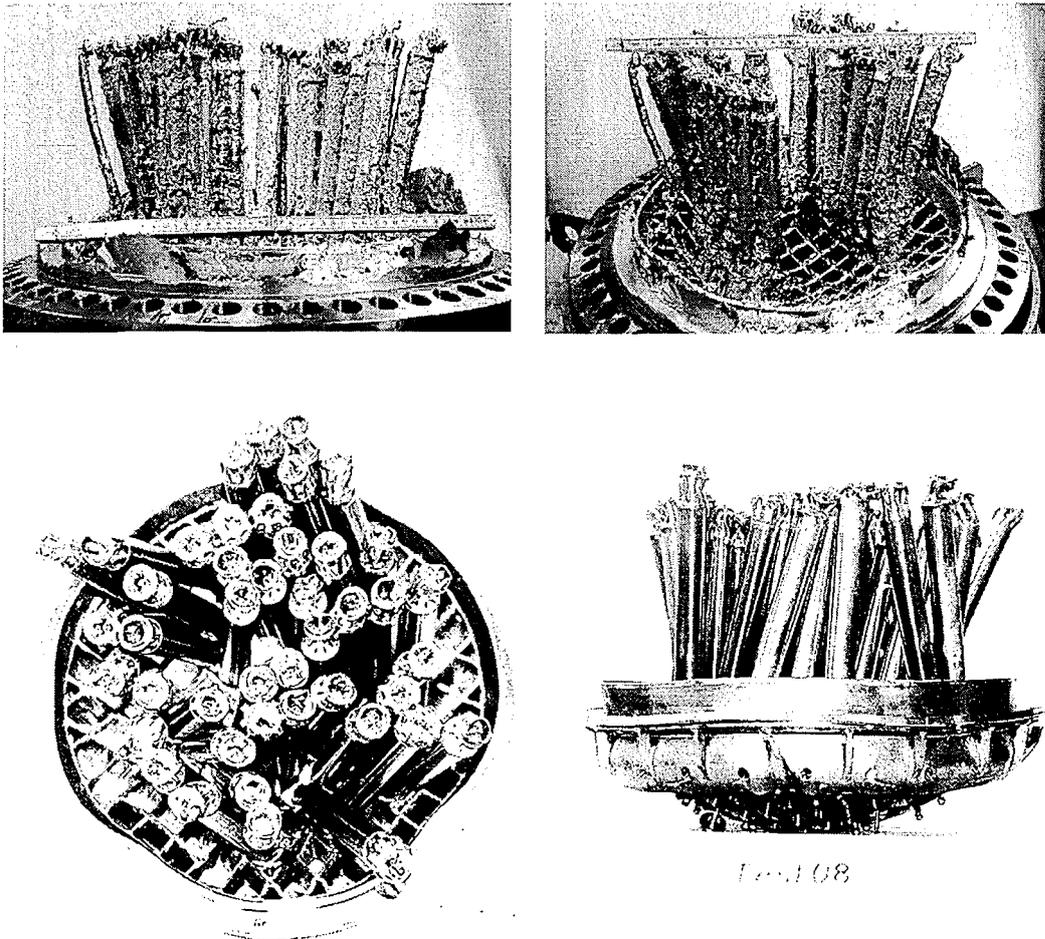


Abbildung 4.12: Verformte Rohre und Oberer Rost nach BERDA-Test 08

4.3 Oberer Rost

Daten und Formelzeichen den Rost betreffend

b_{fl}	Hebelarm Flansch
$b_{ers} = 0.325$ m	Abstand der Stege
$b_{rp} = 0.16$ m	Breite der Rippen
$b_{st} = 0.035$ m	Breite der Stege
$b_{tr} = R_{gr2} - R_{gr1}$	Tragringbreite
$f_{A,st} = 0.2$	Flächenanteil der Stege
$h_{fl} = 0.10$ m	Flanschhöhe
$h_{gr1} = 0.4$ m	Gitterhöhe = Höhe der Stege
$h_{gr2} = 1.0$ m	Tragringhöhe
$h_b = 0.131$ m	Ersatzdicke für die Platte
$h_m = 0.043$ m	Ersatzdicke für die Membran
$m_c = 17\ 000$ kg	Masse der Rohre
m_{gr1}	rechnerische Masse für das Rostgitter
m_{gr2}	rechnerische Masse für Tragring und Flansch
$m_{gr1,d} = 3\ 000$ kg	Masse der Deckplatte
$m_{gr1,0} = 8\ 000$ kg	Gittermasse
$m_{gr2,0} = 10\ 000$ kg	Masse von Tragring und Flansch
m_{gr1}^*	Dynamische Ersatzmasse für das Rostgitter
m_{gr2}^*	Dynamische Ersatzmasse für Tragring und Flansch
$r = \sqrt{y^2 + z^2}$	Radiale Koordinate
x_b	Koordinate des Deckelflansches
x_h	Koordinate der Deckelschale
x_{gr1}	Gitterkoordinate
$x_{gr1,0} = 2.96$ m	Anfangswert Gitterkoordinate
x_{gr2}	Tragringkoordinate
$x_{gr2,0} = 3.26$ m	Anfangswert Tragringkoordinate
$x_{gr2-h} = 3.58$ m	Auftreffkoordinate des Tragrings
w_{fl}	Flanschverformung
w_{gr}	Durchsenkung im Gittermittelpunkt
w_{tr}	Tragringverformung
A_{gr1-h}	Berührfläche zwischen Gitter und Deckel
B_{gr}	Bogenlänge beim verformten Rostgitter

$F'_{gr1-gr2}$	statische Gitterverformungskraft
$F_{gr1-gr2}$	gesamte statische Gitterverformungskraft
F_{gr1-h}	Kontaktkraft zwischen Gitter und Deckel
F_{gr2-b}	Verformungskraft des Rostflansches
F_{gr2-h}	Kontaktkraft zwischen Flansch und Deckel
$H_{tr} = 0.3 \text{ m}$	Höhe des Tragrings über dem Gitter
$I_{fl} = \frac{L_{fl} h_{fl}^3}{12}$	Flächenträgheitsmoment Flansch
$L_{fl} = 2\pi(R_{gr2} + b_{rp})$	Umfang des Flansches an plastischer Gelenklinie
$L_{tr} = \pi(R_{gr2} + R_{gr1})$	Umfang des Tragrings
M_{gr}	Biegemoment, Rostgitter
M_b	Biegemoment, homogene Ersatzplatte
M_0	plastisches Moment im Tragrings
N_{gr}	Normalkraft, Rostgitter
N_m	Normalkraft, homogene Membran
$R_{fl} = 2.338 \text{ m}$	Außenradius des Flansches
R_{gr}	Außenradius des Gitters (verformt)
$R_{gr1} = 2.0 \text{ m}$	Außenradius des Gitters (unverformt) = Innenradius des Tragrings
$R_{gr2} = 2.075 \text{ m}$	Außenradius des Tragrings
$R_h = 2.271 \text{ m}$	Innenradius des Deckels
$R_B = 2.785 \text{ m}$	Krümmungsradius der Deckelschale
R_{Bgr}	Krümmungsradius des Gitters bei Verformung
V_{gr}	Gittervolumen (Material)
α	Verformungswinkel des Tragrings
β	Neigungswinkel der Deckelschale
ϵ_b	Biegedehnungsanteil
ϵ_m	Membrandehnungsanteil
ϵ_{st}	Dehnung in den Stegen
ρ	Dichte
σ_0	Fließspannung
σ_b	Biegespannung
σ_m	Membranspannung
σ_{st}	Spannung in den Stegen
ϑ	Umfangswinkel

ΔR_{fl}	Verringerung Flanschradius durch Flanschverformung
ΔR_{gr}	Verringerung Tragringradius

In Abbildung 4.13 sind die wichtigsten Abmessungen des Oberen Rostes angegeben.

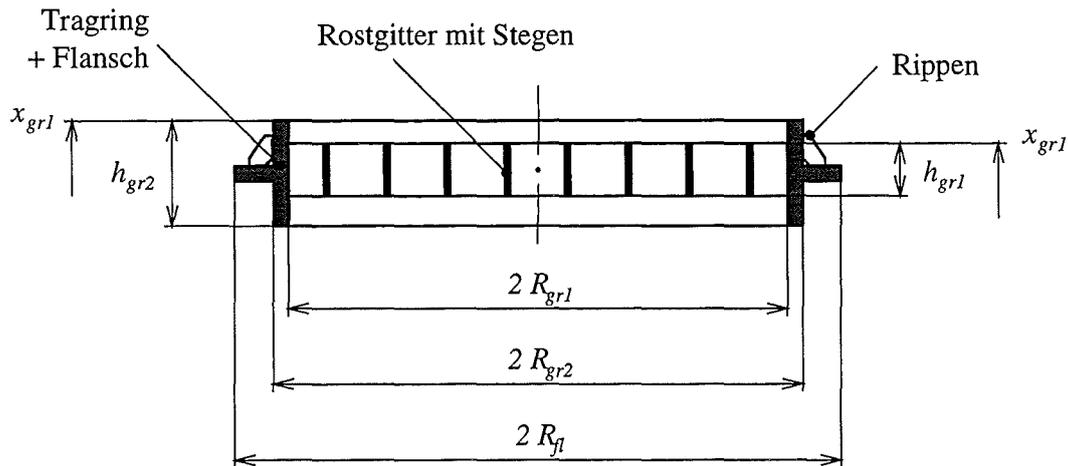


Abbildung 4.13: Die wichtigsten Abmessungen des Oberen Rostes

4.3.1 Aufteilen des Oberen Rostes

Der Obere Rost ist aus mehreren Teilen zusammengesetzt. Da sie unterschiedliches Verformungsverhalten zeigen, ist es sinnvoll, sie zwei verschiedenen Einzelmodellen zuzuordnen, von denen jedes einen eigenen Freiheitsgrad besitzt (Abb. 4.13). Bei diesem Vorgehen wird das Gitter des Rostes dem Teilmodell „Rostgitter“ zugeordnet. Die zugehörige Koordinate ist x_{gr1} , sie bezeichnet die Position des Rostmittelpunktes. Die anderen Komponenten sind der Tragring und der als Lagerung des Rostes zwischen RDB und RDB-Deckel dienende Flansch. Diese bilden das zweite Teilmodell „Rosttragring“, dessen Bewegung mit dem Freiheitsgrad x_{gr2} beschrieben wird. Eine symbolische Darstellung der beiden Rost-Teilmodelle ist in den Abbildungen 4.14 und 4.20 dargestellt. Dort sind der Freiheitsgrad und die auf das jeweilige Teilmodell wirkenden Kräfte eingezeichnet.

Der Obere Rost übernimmt während des Aufprallvorganges zunächst die Aufgabe, Kräfte über seine Einspannung zwischen RDB und RDB-Deckel an eine dieser beiden Komponenten abzuleiten. Die den Rost beanspruchenden Kräfte sind zum einen die direkt vom Slug übertragenen Fluidkräfte F_{sl-gr1} und F_{sl-gr2} , zum anderen die Auflagerreaktionen F_{c-gr1} und F_{c-gr2} der Steuerstabsführungsrohre. Letztere

greift am Teilmodell des Rosttragringes an wie auch die Abstützkraft des Rostes auf den RDB, bzw. den RDB-Deckel F_{gr2-b} (Abb. 4.14, 4.20).

Als Folge der Belastung verformt sich das Rostgitter. Die Kraft $F_{gr1-gr2}$, mit der sich das Gitter auf dem Tragring abstützt, wird im nächsten Abschnitt berechnet.

Der Rost kann sich unter entsprechend hoher Belastung so stark verformen, daß er aus der Einspannung herausrutscht und auf die Deckelschale auftrifft. Die Kontaktkraft F_{gr2-h} wirkt beim Auftreffen des Tragringes auf den Flansch des Deckels. Bei genügend großer Verformung des Rostes ist es auch möglich, daß der mittlere Teil des Gitters auf die Deckelschale trifft. Dies führt zur Kontaktkraft F_{gr1-h} , welche die Deckelschale belastet.

4.3.2 Rostgitter

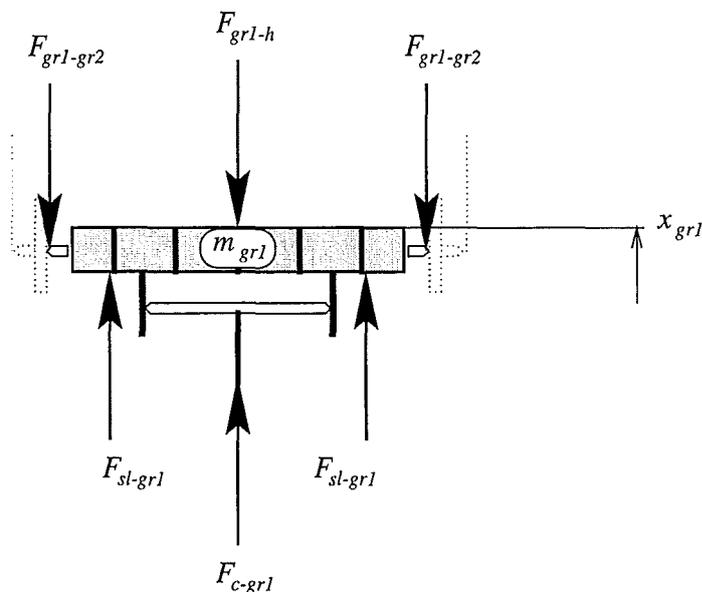


Abbildung 4.14: Symbolische Darstellung des Rostgitters

4.3.2.1 Verformungskraft des Gitters

Zur Beschreibung des Kraft-Verformungsverhalten des Rostes (Gitteranteil) muß eine Beziehung zwischen der Mittelpunktsverschiebung w_{gr} und den angreifenden Kräften gefunden werden. Die Steifigkeit der Deckplatte kann nach [62] vernachlässigt werden. In den BERDA-Experimenten wird die Deckplatte ebenfalls nicht berücksichtigt. Die Zusammenhänge werden zunächst im statischen Fall betrachtet. Dann ist die Verformungskraft $F_{gr1-gr2}$ des Rostgitters gleich der Belastung.

Die Verformung im Gittermittelpunkt w_{gr} ergibt sich aus der Differenz von absoluter Mittelpunktsverschiebung und Randverschiebung:

$$w_{gr} = (x_{gr1} - x_{gr1,0}) - (x_{gr2} - x_{gr2,0}), \quad (4.81)$$

mit den Anfangswerten $x_{gr1,0}$ und $x_{gr2,0}$ der entsprechenden Koordinaten. Die zugehörige Verformungsgeschwindigkeit ist:

$$\dot{w}_{gr} = \dot{x}_{gr1} - \dot{x}_{gr2}. \quad (4.82)$$

Die Auslenkung des Rostes $w(r)$ wird durch einen Polynomansatz 3. Ordnung beschrieben, der die kinematischen Randbedingungen erfüllt (Abb. 4.15):

$$w(r) = 2 \frac{w_{gr}}{R_{gr}^3} r^3 - 3 \frac{w_{gr}}{R_{gr}^2} r^2 + w_{gr}, \quad (4.83)$$

$$\frac{\partial w(r)}{\partial r} = 6 \frac{w_{gr}}{R_{gr}^2} \left(\frac{r^2}{R_{gr}} - r \right), \quad (4.84)$$

$$\frac{\partial^2 w(r)}{\partial^2 r} = 6 \frac{w_{gr}}{R_{gr}^2} \left(2 \frac{r}{R_{gr}} - 1 \right). \quad (4.85)$$

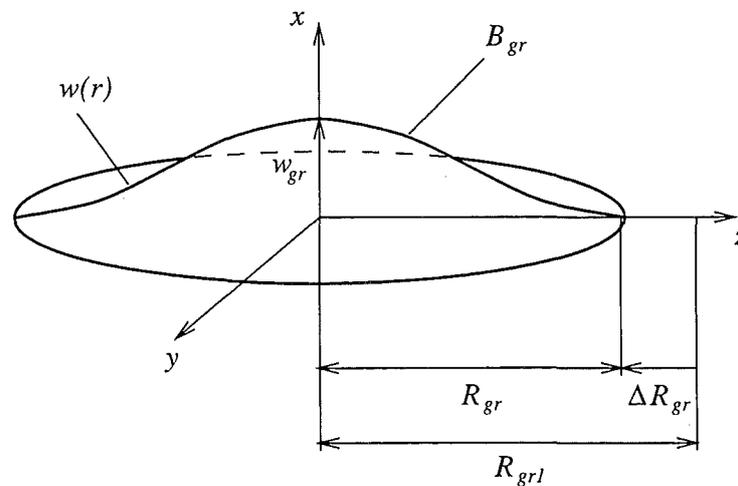


Abbildung 4.15: Zur Beschreibung der Rostverformung $w(r)$ wird ein Polynomansatz 3. Ordnung verwendet

Aus der Verformungslinie (4.83) lassen sich die Membrandehnungen und die Biegedehnungen berechnen. Dazu wird anstelle des Rostgitters eine Überlagerung einer homogenen Platte zur Bestimmung der Biegedehnungen und einer homogenen Membran zur Bestimmung der Membrandehnungen betrachtet. Dabei ist zu beachten, daß entsprechende Ersatzdicken h_b bzw. h_m berechnet werden müssen.

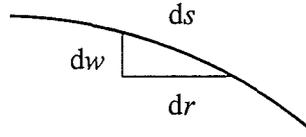


Abbildung 4.16: Membrandehnung an einem Rostelement

Die Membrandehnungen erhält man aus der Betrachtung eines verformten Rostelementes (Abb. 4.16):

$$ds = \sqrt{dr^2 + dw^2} \approx dr \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{dw}{dr} \right)^2 \right], \quad (4.86)$$

$$\epsilon_m(r) = \frac{ds - dr}{dr} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial w(r)}{\partial r} \right]^2 = \frac{1}{2} \left[6 \frac{w_{gr}}{R_{gr}^2} \left(\frac{r^2}{R_{gr}} - r \right) \right]^2. \quad (4.87)$$

Es wird die mittlere Membrandehnung berechnet:

$$\epsilon_m = \frac{1}{R_{gr1}} \int_0^{R_{gr}} \epsilon_m(r) dr = \frac{3}{5} \frac{w_{gr}^2}{R_{gr1} R_{gr}}, \quad (4.88)$$

$$\frac{d\epsilon_m}{dw_{gr}} = \frac{6}{5} \frac{w_{gr}}{R_{gr1} R_{gr}}, \quad (4.89)$$

$$\dot{\epsilon}_m = \frac{6}{5} \frac{w_{gr}}{R_{gr1} R_{gr}} \dot{w}_{gr}. \quad (4.90)$$

Die Ersatzdicke h_m hinsichtlich der Membranverformung ergibt sich aus der Bedingung gleicher Normalkraft im Original- und Ersatzquerschnitt (Abb. 4.17):

$$N_{gr} = \sigma_0 b_{st} h_{gr1} \equiv \sigma_0 b_{ers} h_m = N_m \quad \Rightarrow \quad h_m = h_{gr1} \frac{b_{st}}{b_{ers}}. \quad (4.91)$$

Für die Biegedehnungen gilt beim angenommenen kubischen Verformungsansatz der Zusammenhang:

$$\epsilon_b(r, x) = x \cdot \frac{\partial^2 w(r)}{\partial r^2} = x \cdot 6 \frac{w_{gr}}{R_{gr}^2} \left(2 \frac{r}{R_{gr}} - 1 \right). \quad (4.92)$$

x zeigt in die Dickenrichtung der Platte mit dem Ursprung in der neutralen Faser. Hier wird zunächst eine Mittelung der Dehnungsbeträge über die Plattendicke h_b vorgenommen. Dazu wird die Bernoullische Hypothese verwendet als deren Folge sich eine lineare Dehnungsverteilung über der Dickenrichtung ergibt:

$$\epsilon_b(r) = \frac{1}{2} h_b 6 \frac{w_{gr}}{R_{gr}^2} \left(2 \frac{r}{R_{gr}} - 1 \right). \quad (4.93)$$

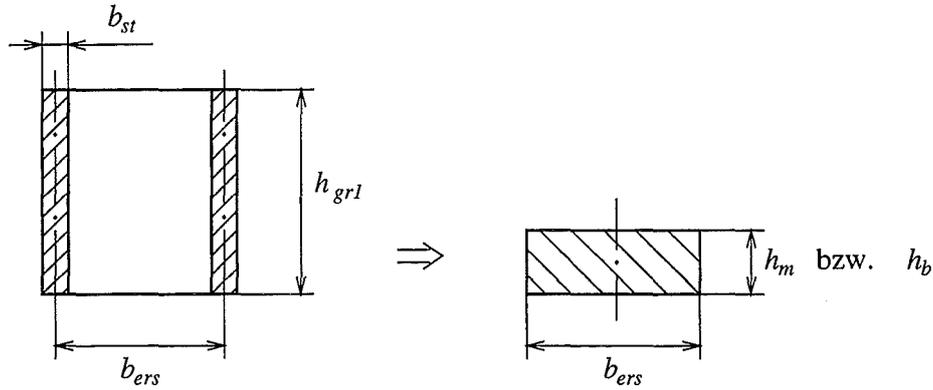


Abbildung 4.17: Zur Berechnung der jeweiligen Dicke des homogenen Ersatzquerschnittes für Membran und Platte

Die Mittelung (der Beträge) über den Radius ergibt:

$$\epsilon_b = \frac{2}{R_{gr1}} \int_0^{R_{gr}/2} \epsilon_b(r) dr = \frac{3}{2} \frac{h_b}{R_{gr1} R_{gr}} w_{gr}, \quad (4.94)$$

$$\frac{d\epsilon_b}{dw_{gr}} = \frac{3}{2} \frac{h_b}{R_{gr1} R_{gr}}, \quad (4.95)$$

$$\dot{\epsilon}_b = \frac{3}{2} \frac{h_b}{R_{gr1} R_{gr}} \dot{w}_{gr}. \quad (4.96)$$

Die Ersatzdicke h_b hinsichtlich Biegung ergibt sich aus der Forderung gleicher Biegemomente des vollplastifizierten Querschnittes des Gitters und des homogenen Ersatzquerschnittes (Abb. 4.17):

$$M_{gr} = \frac{\sigma_0 b_{st} h_{gr1}^2}{4} \equiv \frac{\sigma_0 b_{ers} h_b^2}{4} = M_{pl} \Rightarrow h_b = h_{gr1} \sqrt{\frac{b_{st}}{b_{ers}}}. \quad (4.97)$$

Jetzt kann die Kraft $F'_{gr1-gr2}$, welche die Verformung w_{gr} hervorruft, berechnet werden. Sie wird aus einer Energiebetrachtung ermittelt: Die im Mittelpunkt angreifende Kraft leistet während der Rostverformung um w_{gr} eine Arbeit. Diese ist gleich der Summe der inneren Formänderungsenergie infolge der Membran- und Biegeverformungen:

$$F'_{gr1-gr2} \cdot \delta w_{gr} = \int_{V_{Membran}} \sigma_m \delta \epsilon_m dV + \int_{V_{Platte}} \sigma_b \delta \epsilon_b dV. \quad (4.98)$$

Die Spannungen σ_b und σ_m werden aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Rostwerkstoffes (Abb. A.1) ermittelt. Zur Ermittlung der Kraft aus (4.98) wird die

Näherung gemacht, daß die Dehnung, und damit die Spannung, gleichmäßig über das Gitter verteilt ist. Unter Beachtung von

$$\int_{A_{gr}} h_m dA = V_{Membran} = \pi R_{gr1}^2 h_m \quad \text{und} \quad \int_{A_{gr}} h_b dA = V_{Platte} = \pi R_{gr1}^2 h_b \quad (4.99)$$

kann die Integration durchgeführt werden:

$$F'_{gr1-gr2} = \sigma_m \cdot \frac{d\epsilon_m}{dw_{gr}} \cdot \pi R_{gr1}^2 h_m + \sigma_b \cdot \frac{d\epsilon_b}{dw_{gr}} \cdot \pi R_{gr1}^2 h_b. \quad (4.100)$$

Schließlich ist noch die in Abschnitt 4.2 berechnete Kraft F_{gr}^* zu addieren, die aus der rostversteifenden Wirkung der Verformung der Steuerstabführungsrohre resultiert und daher in der Gesamtverformungskraft $F_{gr1-gr2}$ berücksichtigt werden muß:

$$F_{gr1-gr2} = F'_{gr1-gr2} + F_{gr}^*. \quad (4.101)$$

4.3.2.2 Verringerung des Rostdurchmessers

Auf Grund der Durchsenkung w_{gr} wird sich der Rostgitterdurchmesser und damit der Flanschdurchmesser des Rostes verringern. Unterschreitet der Flanschdurchmesser den Innendurchmesser des Deckels, verliert der Rost seinen Halt in der Einspannung und rutscht heraus (Abb. 4.22a). Zur Berechnung der Reduzierung ΔR_{gr} des Rostgitterradius, wird die Bogenlänge B_{gr} betrachtet (Abb. 4.15). Unter Vernachlässigung der Membrandehnungen bei kleinen Verformungen, bleibt die Bogenlänge konstant:

$$B_{gr} = \int_0^{R_{gr}} \sqrt{1 + \left(\frac{\partial w_{gr}}{\partial r}\right)^2} dr = \int_0^{R_{gr}} \sqrt{1 + 36 \frac{w_{gr}^2}{R_{gr}^4} \left(\frac{r^2}{R_{gr}} - r\right)^2} dr = R_{gr1}. \quad (4.102)$$

Aus dieser Gleichung wird der aktuelle Radius des Rostgitters R_{gr} bestimmt. Damit gilt für die Radiusverringerng ΔR_{gr} :

$$\Delta R_{gr} = R_{gr1} - R_{gr}. \quad (4.103)$$

4.3.2.3 Vergleich mit FEM-Rechnungen

Das hier vorgestellte Modell zur Berechnung des Kraft-Verformungs-Verhaltens des Rostgitters wird mit einer FEM-Rechnung (ABAQUS) verglichen. Abb. 4.18 zeigt in durchgezogenen Linien jeweils die Mittelpunktverschiebung w_{gr} und gestrichelt die Durchmessererringerung ΔR_{gr} in Abhängigkeit von der äußeren (statischen) Last. Den Abbildungen liegen die Werkstoffkennwerte des St 37 zugrunde.

Wie im vorigen Abschnitt bereits erläutert wurde, ist die anfängliche Verformungskraft der Rohre größer als diejenige des Rostgitters. Als Folge sind die Rohre noch gerade, wenn der Rost bei $\Delta R_{gr} \approx 67$ mm aus der Einspannung rutscht (vgl. Abb. 4.12 und Abschnitt 4.3.3).

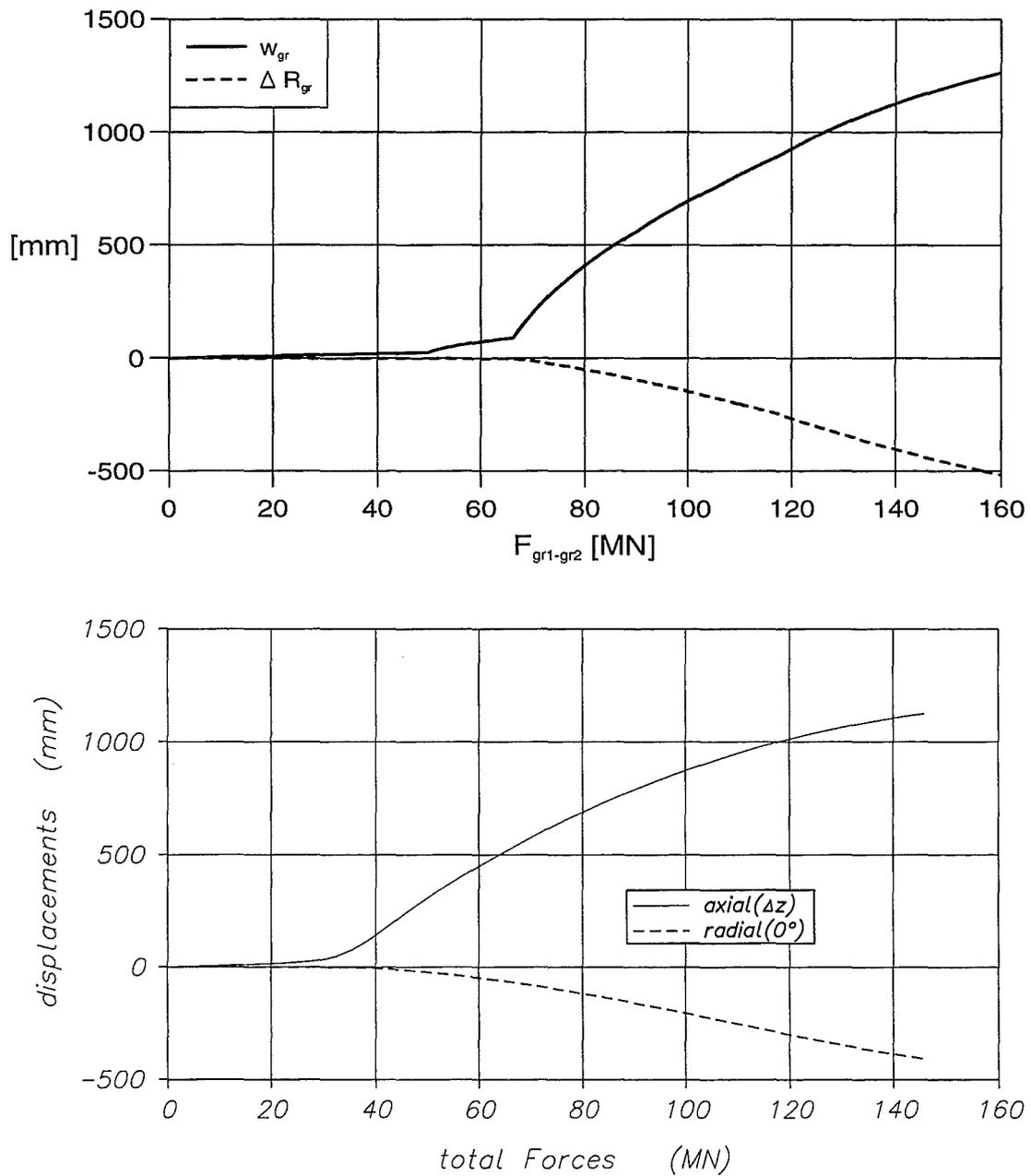


Abbildung 4.18: Kraft-Verformungsverhalten des Rostgitters berechnet mit dem vorgestellten Modell (oben) und einem FEM-Modell (unten) - Original-Abmessungen

4.3.2.4 Dynamische Ersatzmasse für das Gitter

Die gleichmäßig verteilte Masse des Gitters erfährt an unterschiedlichen Orten r verschiedene Beschleunigungen. Zur Beschreibung der Rostgitterdynamik steht je-

doch nur der Freiheitsgrad x_{gr1} in der Mitte zur Verfügung. Deshalb wird gefordert, daß die Trägheitskraft einer diesem Freiheitsgrad zugeordneten dynamischen Ersatzmasse m_{gr1}^* mit derjenigen der verteilten Masse übereinstimmt:

$$m_{gr1}^* \ddot{x}_{gr1} = \int_{Gitter} \ddot{x}(r) dm. \quad (4.104)$$

Die Beschleunigungsverteilung entlang des Radius r folgt gemäß dem Verformungsansatz (4.83) zu:

$$\ddot{x}(r) = \ddot{x}_{gr1} \left[2 \left(\frac{r}{R_{gr}} \right)^3 - 3 \left(\frac{r}{R_{gr}} \right)^2 + 1 \right]. \quad (4.105)$$

Damit wird

$$\begin{aligned} m_{gr1}^* &= \int_{Gitter} \frac{\ddot{x}(r)}{\ddot{x}_{gr1}} dm \\ &= \int_0^{2\pi} \int_0^{R_{gr1}} \left[2 \left(\frac{r}{R_{gr}} \right)^3 - 3 \left(\frac{r}{R_{gr}} \right)^2 + 1 \right] \rho h_{gr1} r dr d\vartheta \\ &= 0.3 \cdot m_{gr1,0}. \end{aligned} \quad (4.106)$$

Die Differenz zur gesamten Gittermasse wird der Masse des Teilmodells „Tragring“ zugeschlagen: $m_{gr2}^* = m_{gr2,0} + 0.7 m_{gr1,0}$. Zu den Rostmassen m_{gr1}^* und m_{gr2}^* wird, ebenfalls nach dieser Aufteilung, die Masse der Steuerstabsführungsrohre m_c addiert (siehe Abschnitt 4.2), womit sich insgesamt die rechnerischen Massen der Teilmodelle Rostgitter und Rodttragring ergeben:

$$\begin{aligned} m_{gr1} &= m_{gr1}^* + 0.3 m_c = 0.3 (m_{gr1,0} + m_c), \\ m_{gr2} &= m_{gr2}^* + 0.7 m_c = m_{gr2,0} + 0.7 (m_{gr1,0} + m_c). \end{aligned} \quad (4.107)$$

4.3.2.5 Kontaktkraft zwischen Gitter und Deckel

Bei sehr großer Rostverformung, insbesondere wenn der Rost aus der Einspannung herausgerutscht und auf den Deckel aufgetroffen ist, kann das Gitter im mittleren Bereich den Deckel berühren und dort die Kraft F_{gr1-h} auf den Deckel ausüben. Diese Kraft wird aus der plastischen Verformung der Stege berechnet und ist abhängig von der über die Krümmungsradien von Gitter R_{Bgr} und Deckel R'_B bestimmten Kontaktfläche A_{gr1-h} sowie dem Flächenanteil der Stege $f_{A,st}$ (Abb. 4.19):

$$F_{gr1-h} = f_{A,st} A_{gr1-h} \sigma_0. \quad (4.108)$$

Aus der Abbildung lassen sich die geometrischen Größen bestimmen:

$$A_{gr1-h} = \pi (R_{Bgr} \sin \alpha)^2, \quad (4.109)$$

$$R_{Bgr} = \frac{R_{gr1}^2 + w_{gr}^2}{2 w_{gr}}, \quad (4.110)$$

$$w_{st} = x_{gr1} - x_h, \quad (4.111)$$

$$\alpha = \pi - \arccos \left(\frac{R_B'^2 - (R_B' - R_{Bgr} + w_{st})^2 - R_{Bgr}^2}{2 (R_B' - R_{Bgr} + w_{st}) R_{Bgr}} \right). \quad (4.112)$$

Zu den Größen die Deckelschale betreffend (R_B' , w_h) siehe Abschnitt 4.4.2.

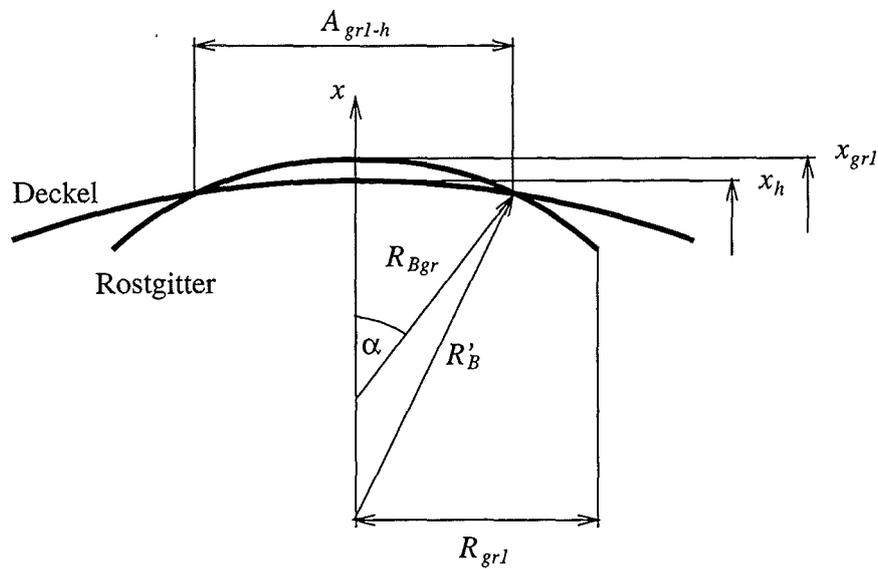


Abbildung 4.19: Zur Berechnung der Berührfläche zwischen Rostgitter und Deckel

4.3.3 Tragring des Rostes

Die Kräfte, die auf dieses Teilmodell wirken (Abb. 4.20), hängen von dem Verhalten des Rostgitters ab. Zunächst wird die Verformungskraft des Gitters $F_{gr1-gr2}$ über den Tragring und den Flansch an den RDB, bzw. dessen Deckel abgetragen, solange sich der Obere Rost noch in der Einspannung befindet (Abb. 4.22a).

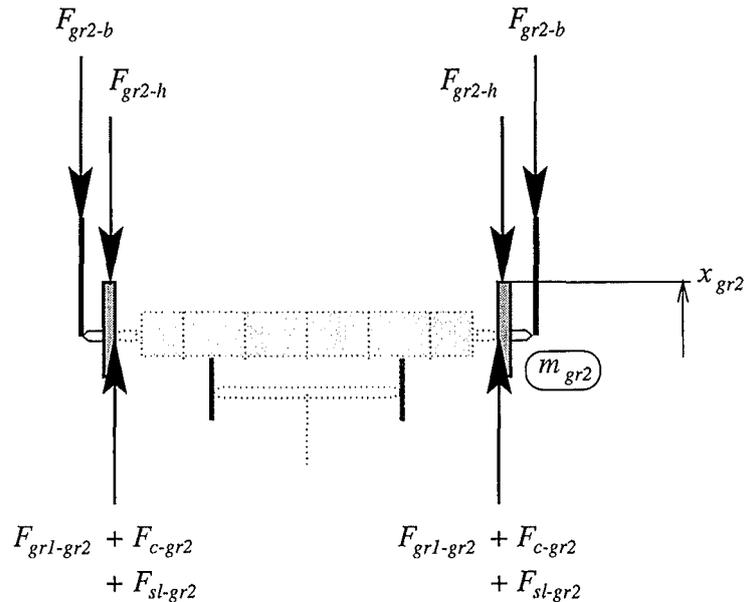


Abbildung 4.20: Symbolische Darstellung des Rosttragrings

4.3.3.1 Verformung des Flansches

Durch die Belastung des Flansches und der daraus resultierenden Verformung treten Spannungen auf. Für die Berechnung der zugehörigen Kraft F_{gr2-b} wird die Annahme gemacht, daß es sich im wesentlichen um Biegespannungen handelt und daher der Flansch als breiter Kragbalken betrachtet werden kann (Abb. 4.21). Die Verformung des Flansches w_{fl} , während er sich noch in der Einspannung befindet, ist

$$w_{fl} = x_{gr2} - x_{gr2,0} - x_b, \quad (4.113)$$

Dabei ist x_b die Verschiebung des Deckelflansches. Mit der Länge des „Kragbalkens“ (Abb. 4.21)

$$b_{fl} = R_h - R_{gr2} + \Delta R_{gr} - b_{rp} \quad (4.114)$$

erhält man die Kraft bei elastischer Biegung:

$$F_{gr2-b}^{el} = \frac{3 E I_{fl} w_{fl}}{b_{fl}^3}. \quad (4.115)$$

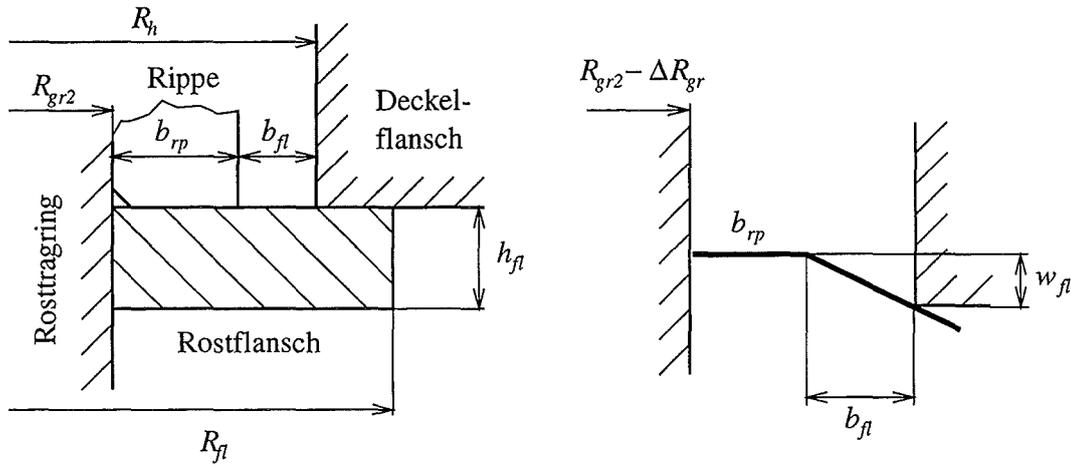


Abbildung 4.21: Flanschabmessungen und -verformung

Der Flansch wird dabei als abgewickelt mit der Länge L_{fl} betrachtet. Die maximale Kraft tritt bei vollplastifiziertem Querschnitt auf und gilt auch bei weiterer Verformung:

$$F_{gr2-b}^{pl} = \frac{L_{fl} h_{fl}^2 \sigma_0}{4 b_{fl}}. \quad (4.116)$$

Der Außenradius des Rostflansches verringert sich durch die Verformung des Flansches:

$$\Delta R_{fl} = (R_{fl} - R_{gr2} - b_{rp}) \left[1 - \cos \left(\arctan \frac{w_{fl}}{b_{fl}} \right) \right]. \quad (4.117)$$

Der Rost wird aus der Einspannung herausrutschen, wenn die gesamte Verringerung des Außenradius die Einspanntiefe des Flansches übersteigt:

$$\Delta R_{gr} + \Delta R_{fl} > R_{fl} - R_h. \quad (4.118)$$

4.3.3.2 Nach dem Herausrutschen des Flansches

Nach dem Herausrutschen des Flansches aus der Halterung verschwindet die Haltekraft F_{gr2-b} und der Tragrings kann sich ungebremst nach oben bewegen bis er auf den RDB-Deckel trifft. Die Reibungskraft zwischen Rostflansch und Deckelflansch beim Hochrutschen wird dabei vernachlässigt.

4.3.3.3 Kontakt des Tragrings mit dem Deckel

Nach dem Kontakt mit dem Deckel bei $x_{gr2} = x_{gr2-h}$ verformt sich der Tragrings, der Deckelkontur an der Auftreffstelle entsprechend, nach innen (Abb. 4.22b). Die dabei

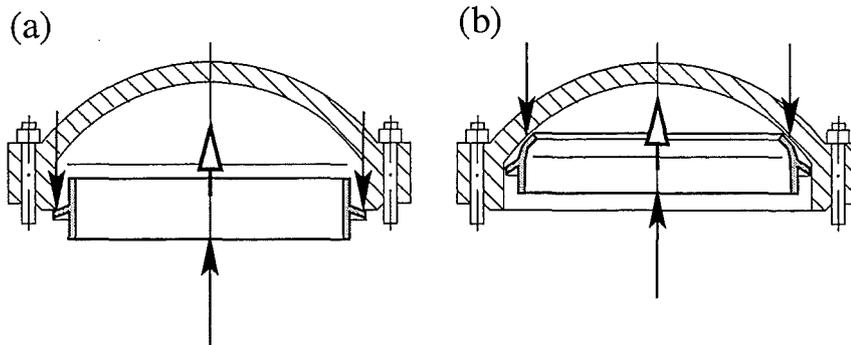


Abbildung 4.22: Herausrutschen des Tragrings und Deckelkontakt

auftretende Kraft F_{gr2-h} wird unter der Annahme berechnet, daß die Verformung durch Biegen in einem plastischen Gelenk beschrieben werden kann (Abb. 4.23). Das Moment im Querschnitt ist dabei

$$M_0 = \frac{L_{tr} b_{tr}^2}{4} \sigma_0. \quad (4.119)$$

Die axiale Verformung des Tragrings ist

$$w_{tr} = x_{gr2} - x_{gr2-h} - x_b. \quad (4.120)$$

Die Verformung des Deckels in diesem Bereich wird vernachlässigt. Mit Bezug auf Abb. 4.23 erhält man den Neigungswinkel des Deckels beim Radius $R_{gr2} - \Delta R_{gr}$ ($R_B =$ Krümmungsradius der Deckelschale) zu:

$$\beta = \arcsin \frac{R_{gr2} - \Delta R_{gr}}{R_B}. \quad (4.121)$$

Der Verformungswinkel des Tragrings ist:

$$\alpha = \arcsin \frac{H_{tr} - w_{tr}}{H_{tr}}. \quad (4.122)$$

Mit den geometrischen Bedingungen nach Abb. 4.23 kann für die Kraft, die das plastische Moment (4.119) hervorruft, der Ausdruck gefunden werden:

$$F_{gr2-h} = \frac{L_{tr} b_{tr}^2 \sigma_0 \cos \beta}{4 H_{tr} \cos(\alpha - \beta)}. \quad (4.123)$$

Das Maximum dieser Kraft ist bei plastischer Stauchung des Tragrings erreicht:

$$F_{gr2-h}|_{max} = L_{tr} b_{tr} \sigma_0. \quad (4.124)$$

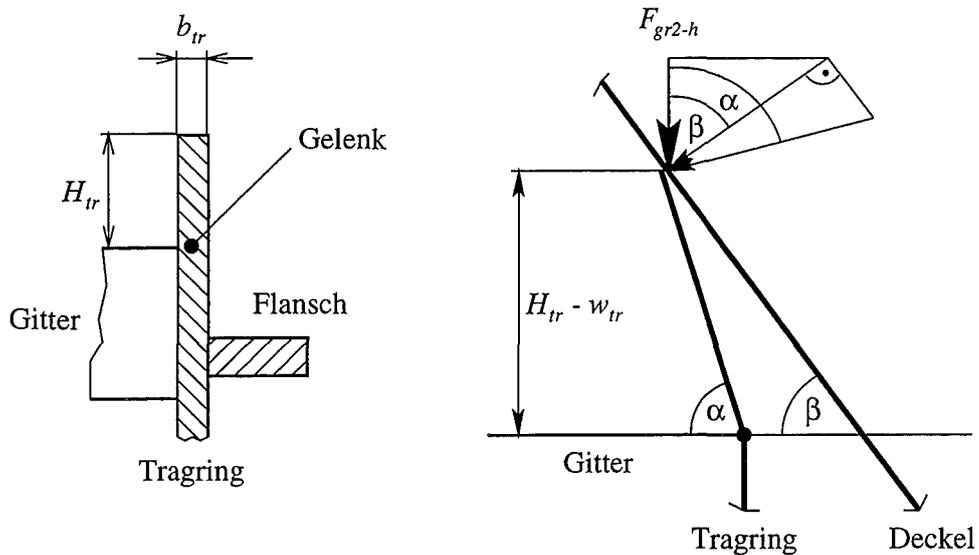


Abbildung 4.23: Tragringsabmessungen und -verformung

4.3.4 Bilder von einem BERDA-Test

In Abb. 4.24 sind zwei Aufnahmen des verformten Rostes nach dem BERDA-Test 08 zu sehen. Die symmetrische Verformung des Rostgitters durch die Belastung von den Rohren und dem Slug ist gut zu erkennen. Man sieht auch das durch den Aufprall des Tragrings auf den Deckel verursachte Biegen des oberen Tragringsbereiches nach innen. Die genannten Phänomene wurden im theoretischen Modell berücksichtigt.

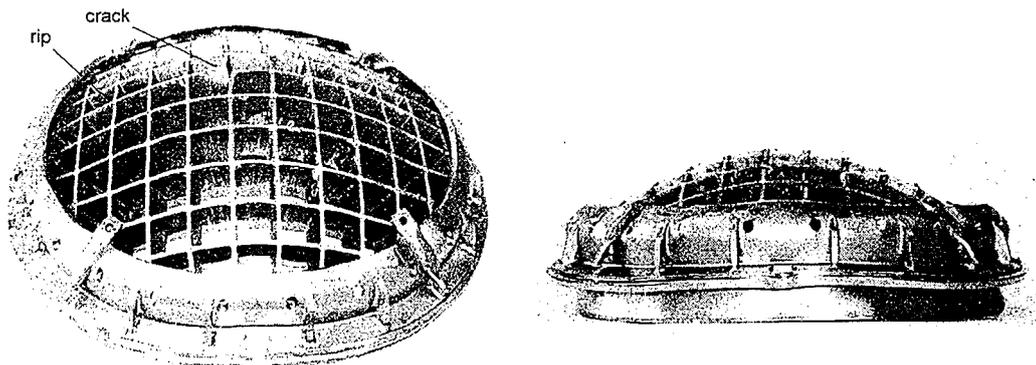


Abbildung 4.24: Verformter Oberer Rost nach BERDA-Test 08

4.4 RDB-Deckel

Daten und Formelzeichen des Deckels

f_h	Parameter der Deckelverformungskraft
$h_f = 1.1$ m	Höhe des Deckelflansches
$h_h = 0.242$ m	Dicke der Schale
$h_B = 1.173$ m	Höhe der Schale
$l_b = 1.1$ m	Schaftlänge der Deckelschrauben
$m_{b,0} = 77\ 000$ kg	Masse Deckelflansch und Schrauben
$m_b = 97\ 000$ kg	Ersatzmasse Deckelflansch und Schrauben
$m_{h,0} = 40\ 000$ kg	Masse der Deckelschale
$m_h = 20\ 000$ kg	Dynamische Ersatzmasse der Deckelschale
$r = \sqrt{y^2 + z^2}$	Radius
w_h	Verformung der Deckelschale im Pol
x_b	Koordinate Deckelflansch
$x_{b,0} = 0$ m	Anfangswert Koordinate Deckelflansch
x_h	Koordinate Deckelschale
$x_{h,0} = 4.75$ m	Anfangswert Koordinate Deckelschale
A_b	Schaftquerschnittsfläche der Deckelschrauben
$D_b = 0.184$ m	Schaftdurchmesser der Deckelschrauben
$D_{Kopf} = 0.3$ m	Schraubenkopfdurchmesser
F_b	Zugkraft in den Schrauben
F_{h-b}	Verformungskraft der Deckelschale = Schnittkraft zwischen Schale und Flansch
$H_{Kopf} = 0.28$ m	Schraubenkopfhöhe
$N = 52$	Anzahl Deckelschrauben
$R_f = 2.876$ m	Außenradius des Deckels
$R_h = 2.271$ m	Innenradius des Deckels
$R_B = 2.785$ m	Krümmungsradius der (unverformten) Schale
R'_B	Krümmungsradius der verformten Schale
V_h	Volumen der Schale
ϵ_r	Meridionaldehnung
ϵ_x	Schraubendehnung
ρ	Dichte
σ_r	Meridionalspannung
σ_x	Zugspannung in den Schrauben

φ	Winkel
φ'	Winkel
ϑ	Umfangswinkel
Δl_b	Verlängerung der Schrauben

In Abbildung 4.25 sind die wichtigsten Abmessungen des RDB-Deckels angegeben.

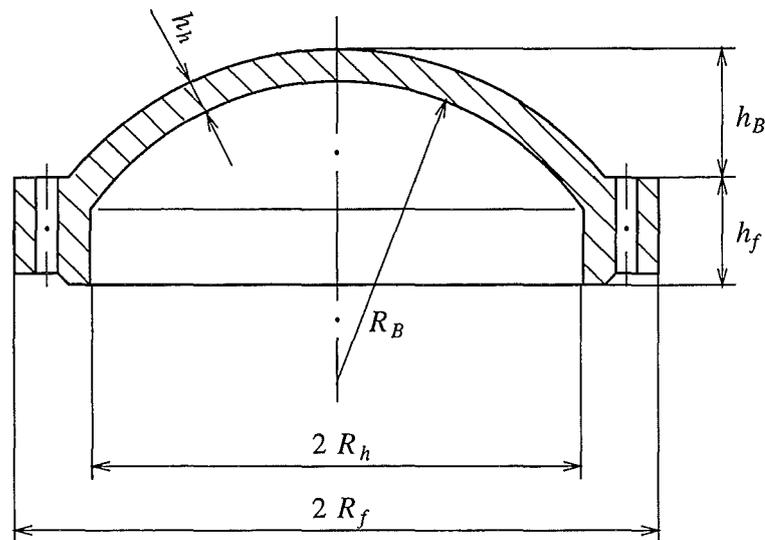


Abbildung 4.25: Die Hauptabmessungen des Deckels

4.4.1 Aufteilen des Modells

Es liegt nahe, den RDB-Deckel durch zwei unterschiedliche Teilmodelle zu beschreiben (Abb. 4.26): Das eine umfaßt die nachgiebige Deckelschale mit dem Freiheitsgrad x_h , der die Koordinate des Schalenmittelpunktes (Zenit) angibt (Abb. 4.27). Das andere Teilmodell umfaßt den starren Flansch und die Dehnschrauben und hat die Koordinate x_b (Abb. 4.30).

4.4.2 Deckelschale

4.4.2.1 Verformungskraft der Deckelschale

In den vorhergehenden Abschnitten wurden die Kräfte berechnet, welche die Deckelschale belasten. Sie sind in Abb. 4.27 eingezeichnet. Nachdem die Slug-Front den

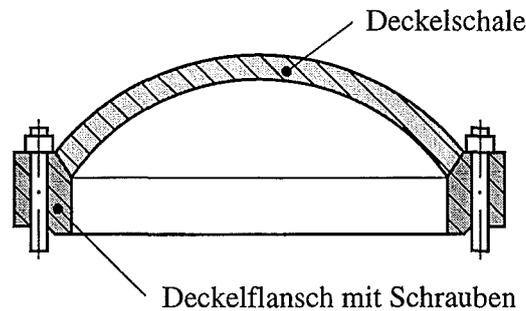


Abbildung 4.26: Aufteilung des Deckels in zwei Teilmodelle

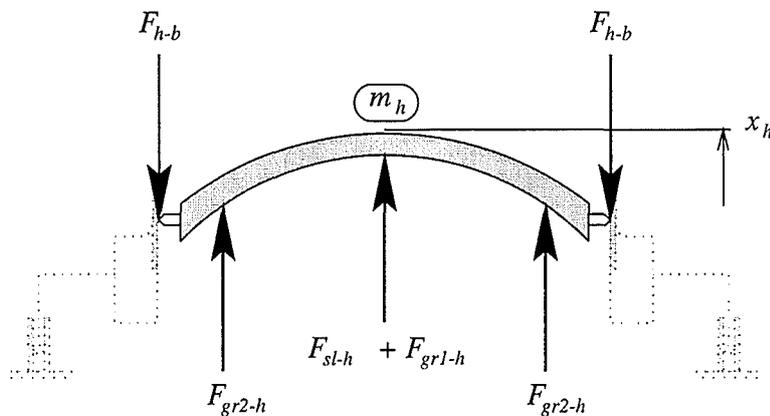


Abbildung 4.27: Symbolische Darstellung des Teilmodells Deckelschale

Deckel erreicht hat (siehe Abschnitt 4.1), wird vom Slug die Kraft F_{sl-h} ausgeübt. Eine weitere Belastung erfährt die Deckelschale durch den aufprallenden Oberen Rost. Dieser kann an zwei Stellen mit dem Deckel in Kontakt treten: Der Rost trifft kurze Zeit nach dem Herausrutschen aus der Einspannung mit dem Tragring auf die Deckelschale auf. Die dabei ausgeübte Kraft F_{gr2-h} wirkt auf einer ringförmigen Fläche. Bei genügend großer Verformung des Rostes berührt dieser den Deckel im mittleren Bereich und überträgt die Kraft F_{gr1-h} .

Die Rückstellkraft F_{h-b} bei der Verformung der Deckelschale wirkt als Schnittkraft zwischen Schale und Flansch des Deckels. Sie ist bei gegebener Last abhängig von der Verformung der Deckelschale. Die Verformung der Schale im Pol ist

$$w_h = x_h - x_{h,0} - x_b, \quad (4.125)$$

die Verformungsgeschwindigkeit

$$\dot{w}_h = \dot{x}_h - \dot{x}_b. \quad (4.126)$$

Zur Berechnung der Dehnungen aus der Verformung w_h der Deckelschale werden folgende Annahmen getroffen: Zu Grunde gelegt wird ein gleichförmiger Membranspannungszustand in der Schale. Die Schale bleibe bei ihrer Verformung die eines Kugelabschnitts, wobei sich der Radius R_h der Basis nicht ändert. Mit wachsender Verformung wird die Wölbung größer, d.h. der Krümmungsradius der Schale verringert sich von R_B auf R'_B (Abb. 4.28). Die Dehnung sei dem angenommenen Membranspannungszustand entsprechend gleichmäßig über die Schale verteilt.

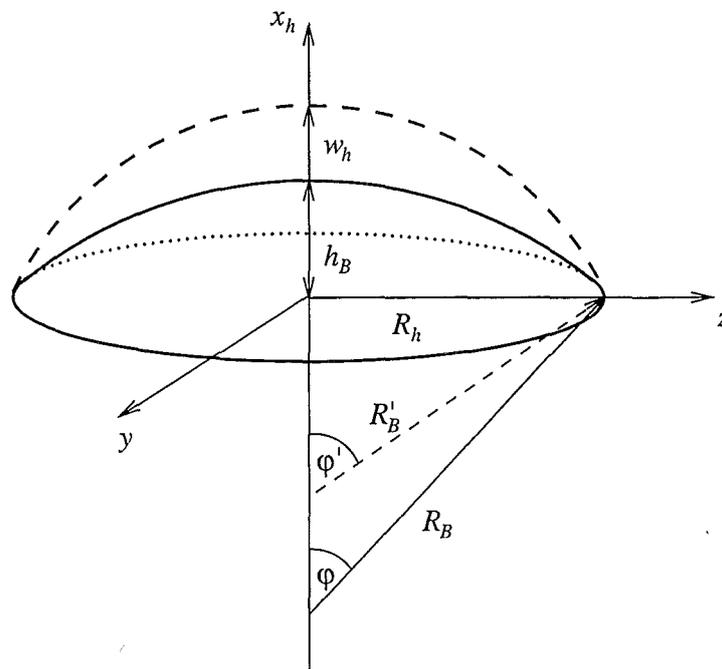


Abbildung 4.28: Zur Berechnung der Dehnung ϵ_r aus der Verschiebung w_h

Die Meridionaldehnung ist:

$$\epsilon_r = \frac{\varphi' R'_B}{\varphi R_B} - 1, \quad (4.127)$$

mit den aus der Geometrie abzuleitenden Größen

$$\begin{aligned}
\sin \varphi &= \frac{R_h}{R_B}, \\
\sin \varphi' &= \frac{R_h}{R'_B}, \\
R_B &= \frac{R_h^2 + h_B^2}{2 h_B}, \\
R'_B &= \frac{R_h^2 + (h_B + w_h)^2}{2 (h_B + w_h)}.
\end{aligned} \tag{4.128}$$

In (4.127) eingesetzt, ergibt sich die gesuchte Abhängigkeit der mittleren Dehnung ϵ_r in der Deckelschale von der Verformung w_h im Deckelzenit:

$$\epsilon_r = \frac{\arcsin \left(\frac{2R_h(h_B + w_h)}{R_h^2 + (h_B + w_h)^2} \right) \cdot \frac{R_h^2 + (h_B + w_h)^2}{2(h_B + w_h)}}{\arcsin \left(\frac{2R_h h_B}{R_h^2 + h_B^2} \right) \cdot \frac{R_h^2 + h_B^2}{2 h_B}} - 1. \tag{4.129}$$

Die später benötigte Ableitung der Dehnung nach der Verschiebung ergibt:

$$\begin{aligned}
\frac{d\epsilon_r}{dw_h} &= \\
&= \frac{2 \left(\frac{R_h}{R_h^2 + (h_B + w_h)^2} - 2 \frac{R_h (h_B + w_h)^2}{(R_h^2 + (h_B + w_h)^2)^2} \right) (R_h^2 + (h_B + w_h)^2) h_B}{\sqrt{1 - 4 \frac{R_h^2 (h_B + w_h)^2}{(R_h^2 + (h_B + w_h)^2)^2} (h_B + w_h) \arcsin \left(2 \frac{R_h h_B}{R_h^2 + h_B^2} \right) (R_h^2 + h_B^2)}} \\
&+ \frac{2 \arcsin \left(2 \frac{R_h (h_B + w_h)}{R_h^2 + (h_B + w_h)^2} \right) h_B}{\arcsin \left(2 \frac{R_h h_B}{R_h^2 + h_B^2} \right) (R_h^2 + h_B^2)} \\
&- \frac{\arcsin \left(2 \frac{R_h (h_B + w_h)}{R_h^2 + (h_B + w_h)^2} \right) (R_h^2 + (h_B + w_h)^2) h_B}{(h_B + w_h)^2 \arcsin \left(2 \frac{R_h h_B}{R_h^2 + h_B^2} \right) (R_h^2 + h_B^2)},
\end{aligned} \tag{4.130}$$

und für die Dehnungsgeschwindigkeit erhält man

$$\dot{\epsilon}_r = \frac{d\epsilon_r}{dw_h} \dot{w}_h. \tag{4.131}$$

Die Spannung σ_r wird aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Werkstoffes (Abb. A.2) ermittelt.

Die Rückstellkraft F_{h-b} wird nun aus dem Energiesatz berechnet. Die längs w_h von der Kraft F_{h-b} geleistete Arbeit ist gleich der inneren Verformungsenergie:

$$F_{h-b} \cdot \delta w_h = \int_{V_h} \sigma_r \delta \epsilon_r dV. \quad (4.132)$$

Der Deckel enthält insgesamt 75 Löcher (Durchmesser $D_h = 100$ mm) als Durchführungen für die Regelstäbe und Instrumentierungen. Dadurch wird die Steifigkeit verringert. Dies wird im Modell durch die Einführung eines Parameters f_h berücksichtigt, der die Kraft reduziert. Mit der gemachten Annahme einer gleichmäßig über der Schale verteilten Dehnung ergibt die Integration das Schalenvolumen $V_h = m_h/\rho$, und damit

$$F_{h-b} = f_h \sigma_r \frac{d\epsilon_r}{dw_h} \frac{m_h}{\rho}. \quad (4.133)$$

4.4.2.2 Vergleich mit FEM-Rechnungen

Das Modell zur Berechnung des Kraft-Verformungs-Verhaltens der Deckelschale wird mit einer FEM-Rechnung (ABAQUS) verglichen. Abb. 4.29 zeigt die Mittelpunktverschiebung w_h in Abhängigkeit von der äußeren (statischen) Last. Die Diagramme wurden für das Deckelmodell im Maßstab 1:10 ermittelt, das in den BERDA-Experimente (Kapitel 6) verwendet wird. Die Kräfte müssen mit dem Faktor 100, die Verschiebungen mit 10 multipliziert werden, um die Werte für Original-Abmessungen zu erhalten. Es wurden keine Löcher berücksichtigt ($f_h = 1.0$).

4.4.2.3 Dynamische Ersatzmasse für die Deckelschale

Die gleichmäßig verteilte Masse der Deckelschale erfährt an unterschiedlichen Orten r verschiedene Beschleunigungen. Zur Beschreibung der Dynamik steht jedoch nur der Freiheitsgrad x_h in der Mitte zur Verfügung. Deshalb wird gefordert, daß die Trägheitskraft der diesem Freiheitsgrad zugeordneten dynamischen Ersatzmasse m_h mit derjenigen der verteilten Masse übereinstimmt:

$$m_h \ddot{x}_h = \int_{Schale} \ddot{x}(r) dm. \quad (4.134)$$

Die Beschleunigungsverteilung entlang des Radius r wird beschrieben durch folgenden Ansatz:

$$\ddot{x}(r) = \ddot{x}_h \left[1 - \left(\frac{r}{R_h} \right)^2 \right]. \quad (4.135)$$

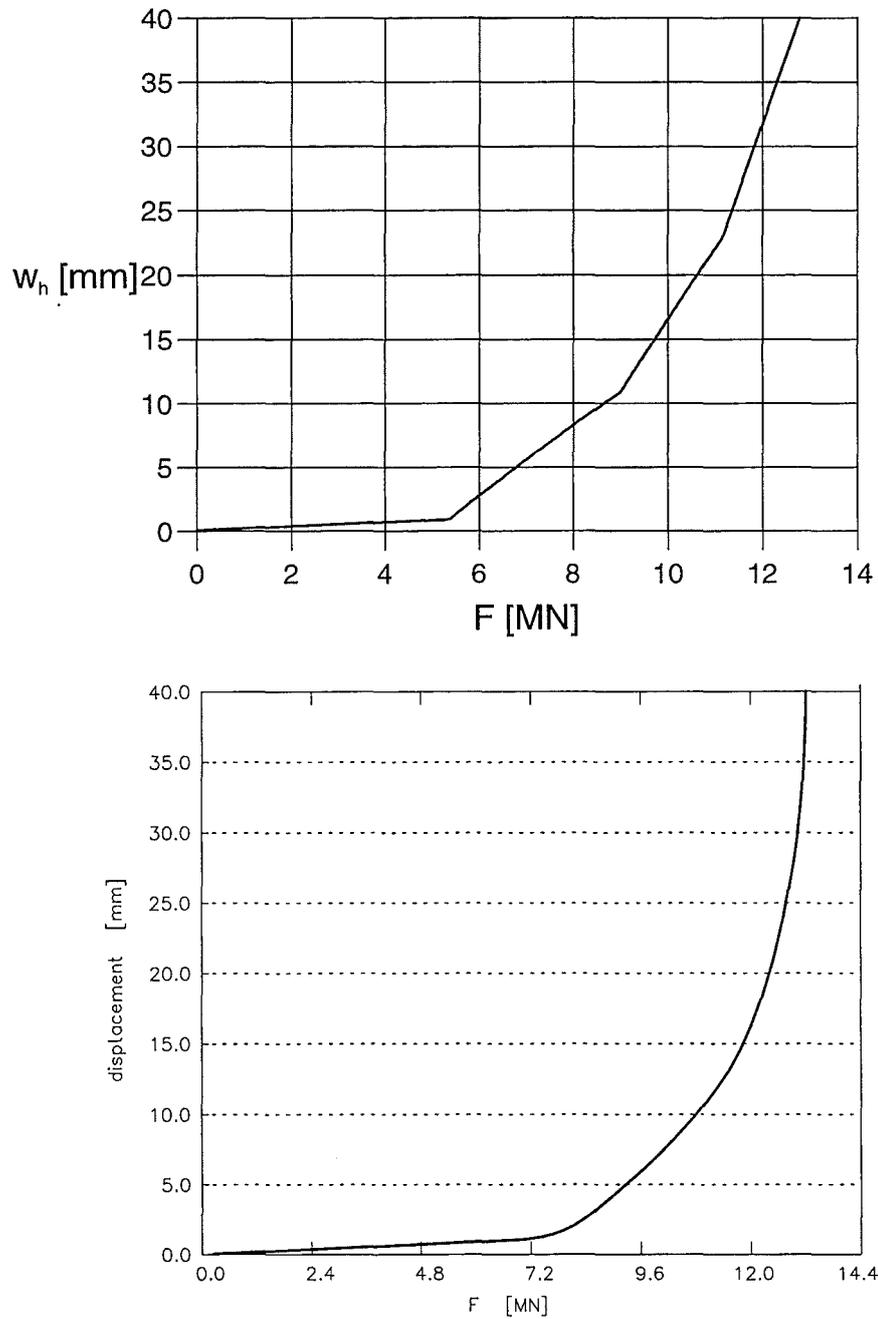


Abbildung 4.29: Kraft-Verformungsverhalten der Deckelschale berechnet mit dem vorgestellten Modell (oben) und einem FEM-Modell (unten) - BERDA-Geometrie 1:10. Für Original-Abmessungen gilt: $F \cdot 100$, $w_h \cdot 10$

Da die Deckelverformung klein bleibt, ist dies eine brauchbare Näherung für die oben benutzte kugelförmige Verformung. Damit wird

$$m_h = \int_{Schale} \frac{\ddot{x}(r)}{\ddot{x}_h} dm = \int_0^{2\pi} \int_0^{R_h} \left[1 - \left(\frac{r}{R_h} \right)^2 \right] \rho h_h r dr d\vartheta. \quad (4.136)$$

Man erhält als Ersatzmasse

$$m_h = 0.5 m_h. \quad (4.137)$$

Die andere Hälfte der Schalenmasse wird dem Flansch des Deckels zugeordnet.

4.4.3 Deckelflansch und Deckelschrauben

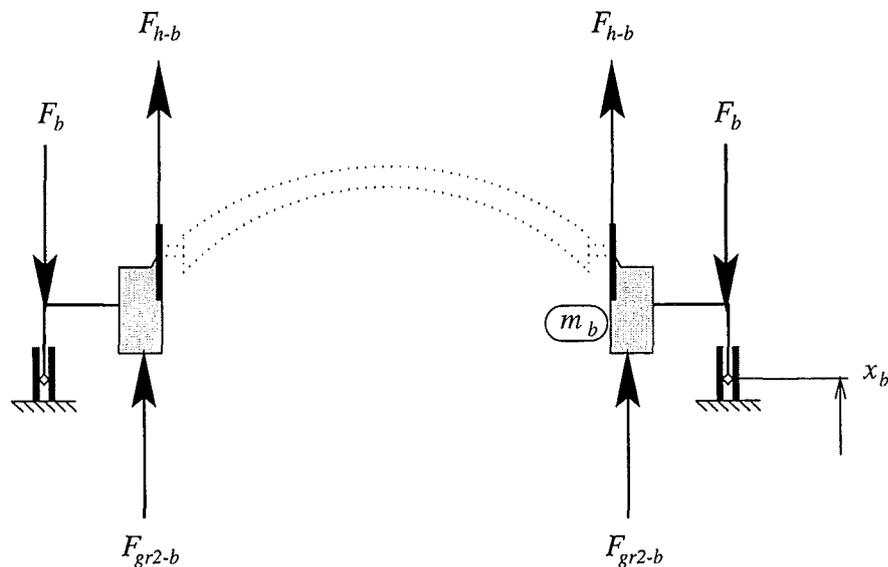


Abbildung 4.30: Teilmodell Deckelflansch und Deckelschrauben

Ein letztes Teilmodell behandelt den Flansch des RDB-Deckels zusammen mit den RDB-Deckelschrauben, welches den Freiheitsgrad x_b hat (Abb. 4.30). Nachfolgend ist die diesem Teilmodell zugeordnete Masse, aufgeschlüsselt nach den Beiträgen der einzelnen Komponenten, aufgeführt. Zur Masse aus Flansch und Schrauben kommt noch ein Teil der Schalenmasse des Deckels hinzu. Das rührt vom dynamischen Verhalten des Deckels her (siehe Abschnitt 4.4.2).

Deckelflansch	63 000 kg
Schraubenkopf (52 Schrauben)	8 000 kg
Halbe Schraubenmasse (52 Schrauben)	6 000 kg
Teil der Schalenmasse ($m_{h,0} - m_h$)	20 000 kg

Es wird nur die halbe Masse der Schrauben berücksichtigt, da ihr unteres Ende fest mit dem RDB verbunden ist und sich daher nicht bewegt.

Die von den anderen Teilmodellen auf den Flansch wirkenden Kräfte werden über die Schrauben an den Druckbehälter abgeleitet. Sie sind in Abb. 4.30 eingetragen. Dabei ist F_{gr2-b} die Kraft, die vom Oberen Rost über dessen Einspannung auf den Flansch übertragen wird. Sie wirkt solange der Rost sich in seiner Halterung befindet. Nach dem Versagen des Oberen Rostes (Herausrutschen aus der Halterung) verschwindet diese Kraft. F_{h-b} ist die Kraft zwischen dem Schalenteil des Deckels und dem Flansch.

F_b ist die Schnittkraft in den 52 Schrauben. Sie ergibt sich aus der Spannung im Schaftquerschnitt, die durch die Dehnung bei Verlängerung der Schrauben unter Last entsteht. Die Schrauben können ausschließlich auf Zug belastet werden. Die Dehnung in den Schrauben ergibt sich aus deren Verlängerung Δl_b .

$$\epsilon_x = \frac{\Delta l_b}{l_b} = \frac{x_b}{l_b}, \quad (4.138)$$

$$\dot{\epsilon}_x = \frac{\dot{x}_b}{l_b}. \quad (4.139)$$

Die Zugspannung wird aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Werkstoffes der Dehnschrauben (Abb. A.3) ermittelt. Die Zugkraft in den $N = 52$ Schrauben bei Verlängerung wird über die Querschnittsfläche berechnet:

$$F_b = N A_b \sigma_x. \quad (4.140)$$

4.5 Verknüpfen der Teilmodelle

In den Abschnitten 4.1 bis 4.4 wurden die sechs Teilmodelle detailliert vorgestellt, in die das Problem zur theoretischen Beschreibung und Berechnung aufgeteilt wurde. Für jedes Teilmodell wurde das Kraft-Verformungsverhalten hergeleitet, aus dem die an den Freiheitsgraden angreifenden Kräfte bestimmt werden können. In der Abbildung 4.31 ist in einer Übersicht die Modellbildung durch Aufteilen des ursprünglichen Problems in die Teilmodelle dargestellt (vergleiche auch Abb. 2.1). Man erkennt die Zuordnung der Teilmodelle zu den Bauteilen/Baugruppen. In der symbolischen Darstellung (rechts) sind die Teilmodelle zum Gesamtsystem verknüpft dargestellt. Eingetragen sind die Freiheitsgrade (Koordinaten) und die Massen der Modelle sowie ihre Verknüpfungen. Letztere werden durch das in Kapitel 2 erläuterte Verformungselement (Abb. 2.3) symbolisiert. Auf die Eintragung der Kräfte wurde der Übersichtlichkeit wegen verzichtet.

Diese sechs Teilmodelle müssen miteinander verknüpft werden, um das dynamische Verhalten des Gesamtsystems berechnen zu können. Dazu wird das dynamische Kräftegleichgewicht für jedes Teilmodell, bzw. für den ihm zugeordneten Freiheitsgrad betrachtet. Auf diese Weise erhält man für jeden Freiheitsgrad eine Differentialgleichung, in der die entsprechende Masse des Teilmodells, die Beschleunigung und die an diesem Knoten angreifenden Kräfte enthalten sind (Gl. 4.142). Die Kopplung der Teilmodelle erfolgt dann über diese Schnittkräfte. Zu beachten ist, daß neben den Kräften auch die (rechnerische) Slug-Masse m_{sl} von \underline{x} abhängig ist. Daraus ergibt sich eine zusätzliche Differentialgleichung zur Berechnung der rechnerischen Slug-Ersatzmasse (Gl. 4.141). Insgesamt ergibt sich folgendes Differentialgleichungssystem:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{sl} &= - \sum_i K_i \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_i), & (4.141) \\ i &= gp, c, gr, h1, h2, \\ \begin{pmatrix} m_{sl} \\ m_{gp} \\ m_{gr1} \\ m_{gr2} \\ m_h \\ m_b \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{x}_{sl2} \\ \ddot{x}_c \\ \ddot{x}_{gr1} \\ \ddot{x}_{gr2} \\ \ddot{x}_h \\ \ddot{x}_b \end{pmatrix}^T &= \begin{pmatrix} \sum F_{slug} \\ \sum F_{rohre} \\ \sum F_{rostgitter} \\ \sum F_{rosttragring} \\ \sum F_{deckelschale} \\ \sum F_{deckelflansch} \end{pmatrix} & (4.142) \end{aligned}$$

In der vektoriellen Schreibweise von (4.142)

$$\underline{m}(\underline{x}) \cdot \underline{\ddot{x}}^T = \underline{F}(\underline{x}, \underline{\dot{x}}, \underline{p}) \quad (4.143)$$

sind die Abhängigkeiten der Koeffizienten angegeben. Der Vektor \underline{p} enthält die Parameter des Systems.

In Gleichung (4.142) werden alle an einem Freiheitsgrad angreifenden Schnittkräfte, diese sind gleich den Kräften auf das zugehörige Teilmodell, durch die abkürzende Schreibweise $\sum F_{teilmodell}$ erfaßt. Ausgeschrieben sind dies im Einzelnen die folgenden:

$$\begin{aligned} \sum F_{slug} &= -F_{sl-c} - F_{sl-gr1} - F_{sl-gr2} - F_{sl-h} - F_{sl-b} \\ &\quad + F_{sl-c}^K + F_{sl-gr1}^K + F_{sl-gr2}^K + F_{sl-h}^K + F_{sl-b}^K \end{aligned} \quad (4.144)$$

$$\sum F_{rohre} = F_{sl-c} - F_{c-gr1} - F_{c-gr2} \quad (4.145)$$

$$\sum F_{rostgitter} = F_{sl-gr1} + F_{c-gr1} - F_{gr1-gr2} - F_{gr1-h} \quad (4.146)$$

$$\sum F_{rosttragring} = F_{sl-gr2} + F_{c-gr2} + F_{gr1-gr2} - F_{gr2-h} - F_{gr2-b} \quad (4.147)$$

$$\sum F_{deckelschale} = F_{sl-h} + F_{gr1-h} - F_{h-b} \quad (4.148)$$

$$\sum F_{deckelflansch} = F_{sl-b} + F_{gr2-h} + F_{gr2-b} + F_{h-b} - F_b \quad (4.149)$$

Erwähnt werden muß noch, daß die oben aufgeführten Kräfte nicht alle gleichzeitig wirken. So werden z.B. die Fluidkräfte F_{sl-h} und F_{sl-b} erst ausgeübt, wenn der Slug den Deckel erreicht hat; die Kraft F_{gr2-b} verschwindet, nachdem der Rost aus der Einspannung gerutscht ist. Das Differentialgleichungssystem hat also in verschiedenen Phasen während des Impacts ein unterschiedliches Aussehen.

Das folgende Kapitel 5 beschäftigt sich mit der Umsetzung und Lösung des Differentialgleichungssystems in einem Rechenprogramm. Dort werden auch die Koeffizienten des Gleichungssystems und deren Einfluß auf die Lösung untersucht.

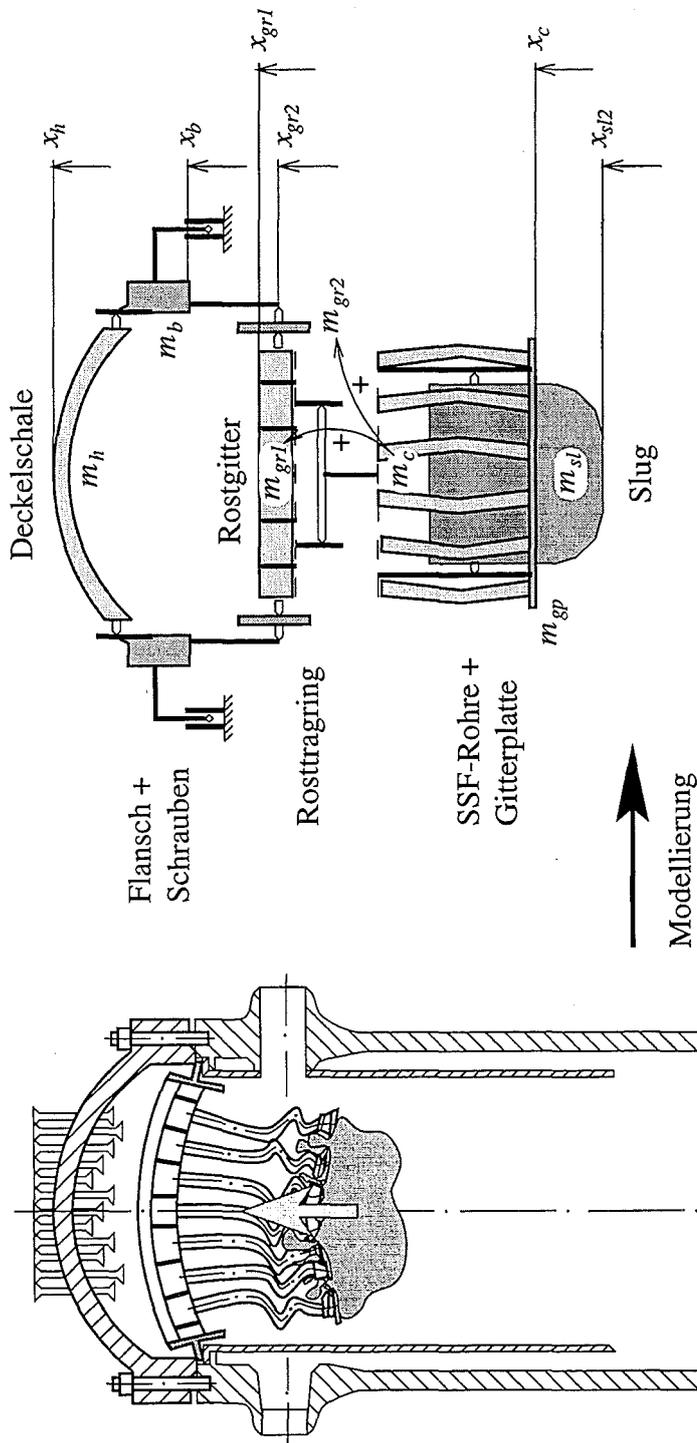


Abbildung 4.31: Modellbildung vom „Original“ (links) zur symbolischen Darstellung des Gesamtmodells (rechts)

Kapitel 5

Rechnerische Umsetzung

5.1 Das Programm SimSIC

Im vorigen Kapitel 4 wurden die Teilmodelle zur Beschreibung des Problems und deren Verknüpfung beschrieben. Daraus entsteht das Differentialgleichungssystem (4.142) und (4.141). Zur numerischen Lösung dient das Rechenprogramm SimSIC (Simplified Slug-Impact Calculation). In ihm wird das Differentialgleichungssystem mittels eines Runge-Kutta Verfahrens 4. Ordnung gelöst.

Das Programm besteht aus dem Hauptprogramm, das den Rechenablauf steuert, und diversen Unterprogrammen, die nacheinander aus dem Hauptprogramm oder anderen Unterprogrammen heraus aufgerufen werden. Das in Abbildung 5.1 dargestellte Flußdiagramm verdeutlicht den Rechenablauf. Die wichtigsten Programmteile werden nachfolgend kurz beschrieben.

simsic Im Hauptprogramm „simsic“ werden zunächst die Rechnungsparameter aus einer Inputdatei eingelesen und die Anfangswerte $x_i(t = 0)$ und $\dot{x}_i(t = 0)$ gesetzt. Die zeitschrittweise Berechnung der Variablen erfolgt in einer Schleife, die bis zum Erreichen der voreingestellten Abbruchzeit durchlaufen wird. In jedem Zeitschritt werden die Ergebnisse (Koordinaten, Geschwindigkeiten, übertragene Kräfte und Impulse, Verformungen usw.) in Ergebnisdateien geschrieben. Danach wird das Unterprogramm „step“ zur Berechnung der Variablen des nachfolgenden Zeitschrittes aufgerufen.

step Dieses Unterprogramm steuert das Berechnen der Ableitungen im Unterprogramm „derivs“ entsprechend des numerischen Verfahrens (Runge-Kutta 4. Ordnung) und berechnet aus ihnen die Variablen des neuen Zeitschrittes.

derivs Dieses Unterprogramm ruft nacheinander weitere Unterprogramme auf, in denen die Teilmodelle definiert sind. Dort werden die Kräfte in Abhängigkeit von

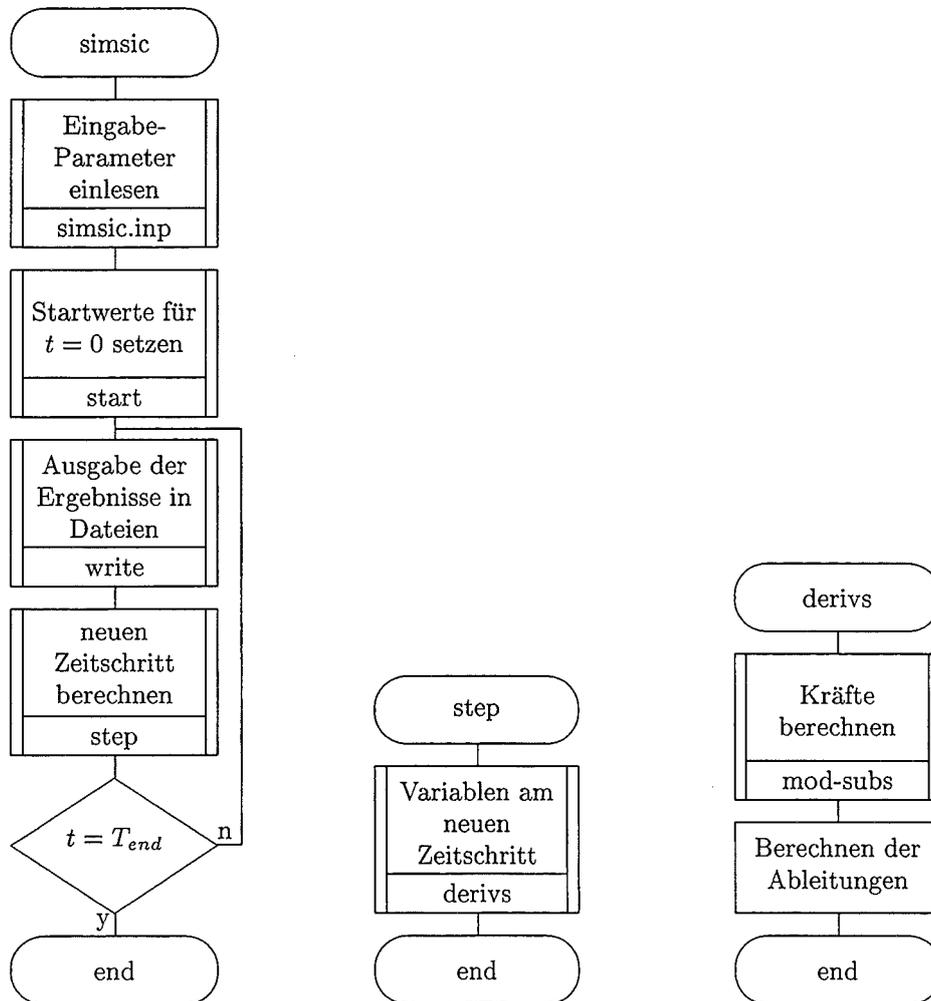


Abbildung 5.1: Flußdiagramm des Programmes SimSIC; Hauptprogramm „simsic“ und die Unterprogramme „step“ und „derivs“

den Koordinaten und den Geschwindigkeiten berechnet. Sie werden benötigt, um die Ableitungen zu berechnen, die an das Unterprogramm „step“ zurückgegeben werden.

5.2 Variablen, Parameter, Konstanten

Die Koeffizienten, die im Differentialgleichungssystem (4.142), (4.141) auftreten, werden in vier Gruppen unterteilt. Die Aufteilung erfolgt nach ihrer Bedeutung, d.h. danach wie zuverlässig ihre Werte bekannt sind.

Konstanten

Dieses sind z.B. durch die Geometrie vorgegebene Größen wie Abmessungen der Bauteile und ihre Massen. Sie sind unveränderlich für alle Rechnungen und durch die Konstruktion des Reaktordruckbehälters vorgegeben.

Feste Parameter

Dazu gehören alle Größen, die zwar vorgegeben, jedoch mit gewissen Schwankungen oder Unsicherheiten behaftet sind. Als Beispiel seien die Materialkennwerte genannt, oder berechnete Größen wie die Ersatzdicken des Rostes, Aufteilungsfaktoren für die Deckel- oder Rostkräfte. Die Abweichungen vom vorgegebenen Wert werden als klein und relativ gut bekannt betrachtet. Sie bleiben während eines Rechenlaufes konstant, können aber in einer anderen Rechnung verschieden sein, wenn z.B. der Einfluß der Materialkennwerte untersucht werden soll.

Freie Parameter

Hierunter fallen alle Größen, die aus Experimenten bestimmt („angepaßt“) bzw. vorgegeben werden: Dies sind insbesondere die Parameter zur Berechnung der Fluid-Struktur-Kräfte. Sie können im Verlauf einer Rechnung unterschiedliche Werte annehmen. Die freien Parameter sind die Größen, deren Einfluß auf die Lösungen auf Grund der Unsicherheiten sehr groß sein kann und deshalb besondere Beachtung verdient.

Variablen

Das sind die Freiheitsgrade (Koordinaten, Geschwindigkeiten), die sich während einer Rechnung laufend ändern. Die Variablen sind die Lösungen des Differentialgleichungssystems.

Zusammenstellung der Abhängigkeiten

In der Tabelle 5.1 ist zusammengestellt, von welchen Konstanten, festen und freien Parametern sowie Variablen die Kräfte und die rechnerische Slug-Masse abhängig sind. Die in der Spalte „Feste Parameter“ auftauchende Abhängigkeit „Material“ faßt die Parameter zusammen, die durch den jeweilige Werkstoff vorgegeben sind. Das sind die Stützpunkte im Spannungs-Dehnungs-Diagramm und die beiden Parameter zur Erfassung des Dehnungsrateneinflusses auf die Spannung im plastischen Bereich.

	Konstanten	Feste Parameter	Freie Parameter	Variablen
m_{sl}	ρ	A_{sl2}	$K_{gp}, K_c,$ $K_{gr}, K_{h1},$ K_{h2}	x_{sl2}
F_{sl-c}	ρ	A_{sl2}	C_{gp}	\dot{x}_{sl2}, \dot{x}_c
F_{sl-gr1}	ρ, L_c	$A_{sl2}, A_{sl-gr}, f_{sl-gr},$ f_{gr}, L_{sl-c}	C_c, C_{gr}	$\dot{x}_{sl2}, \dot{x}_{gr1}$
F_{sl-gr2}	ρ, L_c	$A_{sl2}, A_{sl-gr}, f_{sl-gr},$ f_{gr}, L_{sl-c}	C_c, C_{gr}	$\dot{x}_{sl2}, \dot{x}_{gr2}$
F_{sl-h}	ρ, R_h, R_B, h_B	$A_{sl2}, f_{hb}, h_d, A_{sl-h}$	$C_{h1}, C_{h2},$ f_d, C_m	\dot{x}_{sl2}, \dot{x}_h
F_{sl-b}	ρ, R_h, R_B, h_B	$A_{sl2}, f_{hb}, h_d, A_{sl-h}$	$C_{h1}, C_{h2},$ f_d, C_m	\dot{x}_{sl2}, \dot{x}_b
F_{sl-c}^K	ρ	A_{sl2}	K_{gp}	\dot{x}_{sl2}, \dot{x}_c
F_{sl-gr1}^K	ρ	$A_{sl2}, f_{gr}, f_{sl-gr}$	K_c, K_{gr}	$\dot{x}_{sl2}, \dot{x}_{gr1}$
F_{sl-gr2}^K	ρ	$A_{sl2}, f_{gr}, f_{sl-gr}$	K_c, K_{gr}	$\dot{x}_{sl2}, \dot{x}_{gr2}$
F_{sl-h}^K	ρ	A_{sl2}, f_{hb}	K_{h1}, K_{h2}	\dot{x}_{sl2}, \dot{x}_h
F_{sl-b}^K	ρ	A_{sl2}, f_{hb}	K_{h1}, K_{h2}	\dot{x}_{sl2}, \dot{x}_b
F_{c-gr1}	$\rho, m_c, N_c, L_c,$ A_c, R_{gr1}	Material, $Y_{c,max},$ f_{gr}, W_c	—	x_c, x_{gr1}, x_{gr2}
F_{c-gr2}	$\rho, m_c, N_c, L_c,$ A_c, R_{gr1}	Material, $Y_{c,max},$ f_{gr}, W_c	—	x_c, x_{gr1}, x_{gr2}
$F_{gr1-gr2}$	N_c, R_{gr1}	Material, $f_{gr}, R_{gr},$ R_{ers}, h_b, h_m, W_c	—	$x_{gr1}, x_{gr2},$ $\dot{x}_{gr1}, \dot{x}_{gr2}$
F_{gr1-h}	R_{gr1}, R_h, h_B	Material, $f_{A,st}, R_{gr},$ A_{gr1-h}	—	x_{gr1}, x_{gr2}, x_h
F_{gr2-b}	$R_h, R_{gr1}, R_{gr2},$ $R_{fl}, h_{fl}, b_{fl}, b_{rp}$	Material	—	x_{gr2}, x_b
F_{gr2-h}	$R_{gr1}, R_{gr2}, R_B,$ H_{tr}, b_{tr}	Material	—	x_{gr2}, x_b
F_{h-b}	R_h, h_B, m_h, ρ	Material, f_h	—	$x_h, x_b, \dot{x}_h, \dot{x}_b,$
F_b	N, A_b, l_b	Material	—	x_b, \dot{x}_b

Tabelle 5.1: Abhängigkeit der Slug-Masse und der Kräfte von den Konstanten, Parametern und Variablen

5.3 Sensitivitätsanalyse

Mit Hilfe einer Sensitivitätsanalyse [70] soll der Einfluß der wichtigsten Parameter auf die Lösung ermittelt werden. Dazu wird das Differentialgleichungssystem, bestehend aus den Gleichungen (4.141) und (4.142), in eine modifizierte Form gebracht:

$$\dot{\underline{Y}} = f(\underline{Y}, \underline{P}, t) = (f_i), \quad i = 1, \dots, 15. \quad (5.1)$$

Der Vektor \underline{Y} enthält die Variablen des Systems:

$$\underline{Y} = (y_i), \quad i = 1, \dots, 15 \quad \text{und} \quad \dot{\underline{Y}} = \frac{\partial}{\partial t} \underline{Y}. \quad (5.2)$$

Dabei sind die y_i wie folgt definiert:

$$\begin{aligned} y_1 &= v_{sl1}, & y_2 &= v_{sl2}, & y_3 &= v_c, & y_4 &= v_{gr1}, & y_5 &= v_{gr2}, & y_6 &= v_h, & y_7 &= v_b, \\ y_8 &= x_{sl1}, & y_9 &= x_{sl2}, & y_{10} &= x_c, & y_{11} &= x_{gr1}, & y_{12} &= x_{gr2}, & y_{13} &= x_h, & y_{14} &= x_b, \\ y_{15} &= m_{sl}. \end{aligned}$$

Die Parameter, deren Einfluß untersucht werden soll, sind im Vektor \underline{P} enthalten. Hierzu gehören vor allem die freien Parameter, da deren „wahre“ Werte nicht bekannt sind, sie deshalb durch Anpassen an Experimente ermittelt werden. Darüber hinaus werden auch die festen Parameter betrachtet, deren Berechnung auf vereinfachenden Annahmen basiert.

$$\underline{P} = (p_j), \quad j = 1, \dots, 20 \quad (5.3)$$

mit

$$\begin{aligned} p_1 &= C_{gp}, & p_2 &= C_c, & p_3 &= C_{gr}, & p_4 &= C_{h1}, & p_5 &= C_{h2}, \\ p_6 &= K_{gp}, & p_7 &= K_c, & p_8 &= K_{gr}, & p_9 &= K_{h1}, & p_{10} &= K_{h2}, \\ p_{11} &= A_{sl2}, & p_{12} &= f_{gr}, & p_{13} &= f_{sl-gr}, & p_{14} &= f_{hb}, & p_{15} &= A_{sl-h}, \\ p_{16} &= W_c, & p_{17} &= h_b, & p_{18} &= f_h, & p_{19} &= A_{gr1-h}, & p_{20} &= h_m. \end{aligned}$$

Die Funktionen f_i ergeben sich aus (4.141), (4.142) und mit (5.2):

$$\begin{aligned} f_1 &= f_2, & f_8 &= v_{sl1}, \\ f_2 &= \sum F_{slug}/m_{sl}, & f_9 &= v_{sl2}, \\ f_3 &= \sum F_{rohre}/m_c, & f_{10} &= v_c, \\ f_4 &= \sum F_{rostgitter}/m_{gr1}, & f_{11} &= v_{gr1}, \\ f_5 &= \sum F_{rosttragring}/m_{gr2}, & f_{12} &= v_{gr2}, \\ f_6 &= \sum F_{deckelschale}/m_h, & f_{13} &= v_h, \\ f_7 &= \sum F_{deckelflansch}/m_b, & f_{14} &= v_b, \\ f_{15} &= -\sum K_s \rho A_{sl2} (\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_c). \end{aligned}$$

Für einen Satz von Parametern \underline{P}_0 ist die Lösung des Differentialgleichungssystems (5.1) durch $\underline{Y}(\underline{P}_0, t)$ gegeben.

An dieser Stelle muß man ein paar Schwierigkeiten beachten, die sich aus der Beschreibung der Teilmodelle für das weitere Vorgehen ergeben. Sie resultieren hauptsächlich aus der Berechnung des Kraft-Verformungs-Verhaltens der Einbauten und des Deckels. Um dieses zu bestimmen, werden in Kapitel 4 die Verformungen der Bauteile umgerechnet in mittlere Dehnungen, die über das Werkstoffgesetz mit den Spannungen verknüpft sind. Daher liegen keine stetig differenzierbaren Funktionen zwischen Verschiebungen und Kräften vor.

Deshalb wurden zur Berechnung der Sensitivitäten Näherungsfunktionen bestimmt. Zusätzlich wird das Materialgesetz vereinfacht: Da die elastischen Verformungsanteile eine untergeordnete Rolle spielen, werden sie vernachlässigt und lediglich der plastische Bereich berücksichtigt. Die Spannungs-Dehnungs-Diagramme werden in diesem Bereich durch die Sekante beschrieben. Eine Ausnahme bilden die Deckelschrauben. Da sie noch keine plastischen Verformungen erleiden, während die Einbauten und der Deckel bereits große plastische Deformationen aufweisen, wird bei ihnen sowohl der elastische wie auch der plastische Anteil berücksichtigt.

Insgesamt erhält man so stetig differenzierbare Funktionen, die für die Sensitivitätsanalyse verwendet werden können.

Nun wird (5.1) nach den Parametern des Vektors \underline{P} abgeleitet. Dadurch entsteht das folgende Differentialgleichungssystem:

$$\underline{\dot{U}} = \underline{G}\underline{U} + \underline{H}. \quad (5.4)$$

Die Matrix \underline{U} enthält die sogenannten Sensitivitätsfunktionen $u_{i,j}$, das sind die Ableitungen der Variablen y_i nach den Parametern p_j . Die Komponenten von \underline{G} sind die Ableitungen der Funktionen f_i nach den Variablen und in \underline{H} finden sich die Ableitungen der Funktionen f_i nach den Parametern:

$$\underline{U} = (u_{i,j}) = \left(\frac{\partial y_i}{\partial p_j} \right), \quad i = 1, \dots, 15, \quad j = 1, \dots, 20, \quad (5.5)$$

$$\underline{\dot{U}} = (\dot{u}_{i,j}) = \left(\frac{\partial \dot{y}_i}{\partial p_j} \right), \quad i = 1, \dots, 15, \quad j = 1, \dots, 20, \quad (5.6)$$

$$\underline{G} = (g_{i,k}) = \left(\frac{\partial f_i}{\partial y_k} \right), \quad i = 1, \dots, 15, \quad k = 1, \dots, 15, \quad (5.7)$$

$$\underline{H} = (h_{i,j}) = \left(\frac{\partial f_i}{\partial p_j} \right), \quad i = 1, \dots, 15, \quad j = 1, \dots, 20. \quad (5.8)$$

Die Matrizen \underline{U} , $\underline{\dot{U}}$, \underline{G} und \underline{H} sind abhängig von der Lösung $\underline{Y}(\underline{P}_0, t)$, den Parametern \underline{P}_0 und der Zeit t . D.h. um das System (5.4) lösen zu können, wird die Lösung der Ausgangsgleichungen benötigt.

Die Änderung der Lösung $\Delta \underline{Y}$ bei einer Variation des Parameter-Vektors um $\Delta \underline{P}$ erhält man schließlich durch

$$\Delta \underline{Y} = \underline{U} \Delta \underline{P}. \quad (5.9)$$

Da die Lösung des ursprünglichen Differentialgleichungssystems (5.1) für die Bestimmung der Sensitivitätsfunktionen gebraucht wird, wird das System (5.4) parallel im Programm SimSIC gelöst.

Nach (5.9) kann die Abweichung des Lösungsvektors $\Delta \underline{Y}$ bestimmt werden. Daraus lassen sich die Abweichungen von weiteren interessierenden Größen (Kräfte, Verformungen) berechnen. Hier interessieren in erster Linie die Kraft F_b , die in den Deckelschrauben wirkt, sowie die Verformung w_h des Deckels. Diese sind Größen, die zur Beurteilung der Integrität des Druckbehälterdeckels eine entscheidende Rolle spielen. Sie werden auch in den BERDA-Experimenten ermittelt und sind daher für einen Vergleich mit den Rechnungen geeignet.

Die Schraubenkraft ist abhängig von der Variablen $x_b = y_{14}$. Zur Berechnung der Abweichung der Schraubenkraft wird das totale Differential gebildet:

$$dF_b = \frac{\partial F_b}{\partial y_{14}} dy_{14} = N A_b E^* \frac{1}{L_b} dy_{14}. \quad (5.10)$$

Hierin sind N die Anzahl der Schrauben, A_b deren Querschnittsfläche im Schaft, L_b die Schraubenlänge und E^* die Steigung der Spannungs-Dehnungs-Beziehung:

$$E^* = \begin{cases} 2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2 & : \text{ E-Modul (elastisch),} \\ 2100 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 & : \text{ Sekantensteigung (plastisch).} \end{cases} \quad (5.11)$$

Der Übergang zu finiten Größen ergibt:

$$\Delta F_b = N A_b E^* \frac{1}{L_b} \Delta y_{14}. \quad (5.12)$$

Δy_{14} wird nach (5.9) berechnet.

Die Deckelverformung ist eine Funktion der Variablen $x_h = y_{13}$ und $x_b = y_{14}$. Man erhält hier:

$$dw_h = \frac{\partial w_h}{\partial y_{13}} dy_{13} + \frac{\partial w_h}{\partial y_{14}} dy_{14} = dy_{13} - dy_{14}, \quad (5.13)$$

und damit

$$\Delta w_h = \Delta y_{13} - \Delta y_{14}, \quad (5.14)$$

wobei Δy_{13} und Δy_{14} aus (5.9) berechnet werden.

Neben der bisher beschriebenen absoluten Sensitivität wird die relative Sensitivität bestimmt. Sie ist definiert als:

$$\delta R = \frac{\partial R}{\partial p_j} \cdot \frac{p_j}{R}, \quad (5.15)$$

mit der Antwort R des Systems und dem betrachteten Parameter p_j . Die relative Sensitivität ist ein Maß für die Stärke des Einflusses eines Parameters. Für die hier untersuchten Größen (Schraubenkraft F_b und Deckelverformung w_h) erhält man

$$\delta F_b = \frac{\partial F_b}{\partial p_j} \cdot \frac{p_j}{F_b}, \quad (5.16)$$

$$\delta w_h = \frac{\partial w_h}{\partial p_j} \cdot \frac{p_j}{w_h}, \quad (5.17)$$

und mit den zuvor aus den Gleichungen (5.12) und (5.14) ermittelten (finiten) Größen ΔF_b und Δw_h :

$$\delta F_b = \frac{\Delta F_b}{\Delta p_j} \cdot \frac{p_j}{F_b}, \quad (5.18)$$

$$\delta w_h = \frac{\Delta w_h}{\Delta p_j} \cdot \frac{p_j}{w_h}. \quad (5.19)$$

F_b , w_h , ΔF_b und Δw_h sind zeitabhängige Größen und damit auch die mit ihnen gebildeten relativen Sensitivitäten.

Im folgenden werden die maximale Schraubenkraft $F_{b,max}$ und die maximale Deckelverformung $w_{h,max}$, die während des Aufpralls auftreten, untersucht. Mit den zugehörigen Zeiten

$$T_F = t(F_{b,max}), \quad (5.20)$$

$$T_w = t(w_{h,max}) \quad (5.21)$$

erhält man die relativen Sensitivitäten der Maximalwerte von F_b und w_h bezüglich des Parameteres p_j :

$$\delta F_{b,max} = \frac{\Delta F_b(T_F)}{\Delta p_j} \cdot \frac{p_j}{F_{b,max}}, \quad (5.22)$$

$$\delta w_{h,max} = \frac{\Delta w_h(T_w)}{\Delta p_j} \cdot \frac{p_j}{w_{h,max}}. \quad (5.23)$$

Kapitel 6

Ergebnisse

6.1 Die BERDA-Experimente

6.1.1 Die Versuchsanlage

Der Kernschmelzenaufprall auf die Einbauten und den Deckel des Reaktordruckbehälters wird in dem Versuchsprogramm BERDA (**B**eanspruchung des **R**eaktordruckbehälters bei einer In-Vessel **D**Ampfexplosion) untersucht. Hierzu dient die Versuchsanlage in Abb. 6.1. In ihr werden Modell-Experimente im Maßstab 1:10 durchgeführt. Im oberen Teil der Anlage befindet sich das Modell des oberen Teils des Reaktordruckbehälters. Der Kernschmelzen-Slug wird durch ein Flüssigmetall mit niedrigem Schmelzpunkt simuliert. Es befindet sich in einem Tiegel, der mittels Gasdruck beschleunigt wird. Der Tiegel wird vor Erreichen des Modells abgebremst, während das Flüssigmetall als Slug weiter fliegt und schließlich auf das Modell auftrifft.

In der Anlage können bei einer Slug-Masse von 80 kg Slug-Geschwindigkeiten bis etwa 130 m/s erreicht werden. Gemessen werden unter anderem die Aufprallgeschwindigkeit des Slugs (Lichtschranken), die Kraft in den Schrauben (über Dehnungs-Meßstreifen) und die bleibende plastische Verformung des RDB-Deckels (durch Vermessen vor und nach einem Versuch). Diese Größen sind relevant zur Beurteilung der Integrität des RDB-Deckels, bzw. der Deckel-Schrauben. Deshalb werden sie auch zum Vergleich mit den Rechnungen des Programmes SimSIC herangezogen.

6.1.2 Vergleich mit Rechnungen, Versuchsprogramm

Die BERDA-Experimente werden im Maßstab 1:10 durchgeführt. Für einen Vergleich müssen deswegen auch die Rechenergebnisse für denselben Maßstab angegeben werden. Unter Beachtung von Tabelle 6.1 können sie aus den Rechenergebnissen

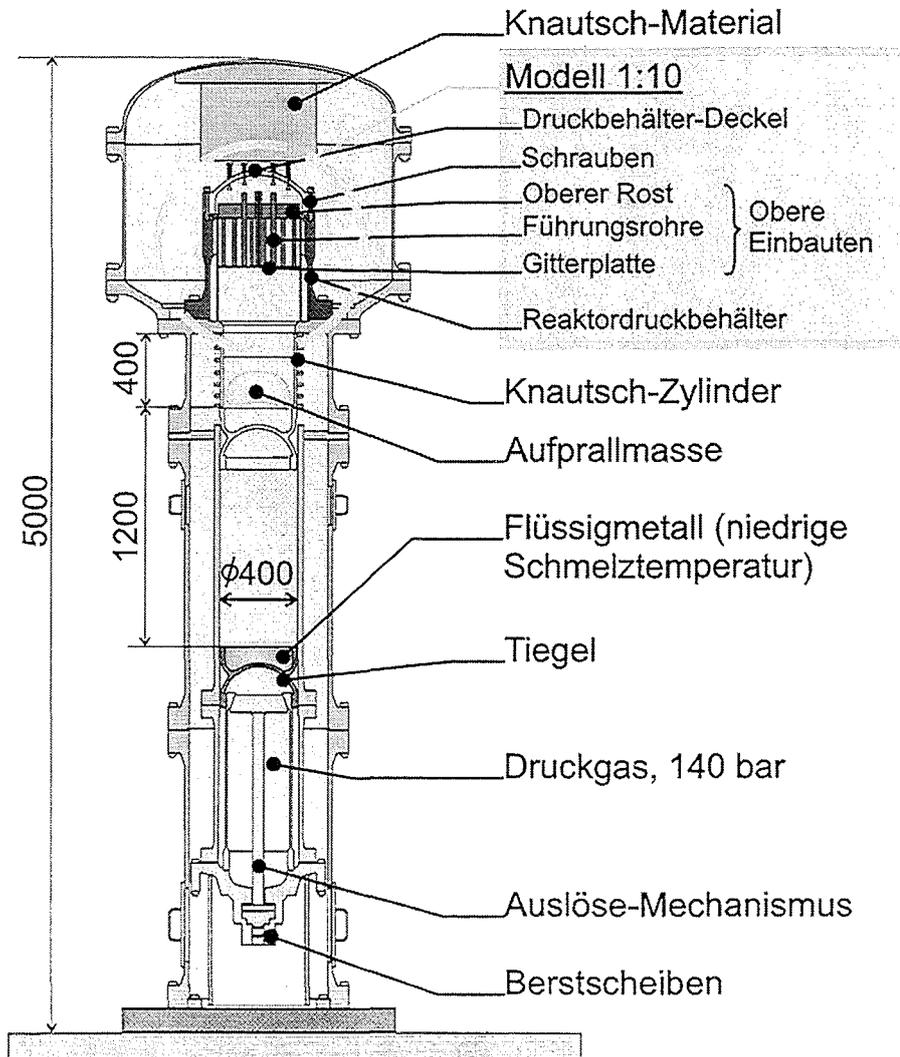


Abbildung 6.1: Versuchsanlage BERDA

für die Originalabmessungen bestimmt werden.

Dabei ist zu beachten, daß die Dehnungsgeschwindigkeiten maßstabsbehaftet sind. Wegen der Abhängigkeit der Spannungs-Dehnungs-Beziehung der Werkstoffe von der Dehnungsgeschwindigkeit wurden die in SimSIC für die Originalgröße berechneten Dehnungsgeschwindigkeiten bereits während der Rechnungen auf den Modellmaßstab umgerechnet.

Zum Zeitpunkt der Erstellung dieses Berichtes waren 11 Experimente in der BERDA-Anlage durchgeführt worden (Tabelle 6.2).

Größen	Modell : Original
Längen, Verformungen	1 : 10
Flächen	1 : 100
Volumen, Massen	1 : 1000
Kräfte	1 : 100
Zeiten	1 : 10
Geschwindigkeiten	1 : 1
Dehnungsgeschwindigkeiten	10 : 1

Tabelle 6.1: Maßstabsverhältnisse von Modell zu Original

Test	Slug	Masse [kg]	v_0 [m/s]	Einbauten
01	Bleikugeln	65	78	–
02	Bleikugeln	65	101	–
03	Stahlkörper	26	101	–
04	Flüssigmetall	82.5	97	–
05	Flüssigmetall	82.5	109	–
06	Flüssigmetall	82.5	108	–
07	Flüssigmetall	82.5	61	–
08	Flüssigmetall	82.5	106	Stahl
09	Flüssigmetall	82.5	61	–
10	Flüssigmetall	82.5	121	Stahl
11	Flüssigmetall	82.5	130	Rotguß

Tabelle 6.2: Durchgeführte BERDA-Tests

6.2 Aufprall ohne Einbauten

6.2.1 Vergleich mit Experimenten

Zum Vergleich mit Rechnungen wurden die BERDA-Tests 05, 06, 07 und 09 herangezogen, bei denen der Slug ohne Berücksichtigung der oberen Einbauten direkt auf den RDB-Deckel auftrifft. Der Test 04 bleibt unberücksichtigt, da in diesem der Tiegel vor dem Aufprall zerstört wurde und deshalb die tatsächliche auftreffende Masse und die Slug-Geschwindigkeit nicht genau bekannt sind. Für die Rechnungen werden die Parameter benötigt, die die Aufprallkraft des Slugs sowie das Verformungsverhalten der Deckelschale beschreiben (Tabelle 6.3). Die Bestimmung dieser Parameter erfolgte aus einem Vergleich des gemessenen Verlaufs der Kraft in den Schrauben, des übertragenen Impulses und der bleibenden Verformung des Deckels.

$C_{h1} = 0.6$	$K_{h1} = 0.1$	$f_h = 0.75$
$C_{h2} = 2.0$	$K_{h2} = 1.35$	$f_d = 1.0$

Tabelle 6.3: Parameter für Tests ohne Einbauten

Die erste Phase des Kontakts von Slug und RDB-Deckel, in der wegen des gewölbten Deckels die Kontaktfläche und damit die Kraft erst allmählich ansteigt, wird durch die Parameter C_{h1} und K_{h1} beschrieben (Abschnitt 4.1.5). Die Werte von C_{h1} und K_{h1} sind daher relativ klein. Zu Beginn der zweiten Phase hat die Kontaktfläche die Querschnittsfläche des Slugs erreicht und die weitere Impulsübertragung ist durch die Strömungsumlenkung entlang der Deckelkontur gekennzeichnet. Bei diesem vollen Kontakt tritt die maximale Strömungskraft des Slugs auf den Deckel auf, die Werte von C_{h2} und K_{h2} sind entsprechend hoch. Das ist ein Unterschied zu der Berechnung des Slug-Aufpralls bei den FLIPPER-Experimenten, bei denen von Beginn an mit dem vollen Kontakt gerechnet wurde (flache Platte). Der Parameter f_h wurde aus den Versuchen ermittelt. Der Wert $f_h = 0.75$ gilt dementsprechend für einen Deckel mit Löcher, wie er für die BERDA-Experimente verwendet wurde.

In den Abbildungen 6.2, 6.3, 6.4 und 6.5 werden die in den Experimenten 05, 06, 07 und 09 gemessenen Verläufe der Schraubenkraft (obere Diagramme) und die dazugehörigen übertragenen Impulse (untere Diagramme) verglichen mit den entsprechenden Rechnungen.

Der berechnete Kraftverlauf stimmt bei den Tests 05 und 06 am besten mit den Experimenten überein. Die Übereinstimmung bei kleineren Slug-Geschwindigkeiten (Tests 07 und 09) ist nicht ganz so gut. Die Dauer des gesamten Aufprallvorganges und der dabei übertragene Impuls wird bei allen Experimenten ohne Einbauten durch die Rechnungen gut wiedergegeben.

Die Schwingungen der Schraubenkräfte sind bei den berechneten Kraftkurven stärker ausgeprägt als bei den gemessenen. Das ist eine Folge der vereinfachten Betrachtung, daß die Strömungskraft an nur zwei Stellen des Deckels angreift (Mittelpunkt und Flansch) und dadurch ihre dämpfende Wirkung verringert wird. Bei höheren Slug-Geschwindigkeiten (Tests 07 und 09) sind die Schwingungen schwächer, da sie durch die plastische Verformung der Deckelschale zusätzlich gedämpft werden.

In Tabelle 6.4 sind die wichtigsten Größen des Vergleiches zusammengestellt. F_{max} bezeichnet die maximale während des Aufpralles auftretende Kraft in den Schrauben. Der übertragene Impuls ist normiert mit dem Anfangsimpuls $I_0 = m_0 v_0$ des Slugs. Die berechneten Werte stimmen gut mit den gemessenen Daten überein. Eine weitere wichtige Größe ist die bleibende (plastische) Verformung des Deckels $w_{h,max}$. Diese wird mit SimSIC im Mittel etwa um den Faktor 0.5 zu gering berechnet

(vgl. Abb. 6.6). Allerdings ist zu beachten, daß auch die gemessenen Verformungen einer starken Streuung unterliegen (vgl. insbesondere Test 07 und Test 09).

		Test 05	Test 06	Test 07	Test 09
v_0	[m/s]	109	108	61	61
m_0	[kg]	82.5	82.5	82.5	82.5
F_{max} , gemessen	[MN]	10.6	11.0	7.5	8.8
F_{max} , berechnet	[MN]	11.5	11.5	9.1	9.1
I/I_0 , gemessen	[-]	1.13	1.16	1.23	1.23
I/I_0 , berechnet	[-]	1.11	1.12	1.20	1.20
$w_{h,max}$, gemessen	[mm]	25.3	30.8	10.1	3.2
$w_{h,max}$, berechnet	[mm]	14.2	13.9	1.4	1.4

Tabelle 6.4: Vergleich der bei BERDA gemessenen und mit SimSIC berechneten Ergebnisse

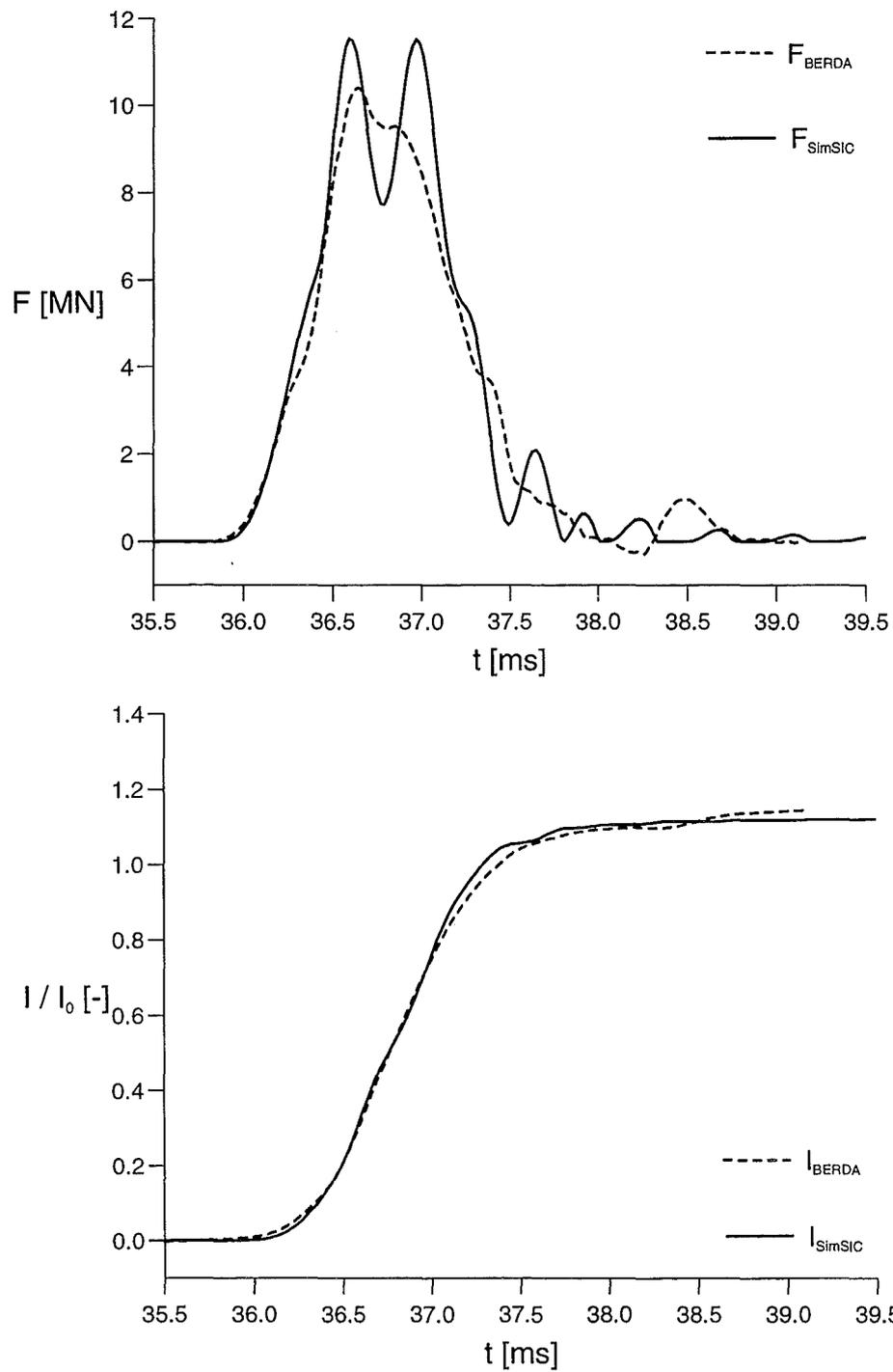


Abbildung 6.2: Vergleich zwischen BERDA-Test 05 ($v_0 = 109$ m/s) und SimSIC-Rechnung: Kraftverlauf in den Schrauben (oben) und übertragener Impuls (unten)

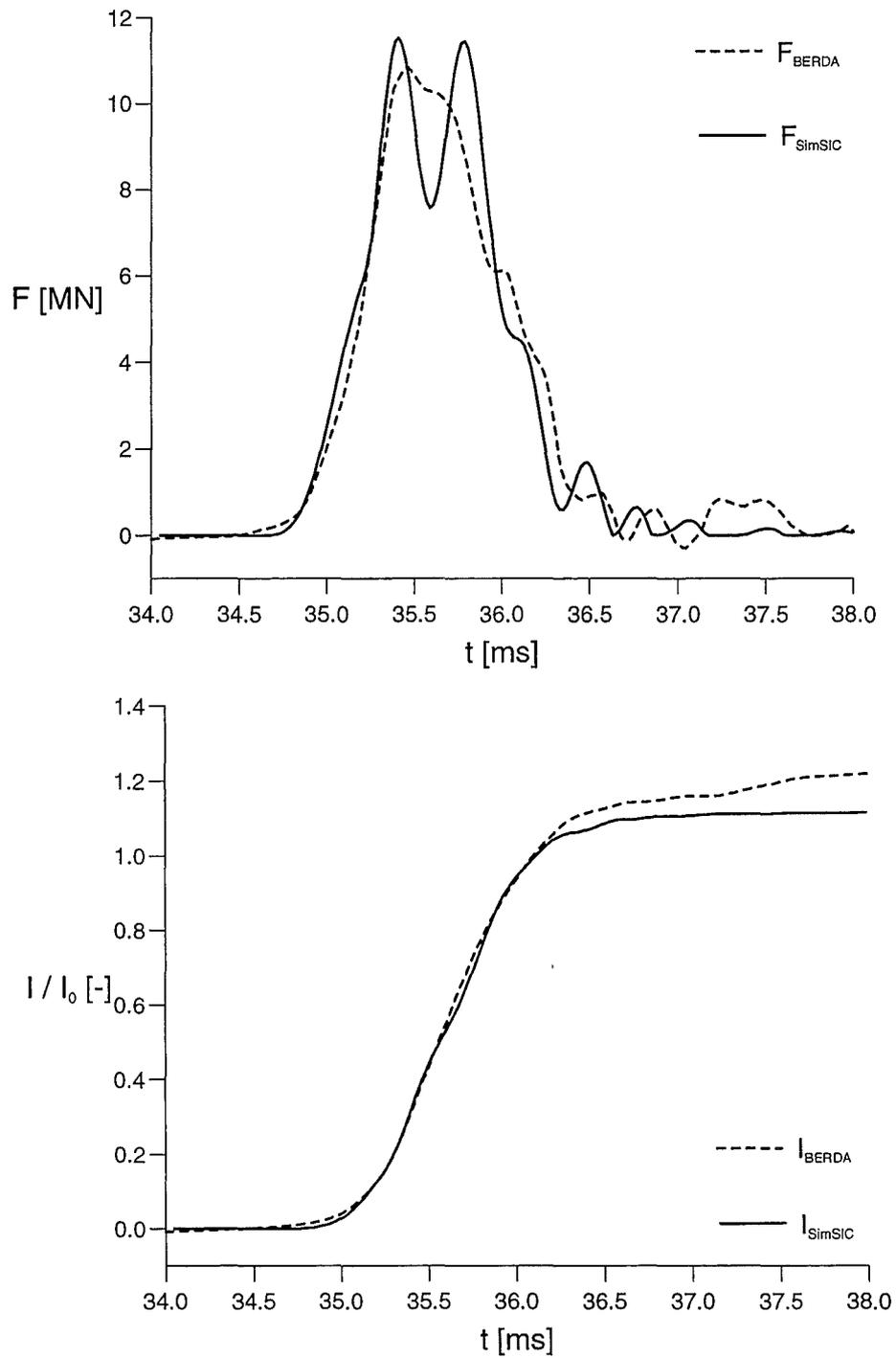


Abbildung 6.3: Vergleich zwischen BERDA-Test 06 ($v_0 = 108$ m/s) und SimSIC-Rechnung: Kraftverlauf in den Schrauben (oben) und übertragener Impuls (unten)

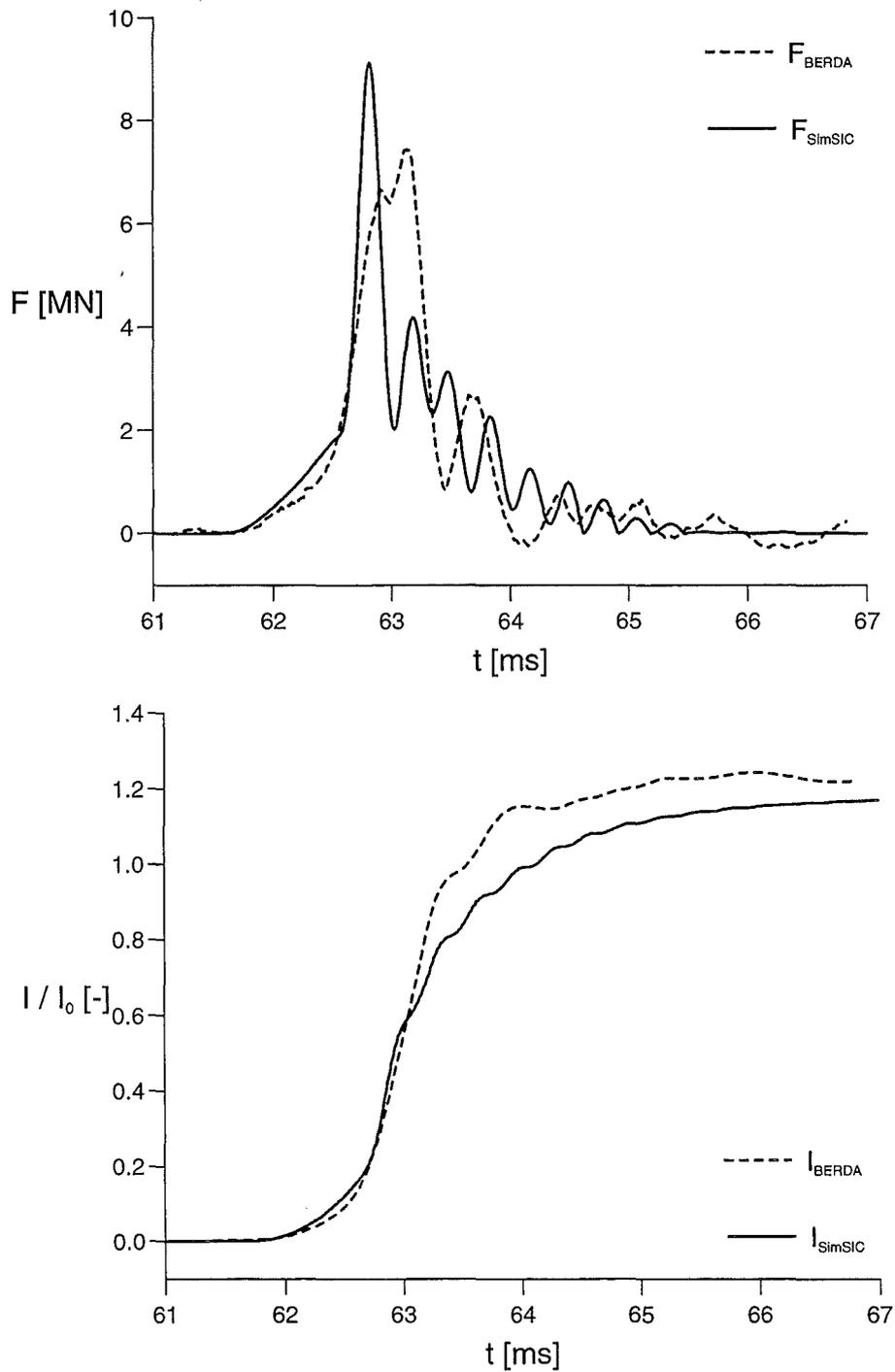


Abbildung 6.4: Vergleich zwischen BERDA-Test 07 ($v_0 = 61$ m/s) und SimSIC-Rechnung: Kraftverlauf in den Schrauben (oben) und übertragener Impuls (unten)

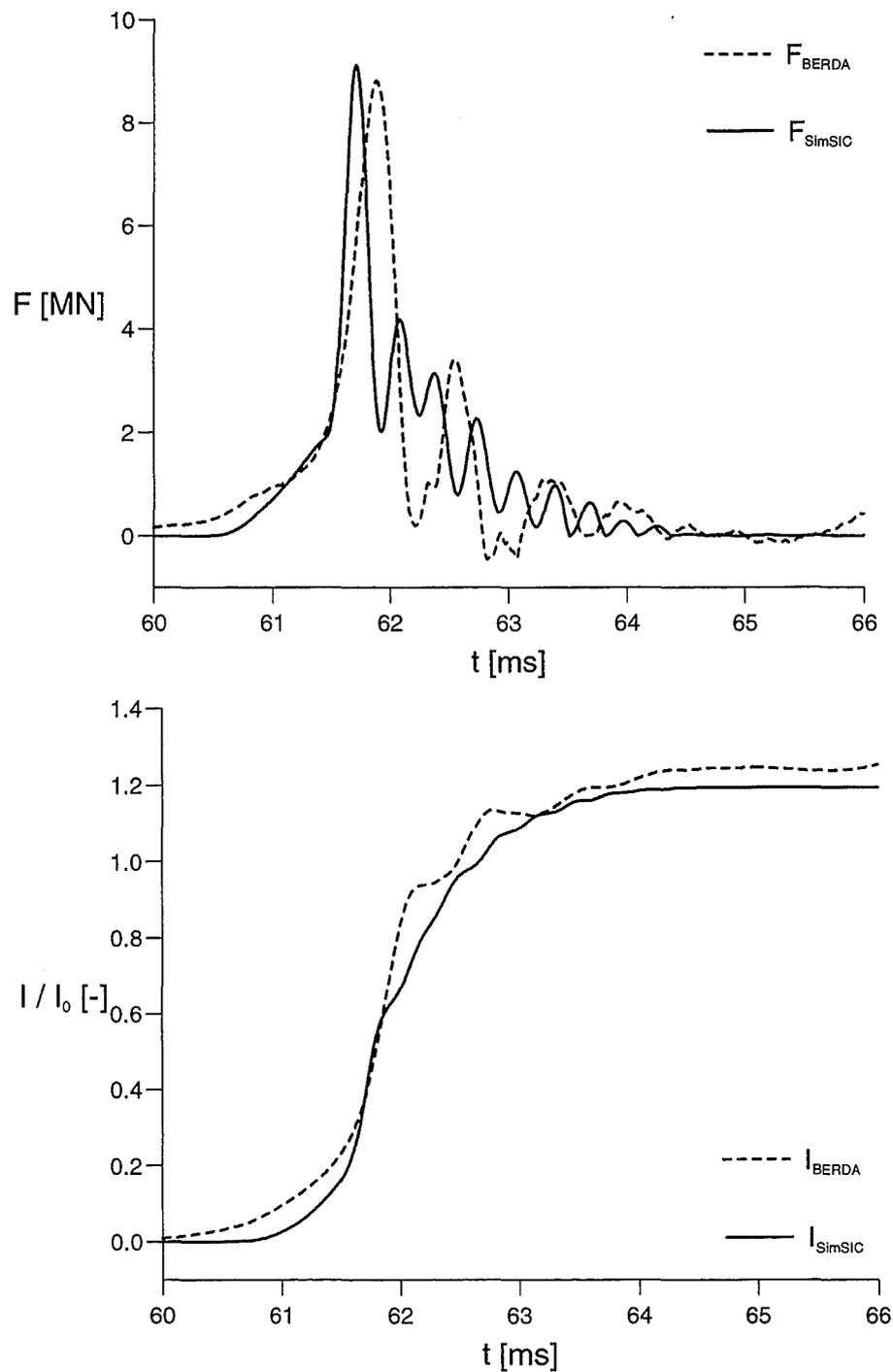


Abbildung 6.5: Vergleich zwischen BERDA-Test 09 ($v_0 = 61$ m/s) und SimSIC-Rechnung: Kraftverlauf in den Schrauben (oben) und übertragener Impuls (unten)

6.2.2 Extrapolation und Parametervariationen

Im vorangegangenen Abschnitt wurden durch einen Vergleich zwischen Experimenten und Rechnungen die zur Berechnung des Slug-Aufpralls auf den RDB-Deckel (ohne Berücksichtigung der oberen Einbauten) mit SimSIC benötigten Parameter bestimmt (Tabelle 6.3). Die so gefundenen Werte gelten für alle nachfolgenden Rechnungen. Bestimmt wurden jeweils die maximale während des Aufpralls auftretende Schraubenkraft F_{max} und die maximale Verformung des Deckels $w_{h,max}$ als Funktion der Slug-Geschwindigkeit. Bei der Verformung ist der (geringe) elastische Verformungsanteil mitenthalten.

In den Diagrammen der Abbildung 6.6 sind die genannten Größen im Bereich von $v_0 = 0 \dots 160$ m/s dargestellt. Mit eingetragen sind die Ergebnisse der BERDA-Tests 05, 06, 07 und 09. Man erkennt deutlich die Änderung der Form der Kraftkurve (oberes Diagramm) ab ca. 60 m/s. Ab dieser Geschwindigkeit treten plastische Verformungen im Deckel auf. Dies erkennt man an den für höhere Geschwindigkeiten stark ansteigenden Verformungen (unteres Diagramm).

Die Kraftkurve läßt sich durch zwei Parabeln annähern: Bis ca. 60 m/s Slug-Anfangsgeschwindigkeit deckt sie sich mit der gestrichelt eingetragenen Kurve, die für ein rein elastisches Deckel- (und Schrauben-) Verhalten berechnet wurde. Der parabolische Charakter ergibt sich aus der vom Slug auf den RDB-Deckel ausgeübten Strömungskraft, die proportional zum Quadrat der Differenzgeschwindigkeit zwischen Slug und Deckel ist. (Streng genommen müßte hier ein starres Deckel- und Schraubenverhalten vorausgesetzt werden. Der Unterschied zum elastischen Verhalten ist auf Grund der geringen Verformungen jedoch vernachlässigbar). Diese Parabel geht allmählich in eine zweite Parabel über, die durch die punktiert eingetragene Kurve angenähert wurde. Diese ergibt sich aus der Deckelverformungskraft und der Strömungskraft, die der Slug auf den Deckel ausübt. Erstere ist bei plastischen Verformungen, die ab ca. 60 m/s auftreten, durch das Materialgesetz begrenzt. Durch das stärkere Ausweichen des Deckels ist die Differenzgeschwindigkeit zwischen Slug und Deckel entsprechend geringer und die Krümmung der „plastischen“ Parabel kleiner als die der „elastischen“ Parabel. Extrapoliert man die plastische Parabel bis $v_0 = 0$ m/s, erhält man als Schnittpunkt mit der Ordinate die statische Kraft, bei der plastische Verformungen des Deckels auftreten. Hier ist allerdings der Einfluß der Materialverfestigung durch höhere Dehnungsraten noch enthalten. Berücksichtigt man dies, so paßt der so ermittelte Wert recht gut zu dem in Abschnitt 4.4.2 ermittelten statischen Kraft-Verformungsverhalten der Deckelschale (Abb. 4.29).

Wie im vorigen Abschnitt bereits erwähnt wurde, werden die Verformungen des Deckels etwa um einen Faktor 0.5 zu gering berechnet (Abb. 6.6 unten). Man muß jedoch auch berücksichtigen, daß die gemessenen Deckelverformungen bei identischer, bzw. fast identischer Slug-Geschwindigkeit (Tests 07 und 09, bzw. Tests 05 und 06) großen Abweichungen unterliegen. Hier hilft die Abbildung 4.29, die Zu-

sammenhänge zu erläutern: Nach Überschreiten der Fließgrenze bewirkt schon eine geringe Änderung der Kraft eine große Abweichung der Deckelverformung. Deshalb können die Kräfte mit besserer Übereinstimmung berechnet werden als die Verformungen. Die Zunahme der plastischen Deckelverformungen mit höherer Slug-Geschwindigkeit wird in Anbetracht dessen recht gut wiedergegeben.

Um den Einfluß der Slug-Masse zu untersuchen, wurde diese in weiteren Rechnungen variiert (Abb. 6.7). Sowohl die Schraubenkraft als auch die Deckelverformung steigen mit größerer Slug-Masse. Der Anstieg erfolgt jeweils in etwa proportional zur Erhöhung der Slug-Masse.

Das Ergebnis einer Variation der Slug-Querschnittsfläche A_{sl2} ist in Abbildung 6.8 aufgetragen. Der Einfluß dieses Parameters ist deutlich geringer als die Änderung der Masse. Es läßt sich nicht generell sagen, in welche Richtung sich eine Vergrößerung, bzw. Verkleinerung der Slug-Querschnittsfläche auswirkt. Hier wirken verschiedene Mechanismen zusammen: Einerseits bewirkt eine größere Querschnittsfläche eine theoretisch höhere Strömungskraft (bei kürzerer Aufpralldauer, da die Slug-Höhe entsprechend geringer ist). Diese verteilt sich andererseits auf einen größeren Bereich des RDB-Deckels, so daß dieser gleichmäßiger belastet wird und die Verformungen und Kräfte wieder reduziert werden.

Die Slug-Querschnittsfläche hängt sehr stark von nicht vorhersagbaren Details des Kernschmelzenunfalls ab. Aus dem geringen Einfluß der Slug-Querschnittsfläche folgt deshalb auch ein geringer Einfluß dieser Details auf die Ergebnisse. Dies ist für die sicherheitstechnischen Schlußfolgerungen von Vorteil.

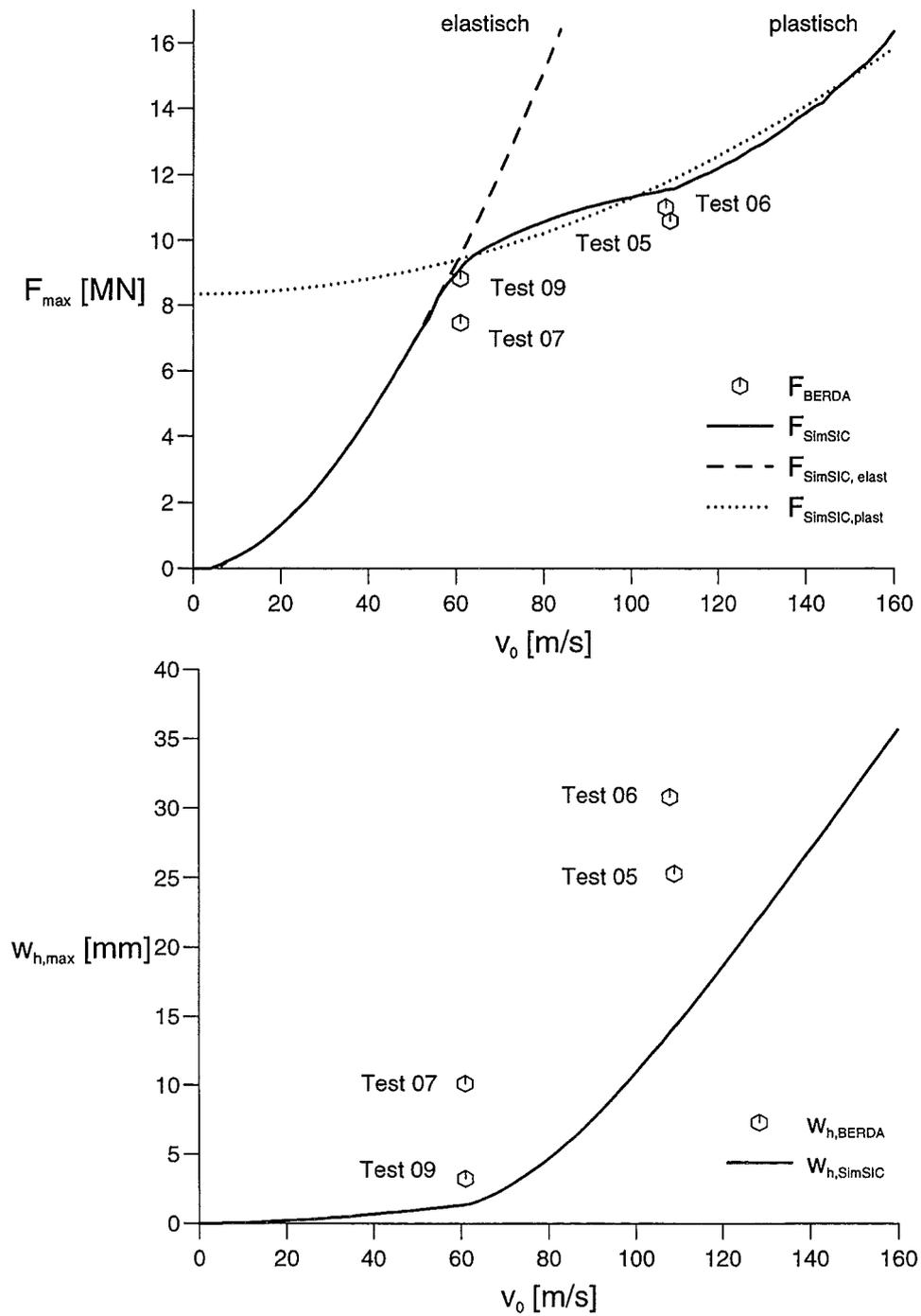


Abbildung 6.6: Maximale Kraft und bleibende Deckelverformung, aufgetragen über der Slug-Geschwindigkeit im Vergleich zu BERDA-Experimenten

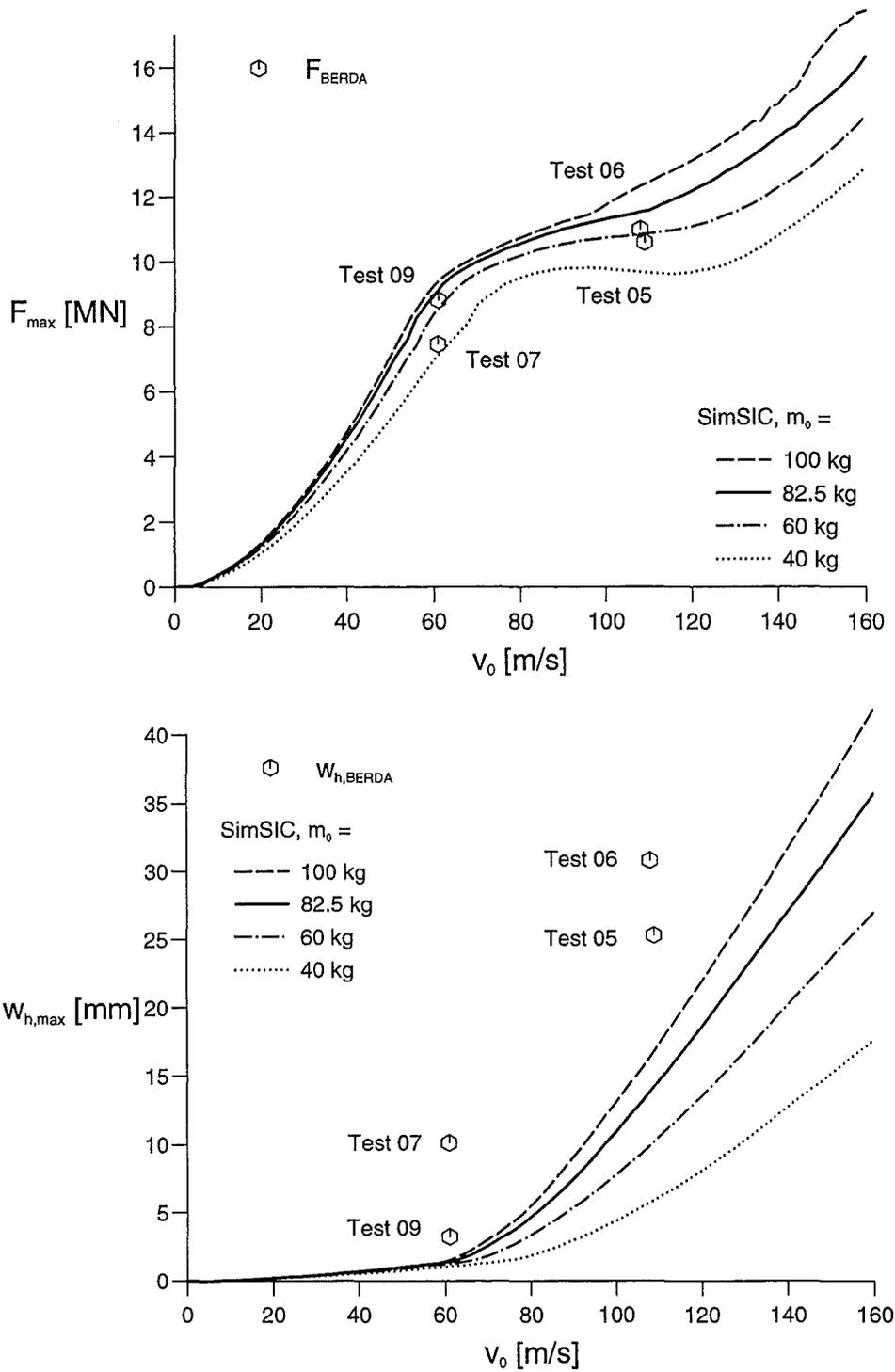


Abbildung 6.7: Maximale Kraft und bleibende Deckelverformung bei einer Variation der Slug-Masse

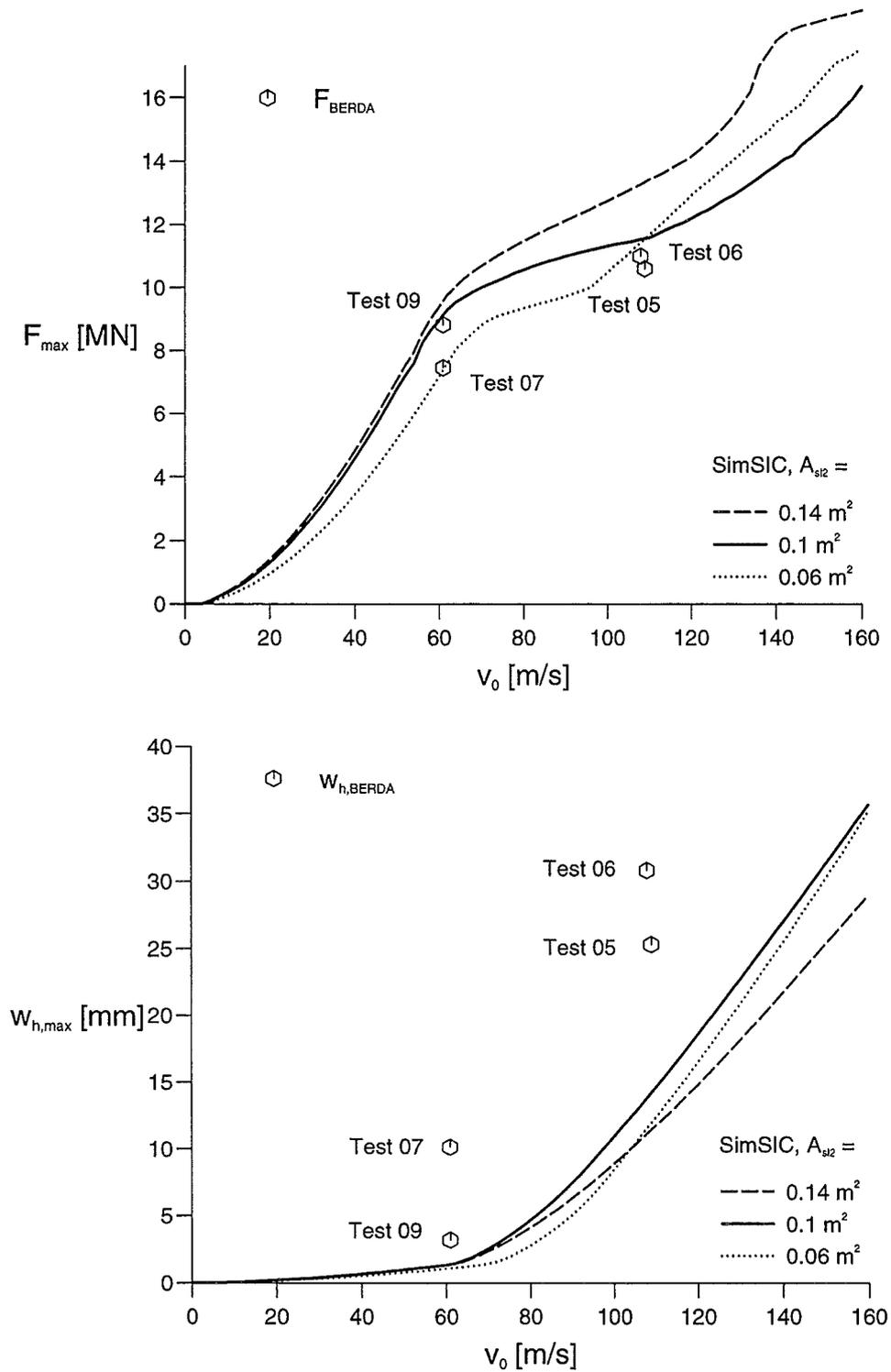


Abbildung 6.8: Maximale Kraft und bleibende Deckelverformung bei einer Variation der Slug-Querschnittsfläche

6.3 Aufprall mit Einbauten

6.3.1 Vergleich mit Experimenten

Im Rahmen des BERDA-Versuchsprogrammes waren bei der Erstellung der vorliegenden Arbeit drei Experimente mit Berücksichtigung der oberen Einbauten durchgeführt worden. Dies waren die Tests 08, 10 und 11, die mit Slug-Geschwindigkeiten von 106 m/s, 121 m/s und 130 m/s durchgeführt wurden. Die Tests 08 und 10 wurden herangezogen, um die Parameter für die Rechnungen zu bestimmen, die sich auf die Einbauten beziehen. Dabei wurden die zuvor bereits bestimmten Parameter für die Kraft zwischen Slug und RDB-Deckel sowie für das Deckelverhalten übernommen. Die ermittelten Werte sind in Tabelle 6.5 zusammengestellt:

$C_{gp} = 0.5$	$K_{gp} = 0.01$	$f_h = 0.75$
$C_c = 0.35$	$K_c = 0.01$	$f_d = 1.0$
$C_{gr} = 1.0$	$K_{gr} = 0.05$	$W_c = 1.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
$C_{h1} = 0.6$	$K_{h1} = 0.10$	
$C_{h2} = 2.0$	$K_{h2} = 1.35$	

Tabelle 6.5: Parameter für Tests mit Einbauten

In den Abbildungen 6.9, 6.10 und 6.11 werden der in den Experimenten gemessene Verlauf der Schraubenkraft (obere Diagramme) und der dazugehörige übertragene Impuls (untere Diagramme) verglichen mit den entsprechenden Rechnungen. Um die Festigkeitsabnahme des Werkstoffes bei höheren Temperaturen in den Experimenten zu simulieren, werden auch Versuche mit Einbauten aus Rotguß durchgeführt. Dieses Material besitzt eine ähnliche Dichte wie Stahl, die Festigkeitswerte sind aber nur rund halb so groß (Anhang A). Der Test 11 (mit Einbauten aus Rotguß) nimmt daher eine Sonderstellung ein. Im folgenden wird deshalb zunächst auf die Versuche mit Stahleinbauten eingegangen.

Der Impact-Verlauf teilt sich in zwei Phasen auf, die jeweils durch ein lokales Kraftmaximum gekennzeichnet sind: In der ersten Phase (Dauer ca. 1-2 ms) steigt die Kraft in den Schrauben bis zum ersten Maximum an. Während dieser Zeit befindet sich der Obere Rost noch in der Einspannung zwischen Druckbehälter und Deckel. Die Strömungskraft des Slugs auf die Einbauten wird über den Rost und den Flansch des RDB-Deckels an die Schrauben abgetragen. Der Kraftverlauf in dieser ersten Phase wird daher hauptsächlich bestimmt durch das Kraft-Verformungsverhalten des Oberen Rostes. Deshalb ist in den beiden Versuchen mit Stahleinbauten trotz unterschiedlicher Aufprallgeschwindigkeit das Kraftmaximum in der ersten Phase etwa gleich groß. Der Obere Rost verliert nach dem Überschreiten einer maximalen Verformung den Halt in der Einspannung und rutscht heraus. Im

Diagramm des Kraftverlaufes ist das am Rückgang der Schraubenkraft zu erkennen. In dieser ersten Phase werden ca. 20 % des Slug-Impulses übertragen.

Nach kurzer Zeit (Beginn der zweiten Phase, Dauer ca. 6-8 ms) trifft der Rost auf den RDB-Deckel auf und die Kraft steigt erneut an. Die Aufprallgeschwindigkeit des Rosttragrings auf den Deckel ist dabei abhängig von der Slug-Geschwindigkeit v_0 . Bei $v_0 = 106$ m/s ist die Aufprallgeschwindigkeit 36 m/s, und bei $v_0 = 121$ m/s trifft der Rost mit 46 m/s auf den RDB-Deckel. Während der zweiten Phase wird die Strömungskraft des Slugs auf die Einbauten über diese und den Deckel an die Schrauben übertragen. Nun wird der Kraftverlauf durch unterschiedliche Mechanismen bestimmt: Ein Effekt folgt aus dem Aufprall des Oberen Rostes auf den RDB-Deckel und die dabei übertragene Kraft. Zunächst handelt es sich dabei um den Kontakt des Rosttragringes mit dem Deckel. Erst bei größerer Belastung durch den Slug, d.h. bei höheren Slug-Geschwindigkeiten verformt sich das Rostgitter so stark, daß es im mittleren Bereich den Deckel erreicht und zur Kraftübertragung an diesen beiträgt. Dies wurde in Test 10 beobachtet, nicht jedoch in Test 08 und durch die Rechnungen so wiedergegeben. Schließlich trifft auch der Slug, nachdem er die Einbauten vollständig durchströmt hat, auf den RDB-Deckel auf und belastet diesen durch eine Strömungskraft. Durch die Verzögerung an den Einbauten ist die Auftreffgeschwindigkeit nicht mehr groß und die Kraft entsprechend gering, so daß der Zeitpunkt des Auftreffens aus den gemessenen Kurven nicht ersichtlich ist. Den Rechnungen zufolge trifft er zu einem Zeitpunkt auf den Deckel auf, zu dem die Schraubenkraft bereits das Maximum überschritten hat und deutlich unterhalb von diesem liegt. Dieser Anteil spielt daher bei der Impulsübertragung nur eine untergeordnete Rolle. Die zweite Phase endet nach einer Gesamt-Impact-Dauer von 8 ... 10 ms.

Zum Vergleich des Tests 11 mit der Rechnung muß erwähnt werden, daß die Rotgußeinbauten im Versuch durch Brüche komplett zerstört wurden. Das liegt an dem im Vergleich zu Stahl wesentlich spröderen Materialverhalten. In der Rechnung hingegen wurde dasselbe Verformungsverhalten vorausgesetzt wie bei den Stahleinbauten, da ein Versagen der Bauteile durch Bruch im Programm nicht berücksichtigt wird. Trotzdem erkennt man in Abbildung 6.11 eine vergleichsweise gute Übereinstimmung im Verlauf der Schraubenkraft zwischen Versuch und Rechnung. Das deutet darauf hin, daß das detaillierte Verformungsverhalten der Einbauten keine sehr große Rolle spielt, sondern eher deren träge Masse, die durch den Impulsaustausch mit dem Slug dessen Geschwindigkeit reduziert.

In Tabelle 6.6 sind die wichtigsten Größen des Vergleiches zusammengestellt. F_{max} bezeichnet auch hier die maximale während des Aufpralles auftretende Kraft in den Schrauben. Da sich die Schraubenkraft aus Überlagerungen von Schwingungen ergibt, bei denen kleine, nicht genau vorhersagbare Phasenverschiebungen einen erheblichen Einfluß haben können, unterliegen die Werte einer gewissen Streuung. Es wurde keine plastische Deckelverformung in den Tests gemessen. Auch die Rech-

nungen mit SimSIC lieferten keine bleibenden Verformungen des Deckels.

I/I_0 ist wieder der mit dem Anfangsimpuls $I_0 = m_0 v_0$ des Slugs normierte übertragene Impuls. Die Diagramme der Abbildungen 6.9 und 6.10 zeigen, daß der Impulsanstieg zu Beginn der zweiten Phase in den Rechnungen etwas später stattfindet und die Impulskurve I/I_0 danach bis zum Ende des Aufpralls unterhalb der gemessenen verläuft. Diese Differenz hat folgende Ursachen: Die Anpassung der Parameter erfolgte mit dem Ziel, den Kraftverlauf während des Impact-Vorganges möglichst gut zu beschreiben. Dabei hatten nur die Kräfte einen Einfluß, die im Rechenmodell modelliert sind. Andere in der Realität zusätzlich auftretende (im Modell nicht berücksichtigte) Kräfte leisten jedoch auch einen Beitrag zum übertragenen Impuls, der in den berechneten Ergebnissen nicht enthalten ist. Zu nennen ist hier beispielsweise die Kraft, die nach dem Herausrutschen des Oberen Rostes aus der Einspannung bis zu dessen Auftreffen auf den RDB-Deckel wirkt. Diese als Reibungskraft zwischen Rost- und Deckelflansch zu verstehende Kraft ist für die Deckel- und Schraubenbelastung sowie für den Impact-Verlauf nicht wesentlich und wurde daher nicht modelliert. Diese Kraft ist auch dafür verantwortlich, daß der gemessene Impuls nach der ersten Phase früher ansteigt als der berechnete. An dieser Stelle muß noch erwähnt werden, daß die angezeigte Kraft in den Messungen (insbesondere bei Test 10) am Impact-Ende nicht auf Null zurück ging, und dadurch zuviel übertragener Impuls ermittelt wird.

	Test 08	Test 10	Test 11
Einbautenmaterial	Stahl	Stahl	Rotguß
v_0 [m/s]	106	121	130
m_0 [kg]	82.5	82.5	82.5
F_{max} , gemessen [MN]	3.0	4.3	4.6
F_{max} , berechnet [MN]	3.0	5.7	4.6
I/I_0 , gemessen [-]	1.08	1.15	1.25
I/I_0 , berechnet [-]	1.04	1.14	1.06
$w_{h,max}$, gemessen [mm]	0.0	0.0	0.0
$w_{h,max}$, berechnet [mm]	0.0	0.0	0.0

Tabelle 6.6: Vergleich der bei BERDA gemessenen und mit SimSIC berechneten Ergebnisse

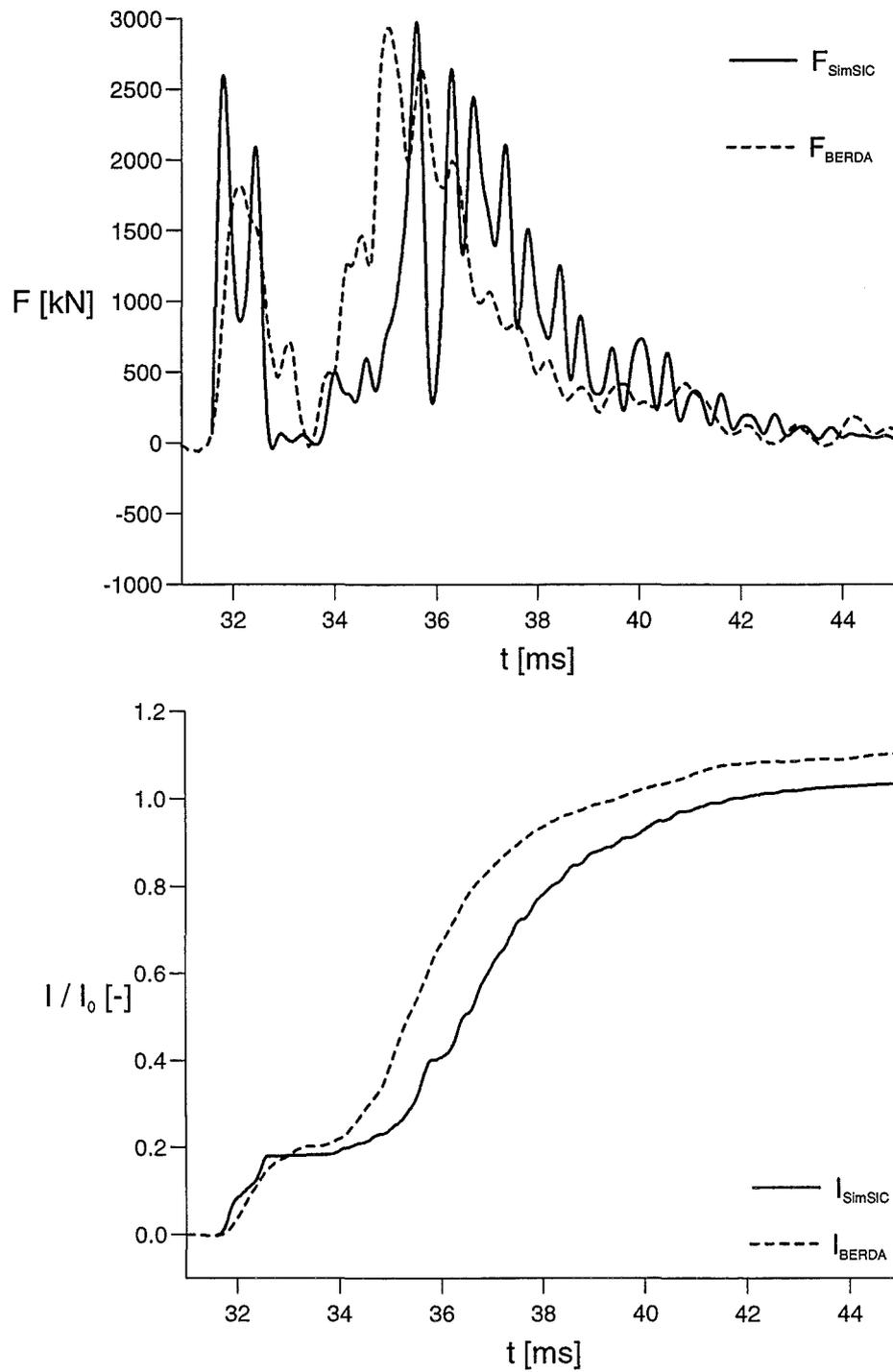


Abbildung 6.9: Vergleich zwischen BERDA-Test 08 ($v_0 = 106$ m/s, Stahleinbauten) und SimSIC-Rechnung: Verlauf der Schraubenkraft und übertragener Impuls

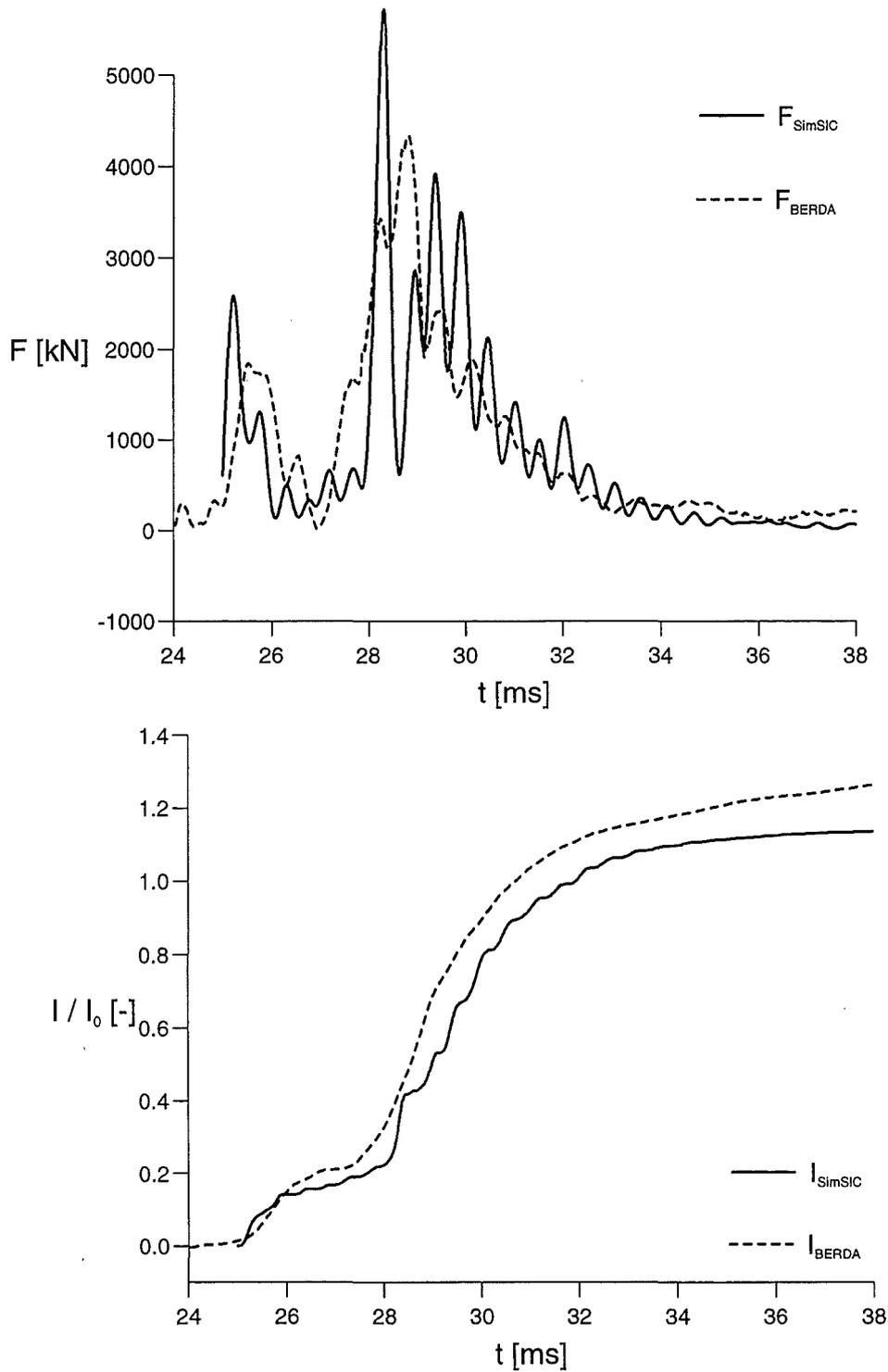


Abbildung 6.10: Vergleich zwischen BERDA-Test 10 ($v_0 = 121$ m/s, Stahleinbauten) und SimSIC-Rechnung: Verlauf der Schraubenkraft und übertragener Impuls

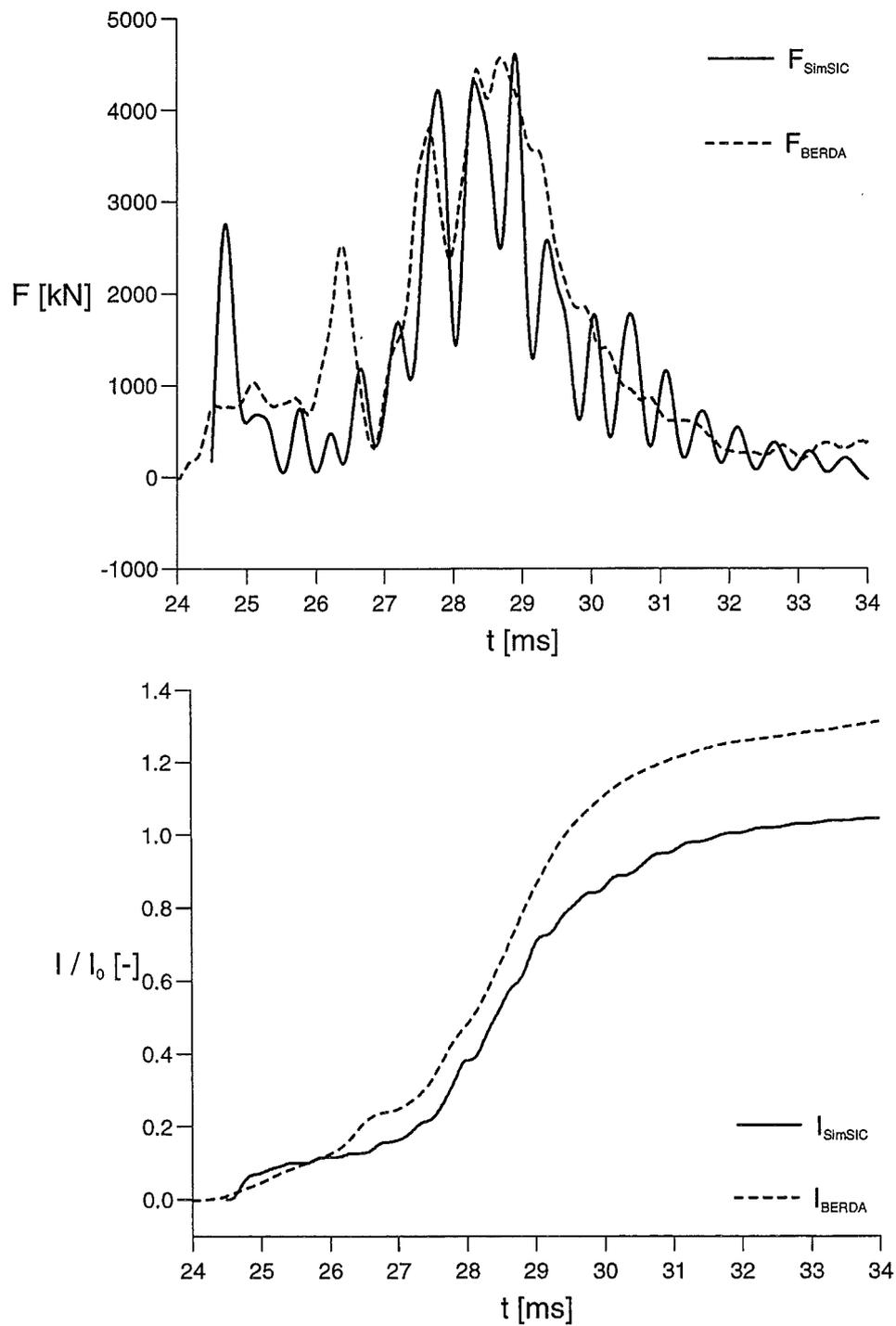


Abbildung 6.11: Vergleich zwischen BERDA-Test 11 ($v_0 = 130$ m/s, Rotgußeinbauten) und SimSIC-Rechnung: Verlauf der Schraubenkraft und übertragener Impuls

6.3.2 Extrapolation und Parametervariationen

Durch den Vergleich zwischen Experimenten und Rechnungen im vorhergehenden Abschnitt konnten die Parameter ermittelt werden, die für die Berechnungen des Slug-Aufpralls mit Berücksichtigung der Einbauten benötigt werden. Diese bleiben, wenn nichts anderes angegeben ist, in allen Rechnungen unverändert.

In Abbildung 6.12 sind Diagramme des Verlaufs der Schraubenkraft für Stahleinbauten bei verschiedenen Slug-Geschwindigkeiten im Bereich von 90 ... 140 m/s dargestellt. Die Aufteilung des Impacts in zwei Phasen ist bei allen Geschwindigkeiten zu beobachten. Da für den Kraftverlauf der ersten Phase vornehmlich das Kraft-Verformungsverhalten des Oberen Rostes verantwortlich ist, nehmen die Maximalwerte der Schraubenkraft in dieser Phase nur moderat mit steigender Slug-Geschwindigkeit zu. Die Zunahme ist auf den Einfluß der Dehnungsgeschwindigkeit zurückzuführen. Mit der Zunahme der Geschwindigkeit nimmt die Dauer der ersten Phase ab, da der Obere Rost früher aus der Einspannung rutscht.

Der Kraftverlauf während der zweiten Phase ist hauptsächlich abhängig von der Aufprallkraft der Einbauten auf den RDB-Deckel. Sie wird bestimmt durch die von der Slug-Geschwindigkeit abhängigen Strömungskraft, die vom Slug auf die Einbauten ausgeübt wird. Dieses bewirkt den in den Diagrammen festzustellenden Anstieg der Maximalkraft der zweiten Phase mit steigender Slug-Geschwindigkeit. Das Maximum tritt bei höheren Geschwindigkeiten früher auf und die gesamte Impact-Dauer verkürzt sich.

Beim Slug-Aufprall unter Berücksichtigung der Einbauten wird die Abhängigkeit von der Slug-Geschwindigkeit erst ab 80 m/s gezeigt. Der Bereich kleinerer Slug-Geschwindigkeiten ohne Herausrutschen des Oberen Rostes, mit sehr geringen Kräften in den Schrauben und mit vernachlässigbaren Deckelbelastungen wird hier nicht beachtet. Die Diagramme der Abbildungen 6.13 bis 6.15 wurden für Stahleinbauten ermittelt.

Im oberen Diagramm der Abbildung 6.13 ist die im Laufe des Aufpralls maximal auftretende Schraubenkraft F_{max} über der Slug-Geschwindigkeit v_0 aufgetragen. Die Maximalkraft in den Schrauben ergibt sich aus einer Überlagerung von Schwingungen z.B. der Deckelschale und der Schrauben und dem Auftreten von Einzelereignissen wie dem Kontakt des Slugs mit den Einbauten und des Deckels oder dem Auftreffen des Rostes auf den Deckel. Diese Überlagerung ist abhängig von kleinen, nicht genau vorhersagbaren Phasenverschiebungen im zeitlichen Ablauf. Daher ist der Verlauf der Kurven in den Diagrammen der Abbildungen 6.13 bis 6.16 nicht glatt. Da merkliche plastische Deckelverformungen erst bei Geschwindigkeiten ab ca. 150 ... 170 m/s auftreten (Vollinie, unteres Diagramm in Abb. 6.13), wurden neben diesen auch die maximalen Gesamtverformungen (elastischer + plastischer Anteil, gestrichelt) in die Diagramme der Deckelverformungen $w_{h,max}$ mit eingetragen. Diese liegen mit einer Größenordnung von 1 mm noch im linear-elastischen

Bereich.

In den Rechnungen zum Aufprall mit Einbauten ist ebenso wie beim Aufprall ohne Einbauten festzustellen, daß die maximale Schraubenkraft mit zunehmender Slug-Geschwindigkeit weniger stark ansteigt (Abb. 6.6 und 6.13). Das ist durch die plastische Verformung der Einbauten zu erklären: Die Verformungskraft ist, wie diejenige des RDB-Deckels bei plastischer Verformung, durch das Materialgesetz begrenzt und somit auch die auf den Deckel, bzw. die Schrauben ausgeübten Kräfte.

Die Rechnungen zur Variation einiger wichtiger Randbedingungen des Slug-Aufpralles werden im Bereich von 80 ... 160 m/s gezeigt. Eine Variation der Slug-Masse wirkt sich in der erwarteten Weise aus: Die Schraubenkräfte und die Verformungen sind bei höheren Slug-Massen größer (Abb. 6.14).

Bei einer Variation der Slug-Querschnittsfläche kann kein nennenswerter Einfluß auf die Schraubenkräfte, bzw. die Verformungen festgestellt werden (Abb. 6.15). Die oberen Einbauten gleichen Unterschiede in der Form des Slugs aus. Auf die günstigen Auswirkungen dieser Erkenntnis für die sicherheitstechnischen Schlußfolgerungen wurde bereits bei den Rechnungen zum Aufprall ohne Berücksichtigung der oberen Einbauten hingewiesen.

Die bisherigen Rechnungen wurden wie die beiden Experimente Test 08 und 10 mit Stahleinbauten durchgeführt. In Test 11 wurden Rotgußeinbauten verwendet. Mit diesem Material wurden auch Rechnungen mit Slug-Geschwindigkeiten im Bereich 80 ... 160 m/s durchgeführt (Abb. 6.16). Die Kurven wurden mit „Rotguss 1“ bezeichnet. Zwischen 110 m/s und 150 m/s sind die maximalen Schraubenkräfte geringer als die mit Stahleinbauten ermittelten. Dies wird durch den Test 11 bestätigt. Der Einfluß des Materials auf die Deckelverformungen ist im untersuchten Bereich der Slug-Geschwindigkeit relativ gering.

Der Einfluß der Materialfestigkeit wurde in weiteren Rechnungen untersucht, bei denen die Festigkeit von Rotguß auf die Hälfte reduziert wurde. Diese Berechnungen geben die mit „Rotguss 2“ bezeichneten Kurven in den Diagrammen wieder. Hier liegen sowohl die berechneten Maximalwerte der Schraubenkraft als auch der Deckelverformungen durchweg oberhalb der entsprechenden Kurven für Stahleinbauten. Nennenswerte bleibende plastische Verformungen des Deckels treten in beiden Fällen nicht auf.

Um für diese zum Teil widersprüchlich anmutenden Ergebnisse eine Erklärung zu finden, sind in Abbildung 6.17 die Verläufe der Schraubenkraft bei zwei Geschwindigkeiten ($v_0 = 95$ m/s und $v_0 = 125$ m/s) für die drei Materialien „Stahl“, „Rotguss 1“ und „Rotguss 2“ aufgetragen. Die Schraubenkräfte in der ersten Phase sinken erwartungsgemäß mit abnehmender Werkstofffestigkeit.

Die Kräfte in der zweiten Phase nehmen beim Übergang von Stahl auf Rotguß („Rotguss 1“) insbesondere bei der höheren Geschwindigkeit etwas ab. Sie sind abhängig von der plastischen Verformungskraft der Einbauten, die vom Material abhängt und daher bei Rotgußeinbauten geringer ist als bei Stahleinbauten.

Ist die Festigkeit des Einbautenmaterials nochmals geringer („Rotguss 2“) übersteigen die Schraubenkräfte während der zweiten Phase die Werte für Stahleinbauten. In diesem Fall wurde der Slug, bedingt durch die leichtere Verformbarkeit der Einbauten, nicht so stark verzögert wie dies bei den Stahleinbauten (oder auch bei „Rotguß 1“) der Fall war. Die noch großen Strömungskräfte, die vom Slug ausgeübt werden, wirken nun über die anliegenden Einbauten auf den Deckel.

Die Geschwindigkeit, mit der der Rost auf den RDB-Deckel auftrifft, hat ebenfalls einen Einfluß auf die Schraubenkräfte in der zweiten Phase des Aufpralls. Insbesondere bei $v_0 = 125$ m/s läßt sich ein Zusammenhang zwischen der Zunahme der Schraubenkräfte und einer höheren Rost-Aufprallgeschwindigkeit erkennen (Tabelle 6.7 und Abb. 6.17).

	Stahl	Rotguß 1	Rotguß 2
$v_0 = 95$ m/s	26 m/s	36 m/s	29 m/s
$v_0 = 125$ m/s	47 m/s	45 m/s	52 m/s

Tabelle 6.7: Aufprallgeschwindigkeiten des Rostes auf den RDB-Deckel

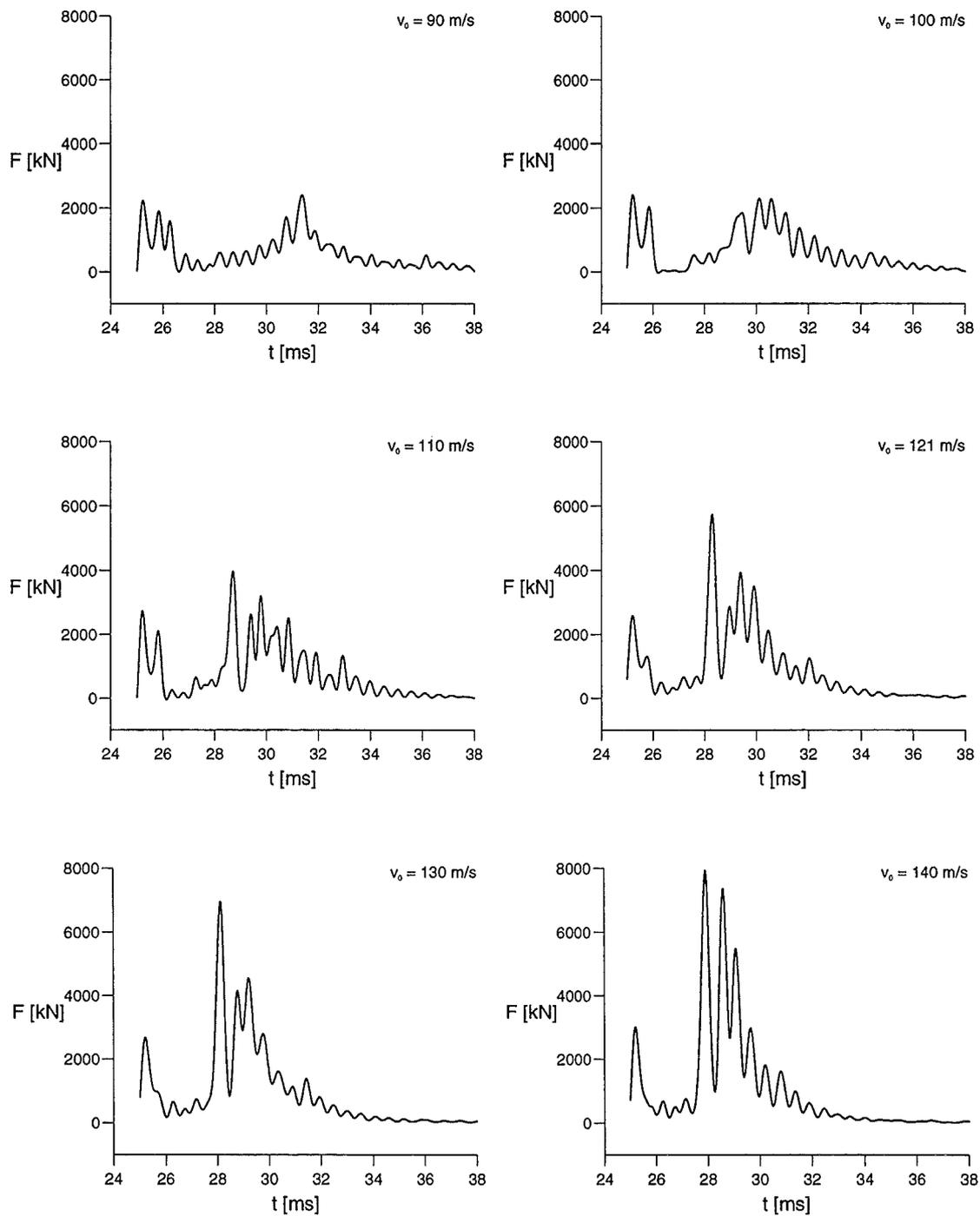
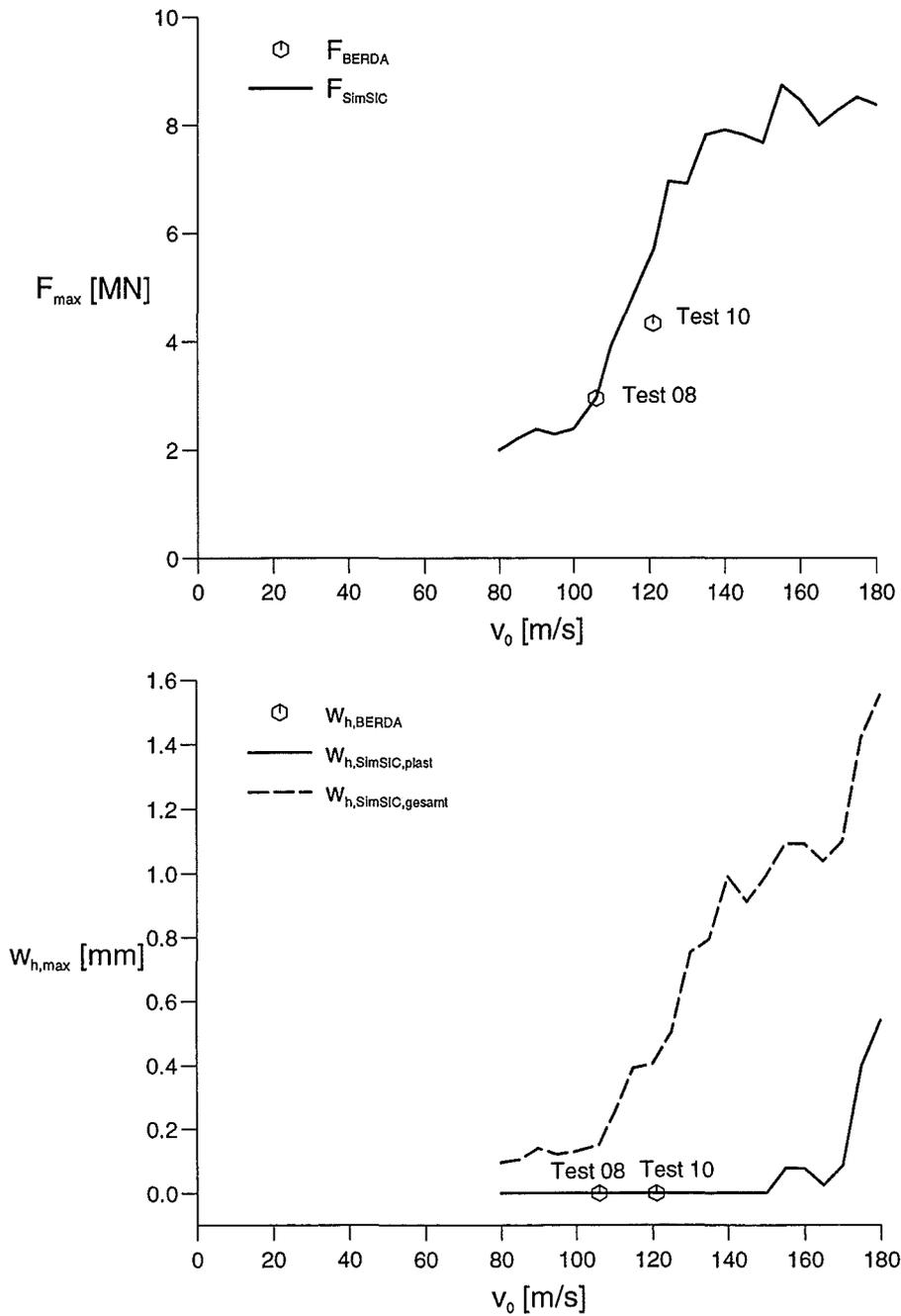


Abbildung 6.12: Berechneter Verlauf der Schraubenkraft bei verschiedenen Slug-Geschwindigkeiten für Stahleinbauten



$w_{h,SimSIC,plast}$ = bleibende plastische Deckelverformung

$w_{h,SimSIC,gesamt}$ = gesamte Deckelverformung inklusive des elastischen Anteils

Abbildung 6.13: Maximale Kraft und bleibende Deckelverformung über der Slug-Geschwindigkeit im Vergleich zu BERDA-Experimenten für Stahleinbauten

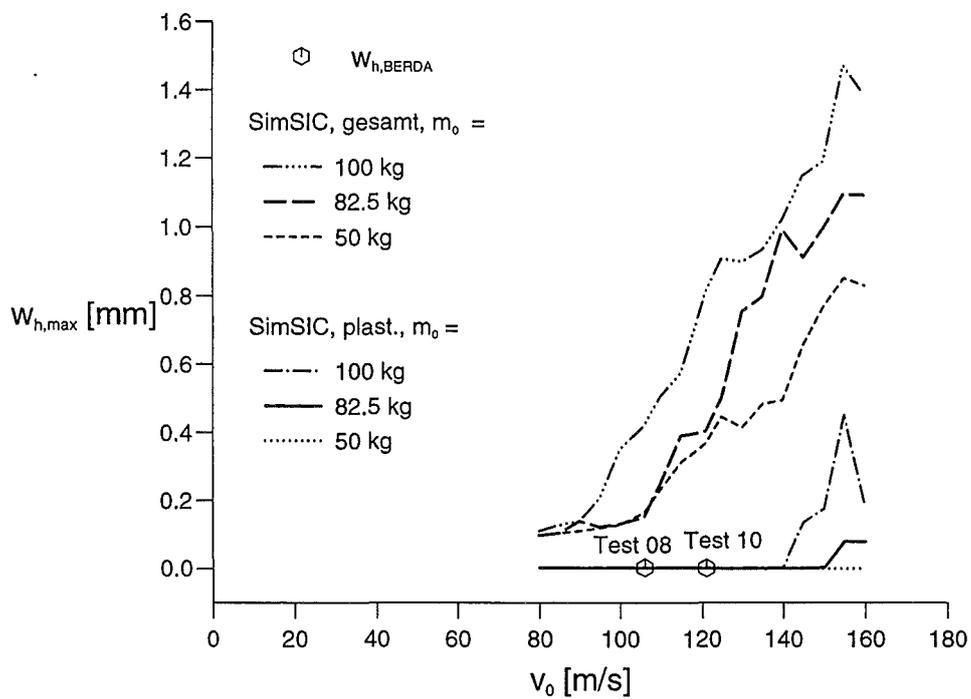
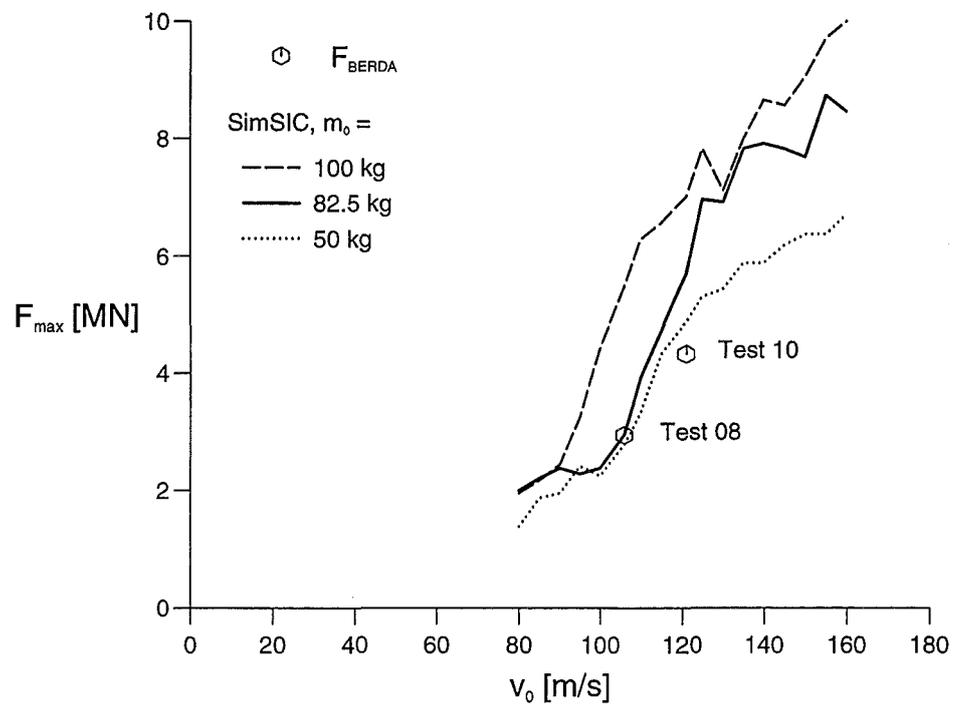


Abbildung 6.14: Maximale Kraft und bleibende Deckelverformung bei einer Variation der Slug-Masse für Stahleinbauten

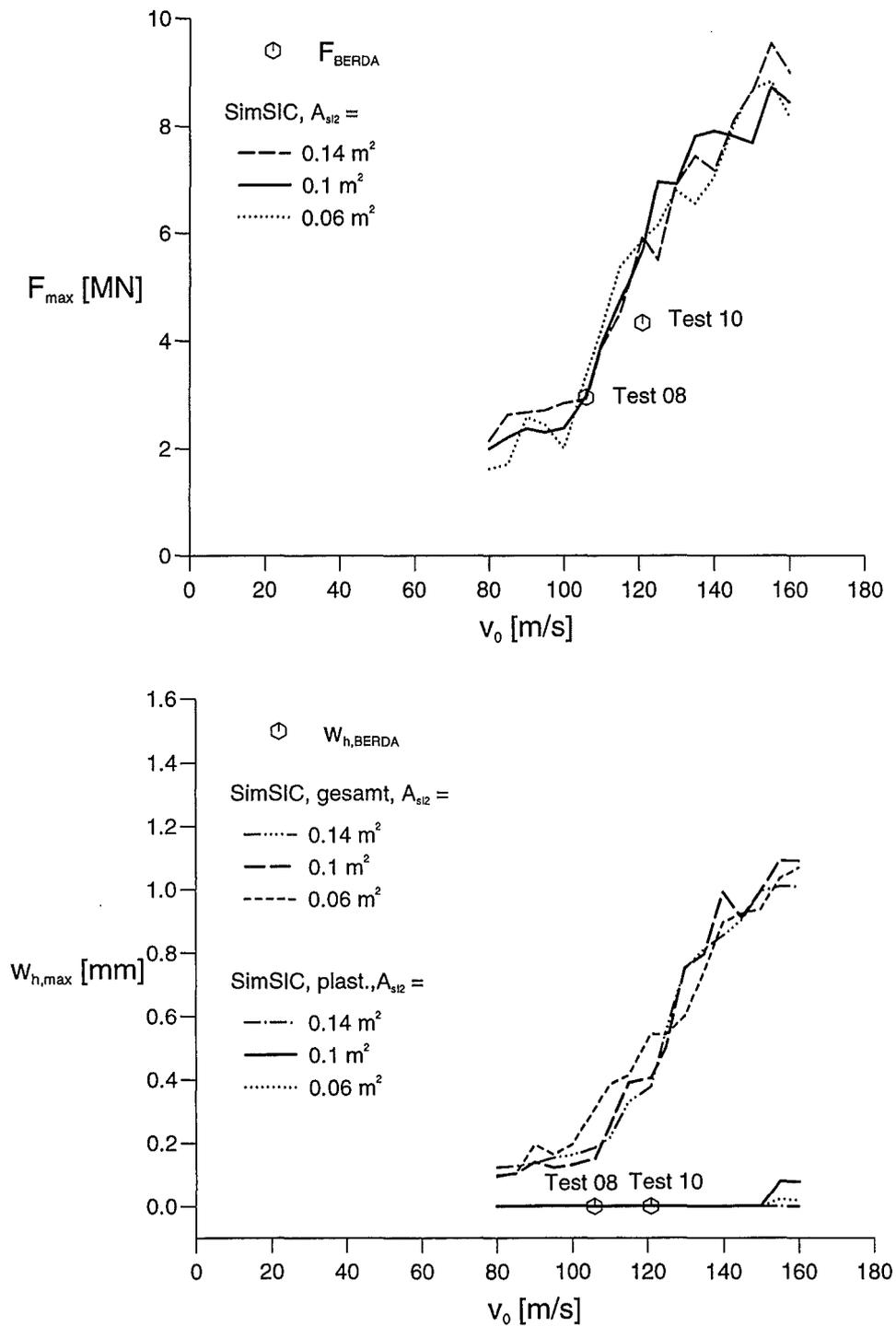
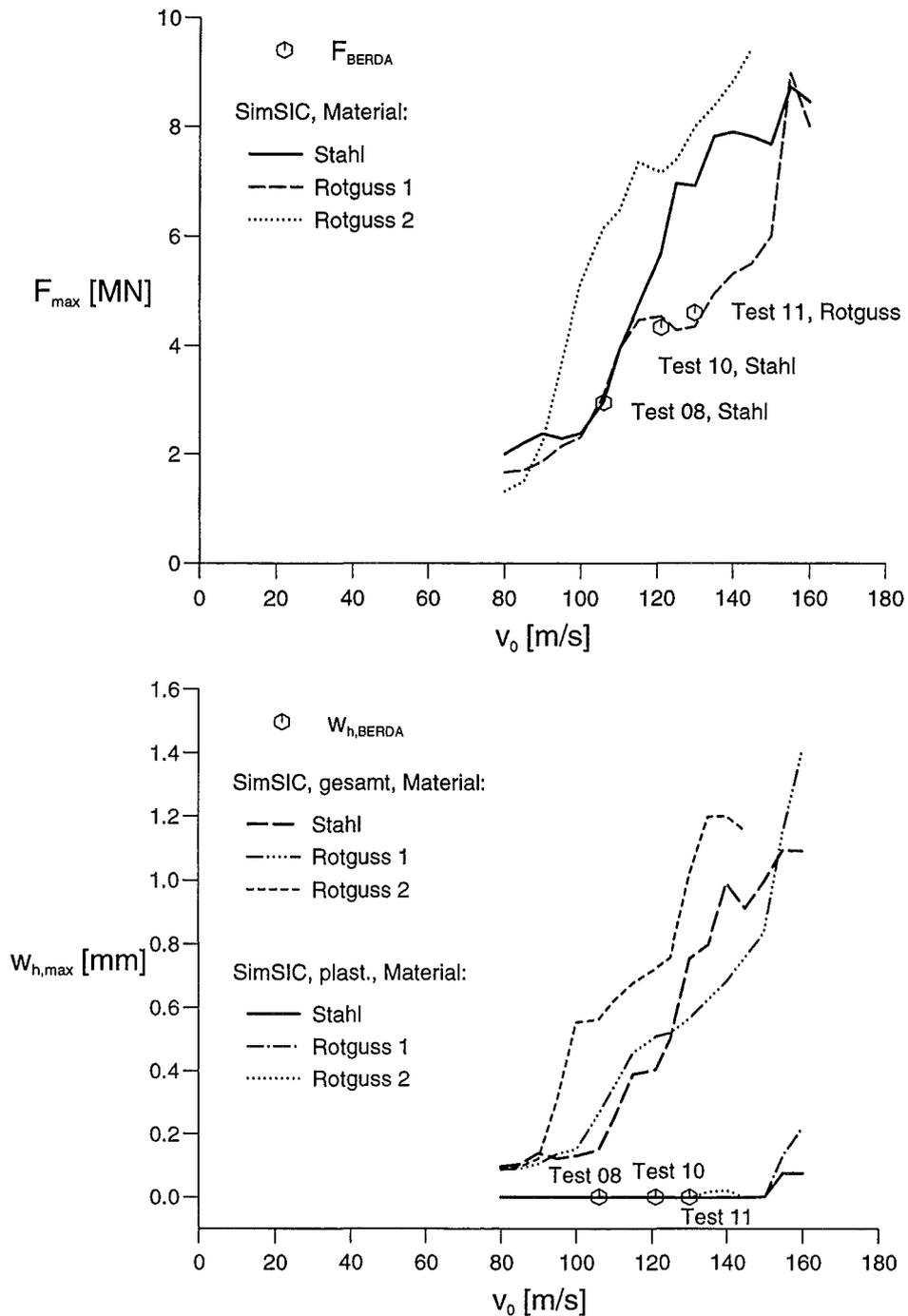


Abbildung 6.15: Maximale Kraft und bleibende Deckelverformung bei einer Variation der Slug-Querschnittsfläche für Stahleinbauten



Rotguss 1 = Festigkeit von Rotguß

Rotguss 2 = Halbe Festigkeit von Rotguß

Abbildung 6.16: Maximale Kraft und bleibende Deckelverformung bei einer Variation des Einbautenmaterials

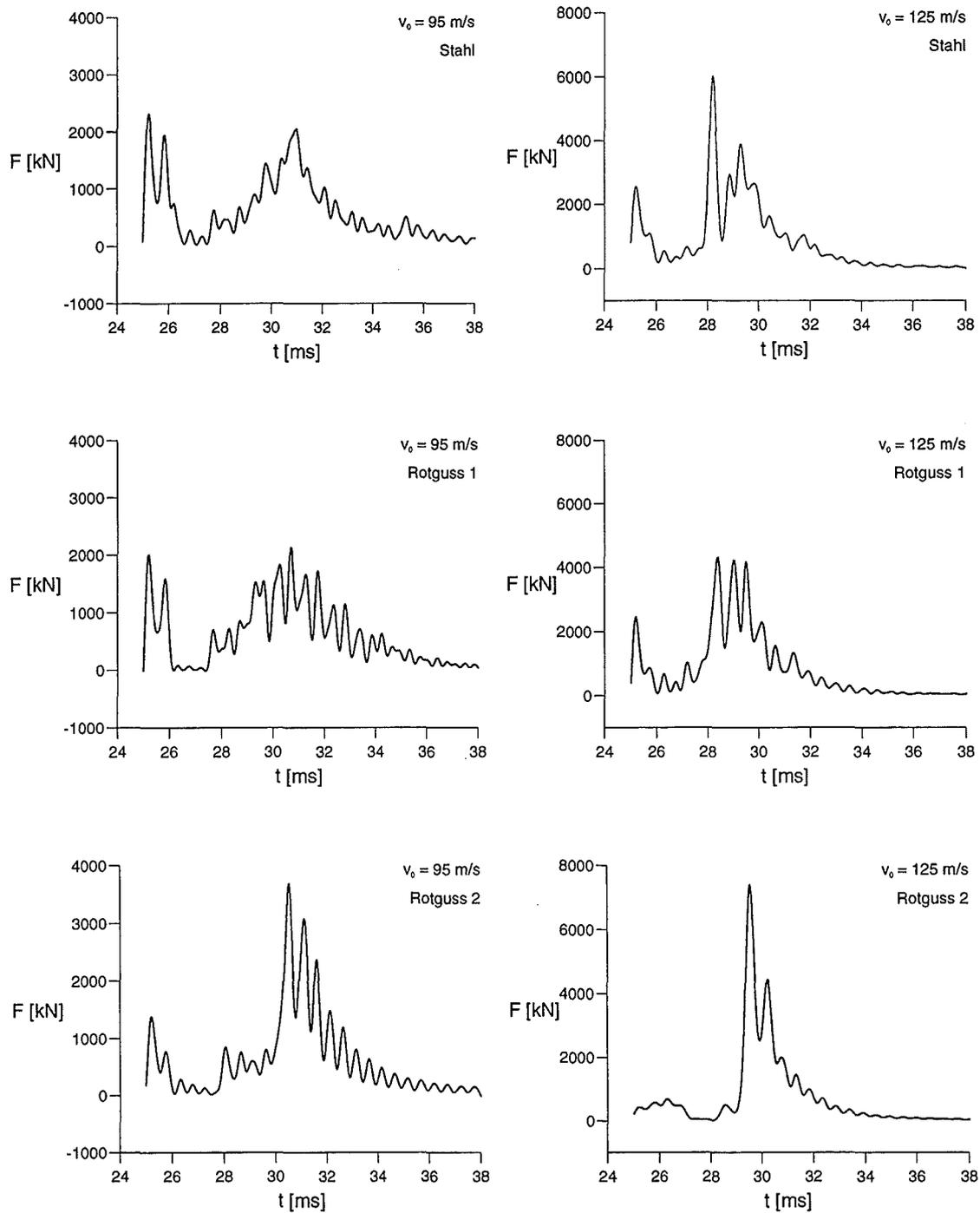


Abbildung 6.17: Berechneter Verlauf der Schraubkraft für unterschiedliches Einbautenmaterial und bei zwei verschiedenen Slug-Geschwindigkeiten

6.4 Diskussion der Ergebnisse

6.4.1 Zu den Ergebnissen der Rechnungen

In den vorangegangenen Abschnitten wurden Ergebnisse gezeigt, die mit dem entwickelten Rechenmodell (Programm SimSIC) erzielt wurden. Es wird darauf hingewiesen, daß die Parameter, die zur Anpassung der Rechnungen an die Versuche ermittelt worden waren, für sämtliche Rechnungen unverändert beibehalten wurden.

Es ist dennoch im Auge zu behalten, daß bei dem entwickelten Rechenmodell die Grundgleichungen wie Gleichgewichtsbedingungen, Kompatibilitätsbedingungen und Stoffgesetze nicht lokal, d.h. in jedem Teilbereich, erfüllt werden. Wegen der groben Modellierung ergeben sich zwei Einschränkungen: Globalaussagen sind nur nach einer Kalibrierung des Rechenmodells anhand geeigneter Experimente möglich (dies ist mittels der Parameter und den BERDA-Experimenten geschehen). Detailaussagen sind entweder nicht möglich oder unzuverlässig. Wie in Kapitel 1 bereits erläutert wurde, soll das Rechenmodell dieses auch nicht leisten. Vielmehr stehen die qualitativen Aussagen der Ergebnisse im Vordergrund.

Da zum Vergleich zwischen Rechnungen und Experimenten im Falle des Slug-Aufpralls mit Berücksichtigung der oberen Einbauten lediglich drei Tests zur Verfügung standen, sind die mit SimSIC durchgeführten Extrapolationen mit entsprechender Vorsicht zu betrachten. Wie auch bei den Rechnungen ohne Berücksichtigung der oberen Einbauten konnten die Variationen von Slug-Masse und -Querschnittsfläche nicht mit entsprechenden Experimenten verglichen werden.

Bei der Untersuchung des Einflusses der Festigkeit des Einbautenmaterials muß beachtet werden, daß das Verformungsverhalten der Rotgußeinbauten im Versuch anders war (Zerstörung der Einbauten durch Brüche) als im Rechenprogramm (Verformen der Rohre und des Rostes ohne Bruch). Um auch Bruchvorgänge beschreiben zu können, wäre es notwendig, die Module der Einbauten (Rohre, Rostgitter und Rosttraging) im Programm entsprechend abzuändern.

6.4.2 Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse

Mittels einer Sensitivitätsanalyse wurde der Einfluß einiger wichtiger Parameter auf die rechnerische Lösung untersucht (vgl. Abschnitt 5.3). Es wurde eine Slug-Geschwindigkeit von 121 m/s und Stahleinbauten (Test 10) zugrunde gelegt. Betrachtet wurden die in der Tabelle 6.8 angegebenen Parameter, wobei deren Abweichungen Δp_j von den für die Rechnung benutzten Werte jeweils auf +10 % gesetzt wurde (Anmerkung: eine Abweichung von -10 % führt auf die gleichen Ergebnisse mit umgekehrtem Vorzeichen). Bei Parametern, die sich im Verlauf einer Rechnung ändern (f_{sl-gr} , f_{hb} , A_{sl-h} und A_{gr1-h}), wurde jeweils ein geeigneter Mittelwert zugrunde gelegt.

Parameter p_j	Parameteränderung Δp_j
$C_{gp} = 0.5$	$\Delta C_{gp} = 0.05$
$C_c = 0.35$	$\Delta C_c = 0.035$
$C_{gr} = 1.0$	$\Delta C_{gr} = 0.1$
$C_{h1} = 0.6$	$\Delta C_{h1} = 0.06$
$C_{h2} = 2.0$	$\Delta C_{h2} = 0.2$
$K_{gp} = 0.01$	$\Delta K_{gp} = 0.001$
$K_c = 0.01$	$\Delta K_c = 0.001$
$K_{gr} = 0.05$	$\Delta K_{gr} = 0.005$
$K_{h1} = 0.1$	$\Delta K_{h1} = 0.01$
$K_{h2} = 1.35$	$\Delta K_{h2} = 0.135$
$A_{sl2} = 0.1 \text{ m}^2$	$\Delta A_{sl2} = 0.01 \text{ m}^2$
$f_{gr} = 0.4$	$\Delta f_{gr} = 0.04$
$f_{sl-gr} = 0.6$	$\Delta f_{sl-gr} = 0.06$
$f_{hb} = 0.85$	$\Delta f_{hb} = 0.085$
$A_{sl-h} = 0.1 \text{ m}^2$	$\Delta A_{sl-h} = 0.01 \text{ m}^2$
$W_c = 1.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$	$\Delta W_c = 1.2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$
$h_b = 13.1 \text{ mm}$	$\Delta h_b = 1.3 \text{ mm}$
$f_h = 0.75$	$\Delta f_h = 0.075$
$A_{gr1-h} = 0.015 \text{ m}^2$	$\Delta A_{gr1-h} = 0.0015 \text{ m}^2$
$h_m = 4.3 \text{ mm}$	$\Delta h_m = 0.43 \text{ mm}$

- $C_{gp}, C_c, C_{gr}, C_{h1}, C_{h2}$: Parameter der Fluidkräfte
 $K_{gp}, K_c, K_{gr}, K_{h1}, K_{h2}$: Parameter der Fluidumlenkung
 A_{sl2} : Slug-Querschnittsfläche
 $f_{gr}, f_{sl-gr}, f_{hb}$: Aufteilung Rost und Deckel belastender Kräfte
 A_{sl-h} : Berührfläche zwischen Slug und Deckel
 W_c : Widerstandsmoment der Rohre
 h_b, h_m : Ersatzdicken des Rostgitters
 f_h : Parameter der Deckelverformungskraft
 A_{gr1-h} : Berührfläche zwischen Rostgitter und Deckel

Tabelle 6.8: Variation der Parameter für die Sensitivitätsanalyse

Die resultierenden Abweichungen der Schraubenkraft ΔF_b und der Deckelverformung Δw_h wurden nach den Gleichungen (5.9), (5.12) und (5.14) für den gesamten Verlauf des Aufpralles berechnet (0 ... 14 ms). Die Ergebnisse sind in den Diagrammen 6.18 bis 6.27 dargestellt. Die Abweichungen der Deckelverformung (durchgezogen)

gene Linien) liegen bis auf eine Ausnahme unter einem Millimeter, d.h. sie bleiben im Bereich elastischer Verformungen. Die größten Abweichungen treten im allgemeinen während der zweiten Hälfte des Aufpralles auf. Die Ausnahme ΔA_{gr1-h} führt zu einer Abweichung der berechneten Deckelverformung w_h von knapp 3 mm. Der Parameter A_{gr1-h} steuert die „Durchdringung“ von Rostgitter und Deckelschale beim Aufprall (Abb. 4.19), der zu hart berechnet wird, wenn ΔA_{gr1-h} positiv ist. Als Folge wird die Deckelverformung ebenfalls zu groß berechnet. Bei negativem ΔA_{gr1-h} wird w_h entsprechend unterschätzt.

Die Abweichungen der Schraubenkraft (gestrichelte Linien) sind bei fast allen Parametern sehr gering (weniger als 10 % der maximalen Schraubenkraft bei 121 m/s Slug-Geschwindigkeit von knapp 6000 kN). Eine Ausnahme ist der Einfluß von Δf_h . Hier erreicht ΔF_b während der ersten Hälfte des Aufpralles 1000 kN. Eine Unschärfe in der Bestimmung dieses Parameters übt den stärksten Einfluß auf die Ergebnisse aus und er sollte daher mit einer möglichst geringen Unsicherheit behaftet sein. Der Parameter f_h erfaßt den Einfluß der Löcher im Deckel und geht direkt in die Verformungskraft des Deckels ein (Gleichung (4.133)). Die Sensitivitätsanalyse unterstreicht, wie wichtig eine gute Modellierung des Deckelverhaltens ist. Der Parameter f_h wurde hier aus dem Vergleich mit vier Experimenten ohne Berücksichtigung der Einbauten bestimmt. Auf Grund der geringeren Komplexität in diesem Fall konnte er relativ zuverlässig bestimmt werden, so daß eine 10 %ige Abweichung als groß zu betrachten ist.

Um die Stärke des Einflusses der einzelnen Parameter auf die berechnete maximale Schraubenkraft $F_{b,max}$ und die maximale Deckelverformung $w_{h,max}$, die während des Aufpralles auftreten, zu untersuchen, wurden auch die relativen Sensitivitäten δF_b und δw_h nach den Gleichungen (5.22) und (5.23) berechnet. Sie sind in der Tabelle 6.9 zusammen gestellt. Zu beachten ist, daß bei der Geschwindigkeit von 121 m/s noch keine bleibenden (plastischen) Verformungen des Deckels auftreten. Deshalb wurde für die Sensitivitätsbetrachtungen die maximale elastische Auslenkung des Deckels zu Grunde gelegt. Die maximale Schraubenkraft von $F_{b,max} = 5688$ kN tritt bei $t = T_F = 3.2$ ms auf. Nur wenig später (bei $t = T_w = 3.5$ ms) erreicht der Deckel mit $w_{h,max} = 0.4$ mm seine größte Auslenkung.

Einige Parameter haben erst einen Einfluß, wenn die maximalen Belastungen für Deckel und Schrauben bereits vorüber sind. Die Werte von δF_b und δw_h verschwinden daher für die betrachteten Zeitpunkte. Zu diesen Parametern gehört auch A_{gr1-h} . Die relativ große Abweichung der berechneten Deckelverformung infolge eines ΔA_{gr1-h} , wie sie die absolute Sensitivität zeigt, ist deshalb nicht unbedingt als kritisch anzusehen.

Auch die relativen Sensitivitäten bestätigen den starken Einfluß des Parameters f_h auf Schraubenkraft und Deckelverformung.

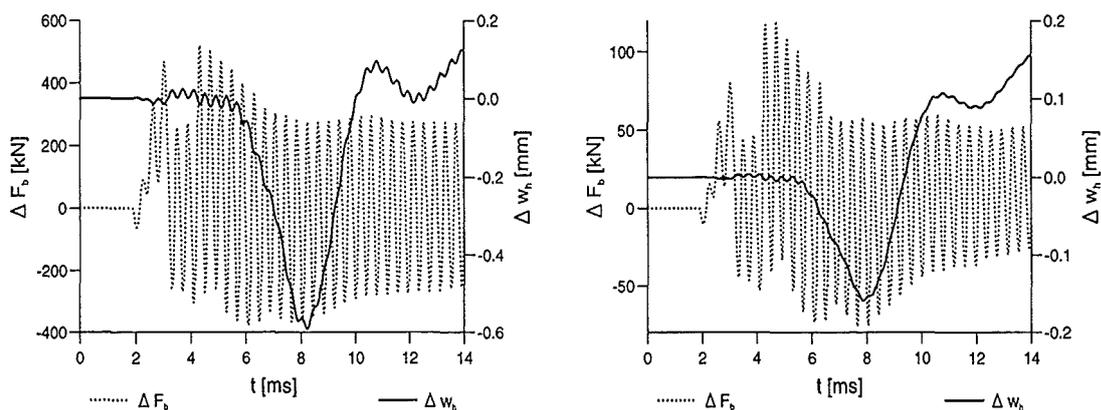
Einen recht großen Einfluß auf die Maximalwerte üben auch die Parameter h_m und h_b aus, die das Kraft-Verformungs-Verhalten des Oberen Rostes beschreiben.

p_j	δF_b [%]	δw_h [%]	p_j	δF_b [%]	δw_h [%]
C_{gp}	45.2	57.1	A_{sl-h}	5.4	6.8
C_c	7.8	9.8	f_{gr}	12.8	17.7
C_{gr}	0	0	f_{sl-gr}	0	0
C_{h1}	0	0	f_{hb}	0	0
C_{h2}	0	0	A_{sl-h}	0	0
K_{gp}	0.6	0.7	W_c	7.2	10.1
K_c	6.7	0.8	h_b	19.8	26.8
K_{gr}	0	0	f_h	160.2	173.4
K_{h1}	0	0	A_{gr1-h}	0	0
K_{h2}	0	0	h_m	76.2	99.0

Tabelle 6.9: Relative Sensitivitäten δF_b und δw_h

Den größten Einfluß von den Wechselwirkungskräften zwischen Slug und Strukturen auf die maximale Deckel- und Schraubenbelastung hat die Impulskraft, die der Slug auf die Gitterplatte ausübt. Sie ist gekennzeichnet durch den Parameter C_{gp} .

Insgesamt kann festgestellt werden, daß die Abweichungen der Ergebnisse bei einer Variation der Parameter moderat sind. Insbesondere tritt zu keinem Zeitpunkt ein extremes Anwachsen der Abweichungen auf, das auf ein sensibles Reagieren des Programmes bei Abweichungen der Parameter vom vorgegebenen Wert hindeuten würde.

Abbildung 6.18: Einfluß der Parameter C_{gp} (links) und C_c (rechts)

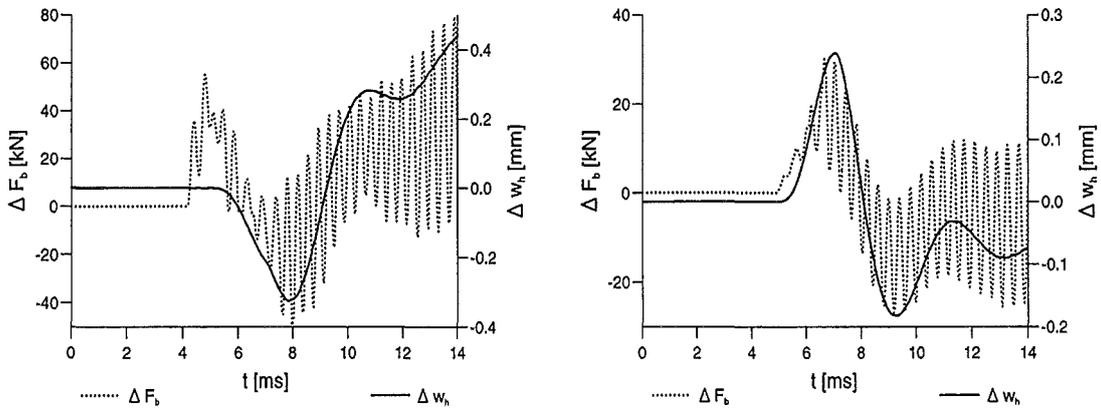


Abbildung 6.19: Einfluß der Parameter C_{gr} (links) und C_{h1} (rechts)

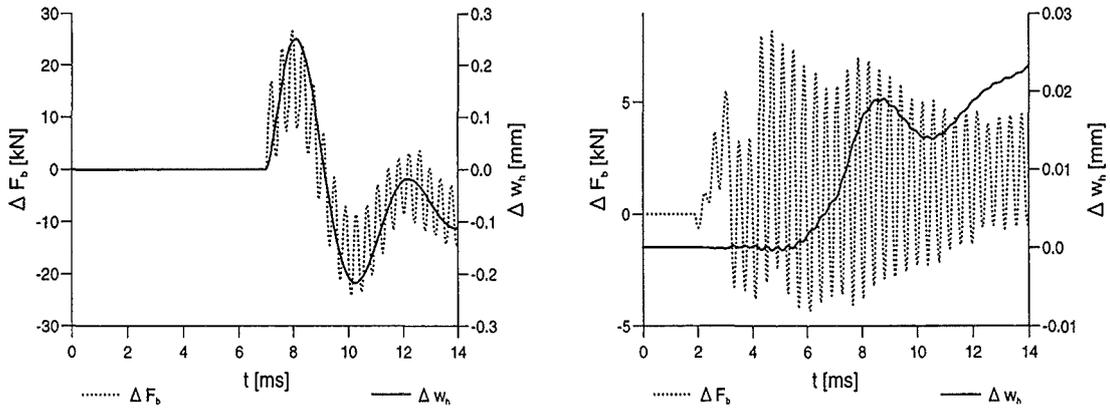


Abbildung 6.20: Einfluß der Parameter C_{h2} (links) und K_{gp} (rechts)

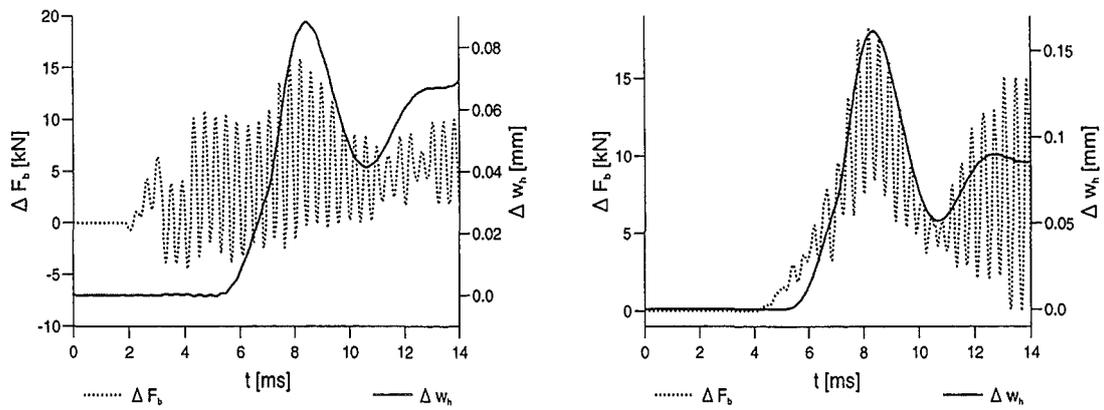


Abbildung 6.21: Einfluß der Parameter K_c (links) und K_{gr} (rechts)

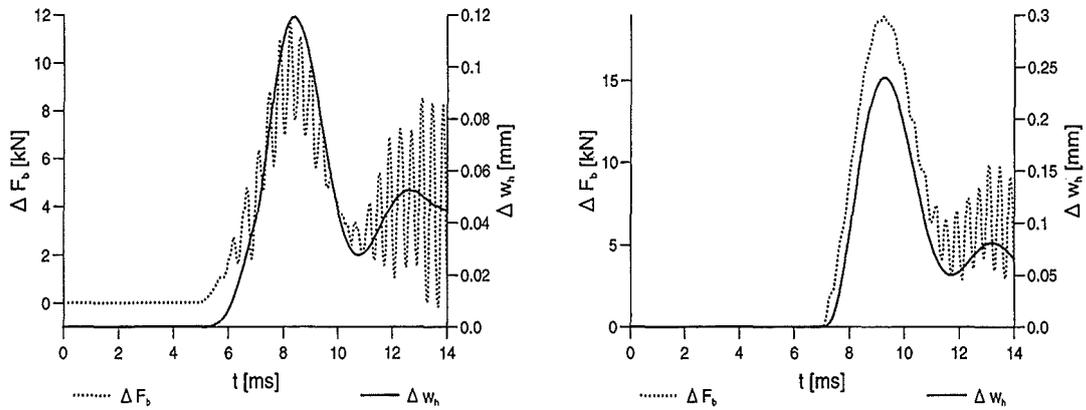


Abbildung 6.22: Einfluß der Parameter K_{h1} (links) und K_{h2} (rechts)

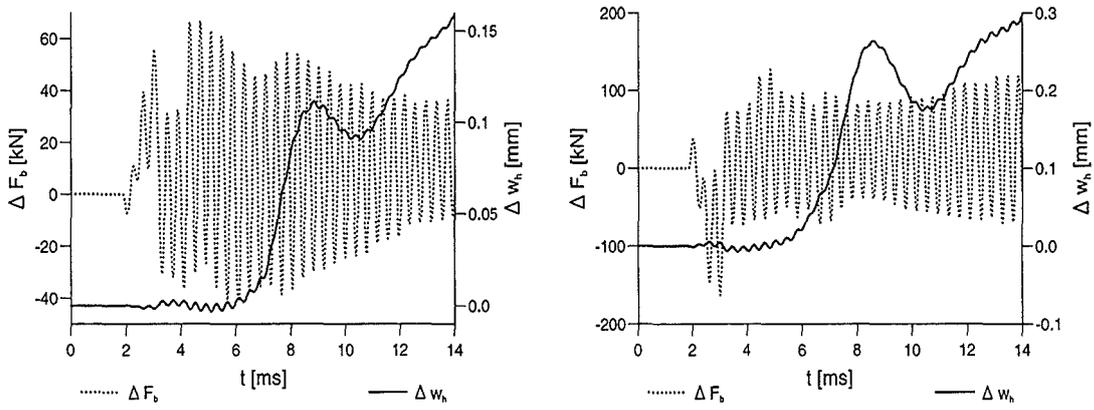


Abbildung 6.23: Einfluß der Parameter A_{sl2} (links) und f_{gr} (rechts)

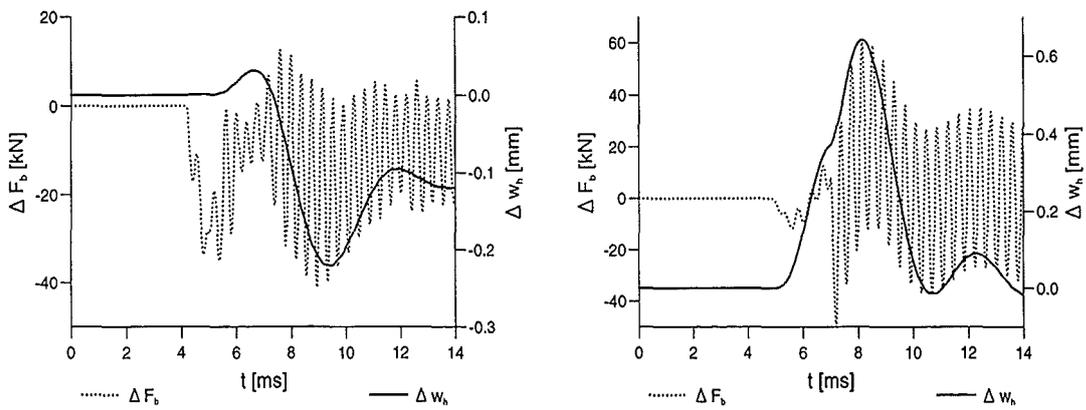


Abbildung 6.24: Einfluß der Parameter f_{sl-gr} (links) und f_{hb} (rechts)

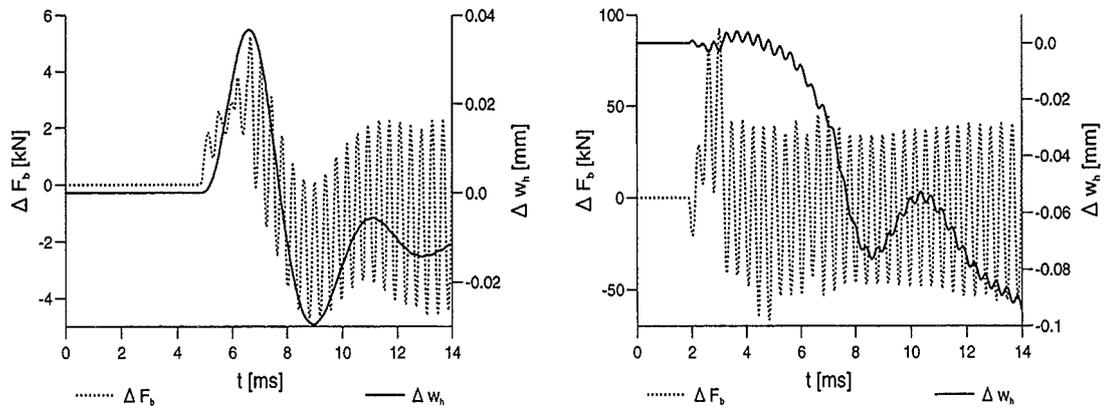


Abbildung 6.25: Einfluß der Parameter A_{sl-h} (links) und W_c (rechts)

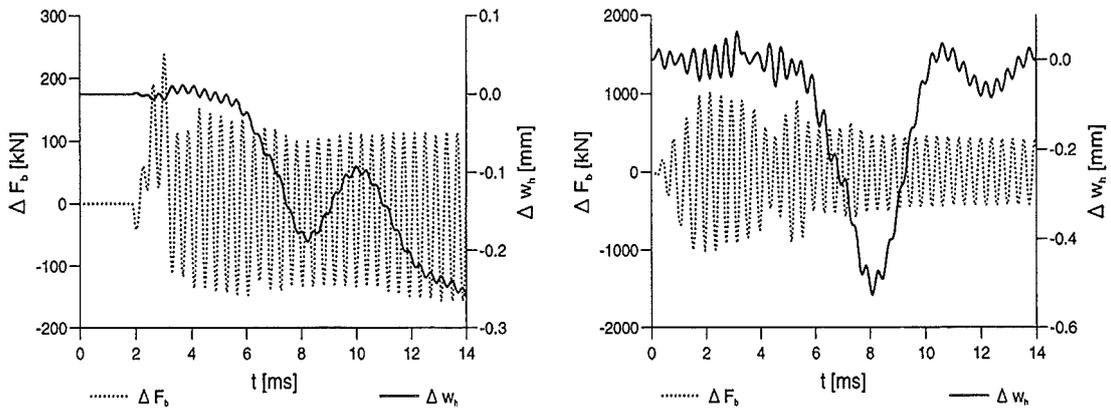


Abbildung 6.26: Einfluß der Parameter h_b (links) und f_h (rechts)

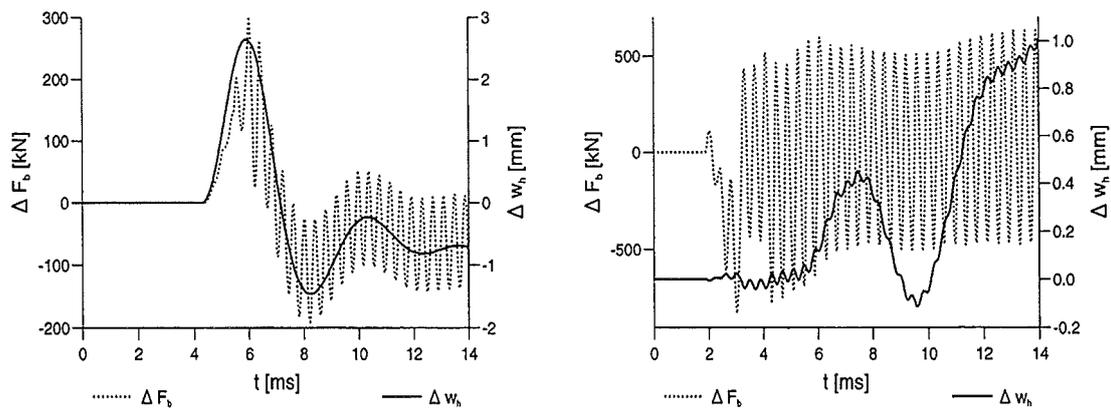


Abbildung 6.27: Einfluß der Parameter A_{gr1-h} (links) und h_m (rechts)

Kapitel 7

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde ein Rechenmodell zur Beschreibung des Aufpralls eines Kernschmelzen-Slugs auf die oberen Einbauten und den Deckel eines Reaktordruckbehälters entwickelt. Erfasst werden das Eindringen des Slugs in die Einbauten und sein Aufprall auf den Deckel, die dabei auf die Einbauten und den Deckel ausgeübten Fluidkräfte sowie das dynamische Verhalten der Strukturen und die zwischen diesen wirkenden Kräfte.

Es wurde aufgezeigt, daß der Einsatz von bekannten Methoden wegen des zu erwartenden großen numerischen Aufwandes nicht möglich ist. Deshalb wurde ein anderes Lösungskonzept verfolgt, dem zwei wesentliche Vereinfachungen zu Grunde liegen: Die Grundgleichungen werden nicht lokal in vielen kleinen Elementen gelöst, sondern in wenigen größeren Teilmodellen. Außerdem wird nur die axiale Koordinate als unabhängig betrachtet.

Das wichtigste Teilmodell behandelt den flüssigen Slug. Ausgehend vom integralen Impulssatz wurde ein Slug-Modell abgeleitet, mit dem die Bewegung des Slugs und die Fluidkräfte berechnet werden können. Die Anpassung an unterschiedliche Aufprallbedingungen wird durch zwei Parameter vorgenommen. Die Anwendung des Slug-Modells auf die FLIPPER-Experimente zeigte bei geeigneter Wahl dieser Parameter eine gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Zeitverläufen von Kraft und übertragenem Impuls.

Die Beschreibung der oberen Einbauten und des RDB-Deckels erfolgt in fünf weiteren Teilmodellen, in denen nur die jeweils wichtigsten physikalischen Effekte berücksichtigt werden. Einige Teilmodelle konnten anhand von FEM-Rechnungen überprüft werden. Für diese zeigte sich eine gute Übereinstimmung. Die Teilmodelle sind über die zwischen ihnen wirkenden Schnittkräfte gekoppelt. Durch Ansetzen des dynamischen Kräftegleichgewichtes für jedes der Teilmodelle entsteht ein nicht-lineares Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung mit sechs Freiheitsgraden. Zu seiner numerischen Lösung wurde das Rechenmodell SimSIC entwickelt.

Mit SimSIC wurden Rechnungen durchgeführt und entsprechenden Versuchser-

gebnissen gegenübergestellt. Dabei wurden die Parameter in SimSIC bestimmt, die nicht durch die Geometrie oder die Versuchsbedingungen festgelegt sind. Das sind zehn Parameter aus dem Slug-Modell zur Beschreibung der Wechselwirkung des Slugs mit den Einbauten und mit dem Deckel und zwei Parameter, die das Kraft-Verformungsverhalten des Deckels und der Einbauten beeinflussen. Diese Parameter wurden für die weiteren Rechnungen unverändert beibehalten.

Beim Aufprall des Slugs auf den RDB-Deckel ohne Berücksichtigung der oberen Einbauten werden die zeitlichen Verläufe der Schraubenkraft und des übertragenen Impulses durch die Rechnungen sehr gut wiedergegeben. Durch eine Variation der Slug-Geschwindigkeit im Bereich von 0 ... 160 m/s konnte eine Erklärung für die zunächst unerwartet hohen Schraubenkräfte in den Tests 07 und 09 mit niedriger Impact-Geschwindigkeit gegeben werden: Die erst bei höheren Slug-Geschwindigkeiten stattfindende plastische Verformung des RDB-Deckels reduziert die in den Schrauben übertragenen Kräfte: Die Verformungskraft des Deckels ist beim Auftreten plastischer Verformungen (nach Überschreiten der Fließgrenze) durch das Materialgesetz begrenzt und damit auch die in den Schrauben übertragenen Kräfte.

Zur Untersuchung des Einflusses von Slug-Masse und -Querschnittsfläche wurden diese Größen in weiteren Rechnungen variiert. Eine Erhöhung der Masse führt erwartungsgemäß zu höheren Kräften in den Schrauben und zu größeren Deckelverformungen. Dabei ist der Zusammenhang in etwa proportional. Die Änderung der Slug-Querschnittsfläche übt einen deutlich geringeren Einfluß auf die berechneten Größen aus.

Die Rechnungen zum Slug-Aufprall mit Berücksichtigung der oberen Einbauten bestätigen die in den Versuchsergebnissen festgestellte Aufteilung der Impulsübertragung in zwei Phasen: Am Ende der ersten Phase rutscht der Obere Rost aus der Einspannung zwischen Druckbehälter und RDB-Deckel heraus und trifft dann zu Beginn der zweiten Phase auf den Deckel auf. Die Rohre bleiben dabei gerade, da ihre anfängliche Verformungskraft größer ist als die Verformungskraft des Rostes, die erforderlich ist, um den Rost aus der Einspannung zu drücken. Dieser Sachverhalt wurde durch die Experimente bestätigt. Die Übereinstimmung des Kraft-Zeit-Verlaufs in den Schrauben und des übertragenen Impulses mit den Versuchsergebnissen ist auch bei der Berücksichtigung der oberen Einbauten recht gut.

Die Variation der Slug-Masse in diesen Rechnungen zeigt auch hier das erwartete Ansteigen der Schraubenkraft und der Deckelverformung mit zunehmender Masse. Die Variation der Slug-Querschnittsfläche hat keinen nennenswerten Einfluß auf die Schraubenkräfte und die Deckelverformungen, da die Einbauten Unterschiede in der Slug-Form ausgleichen.

Hinsichtlich des Einbautenmaterials zeigte sich, daß wesentlich „weichere“ Einbauten nicht zu einer deutlichen Veränderung der Schraubenkräfte oder der Deckelverformungen führen. Das deutet darauf hin, daß die Wirkung der Einbauten weniger

auf ihrem Verformungsverhalten (Energiedissipation durch plastische Verformung) beruht, sondern vielmehr auf ihrer trägen Masse. Diese Erkenntnis ist sehr wichtig, da die Temperatur der Einbauten und damit ihre Festigkeit beim Auftreten einer Dampfexplosion nur ungenau bekannt sind.

Die Sensitivitätsanalyse zeigte für die wichtigsten in SimSIC verwendeten Parameter ein ausgewogenes Ergebnis. Eine Unsicherheit in der Bestimmung der Parameter von 10 % führt danach im allgemeinen zu Abweichungen der Schraubenkräfte von unter 10 % der Maximalwerte. Die Abweichungen der Deckelverformungen bleiben für fast alle Parameter mit unter 1 mm im Bereich linear-elastischer Verformungen. Lediglich ein Parameter übt einen stärkeren Einfluß auf die Deckel- und Schraubenbelastungen aus. Er beschreibt den Einfluß der Löcher im Deckel auf die Größe der Verformungskraft des Deckels. Dies unterstreicht den großen Einfluß des elastisch-plastischen Deckelverhaltens auf die Größe der Schraubenkräfte.

Abschließend können folgende Aussagen über den Einfluß der Einbauten gemacht werden:

- Durch die Einbauten werden die Kräfte in den Schrauben und die Deckelverformungen erheblich reduziert.
- Der überwiegende Anteil des Dämpfungs-Effektes der Einbauten beruht auf ihrer Masse und weniger auf ihrem Verformungsverhalten (Energiedissipationsvermögen).
- Nennenswerte plastische Verformungen des Deckels werden ab Slug-Geschwindigkeiten von 150 ... 170 m/s berechnet. Ein Versagen des RDB-Deckels, bzw. der Schrauben wird daher erst bei noch höheren Geschwindigkeiten auftreten.
- Der Einfluß der Slug-Form auf die Deckelbelastungen (untersucht als Variation der Slug-Querschnittsfläche) ist mit Einbauten vernachlässigbar. Dies ist für die sicherheitstechnischen Folgerungen vorteilhaft, da die Slug-Form von nicht vorhersagbaren Details der Dampfexplosion abhängt.

Anhang A

Materialdaten

Die verwendeten Materialkennwerte wurden [71], [72], [73] entnommen. Es werden die Spannungs-Dehnungs-Diagramme mit den „wahren“ Spannungen und Dehnungen benutzt, die durch stückweise lineare Funktionen angenähert wurden. Sie sind in Tabelle A.1 und den nachfolgenden Abbildungen zusammengestellt.

In den Rechnungen wird eine Materialverfestigung berücksichtigt, wie sie bei zyklischen Belastungen in den plastischen Bereich auftritt: Bei Belastung in den plastischen Bereich und anschließender Entlastung erfolgt diese elastisch, parallel zur Hook'schen Geraden. Wird erneut belastet, wird die zuvor erreichte maximale Spannung wieder entlang dieser Geraden erreicht und erst dann können weitere plastische Verformungen auftreten.

Die Werkstoffkennwerte werden in der Regel in quasi-statischen Zug-Versuchen ermittelt. Bei größeren Verformungsgeschwindigkeiten (Dehnungsraten) erhöht sich die Spannung im Bereich plastischer Dehnungen. Die Spannungserhöhung $\Delta\sigma$ kann durch die folgende Gleichung beschrieben werden:

$$\Delta\sigma = d \cdot \dot{\epsilon}^n \quad (\text{A.1})$$

Die Parameter d und n wurden aus Werkstoffuntersuchungen bei unterschiedlichen Verformungsgeschwindigkeiten ermittelt.

	Einbauten		Deckel		Deckelschrauben	
Material	1.4550		20MnMoNi55		26NiCrMo146	
Dichte [kg/m ³]	7800		7800		7800	
Elastizitätsmodul [GPa]	200		200		200	
Fließspannung σ_0 [MPa]	320		460		940	
Spannungs-Dehnungs-Diagramme:	σ [MPa]	ϵ [%]	σ [MPa]	ϵ [%]	σ [MPa]	ϵ [%]
	320	0.16	460	0.2	940	0.5
	400	2	578	3.3	1037	0.7
	600	14	667	7.2	1160	3.5
	920	42	740	20	1360	20
	980	50	780	40		
	(Abb. A.1)		(Abb. A.2)		(Abb. A.3)	
Parameter für den Dehnungsrateneinfluß:						
d [Ns ⁿ /m ²]	41 · 10 ⁶		97 · 10 ⁶		251 · 10 ⁶	
n [-]	0.12		0.10		0.09	

	Einbauten	
Material	Rotguß	
Dichte [kg/m ³]	8800	
Elastizitätsmodul [GPa]	95	
Fließspannung σ_0 [MPa]	200	
Spannungs-Dehnungs-Diagramme:	σ [MPa]	ϵ [%]
	175	0.2
	200	1
	365	20
	(Abb. A.4)	
Parameter für den Dehnungsrateneinfluß:		
d [Ns ⁿ /m ²]	90 · 10 ⁶	
n [-]	0.04	

Tabelle A.1: Die verwendeten Werkstoffdaten

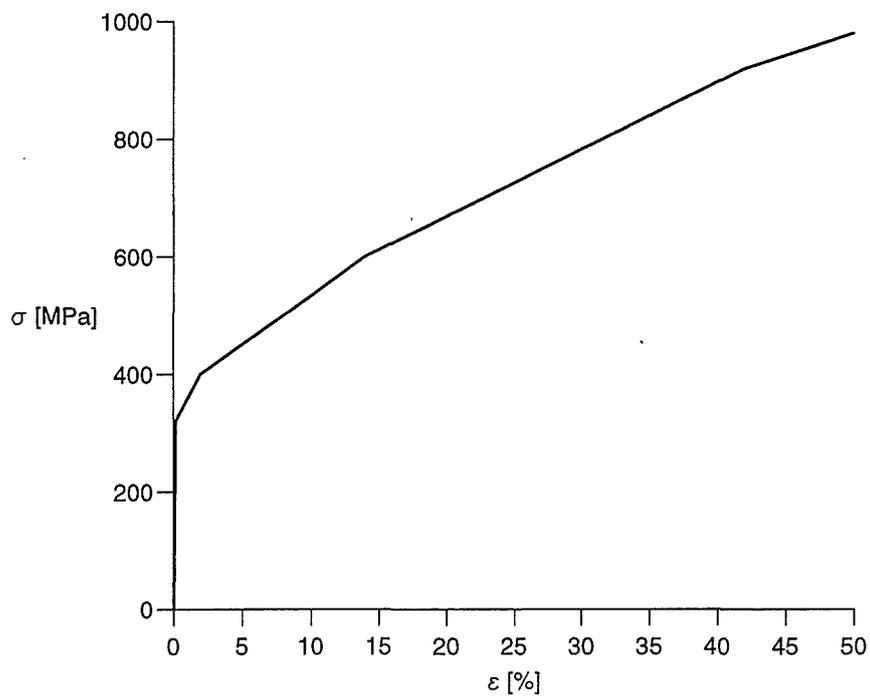


Abbildung A.1: Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Einbautenwerkstoffes

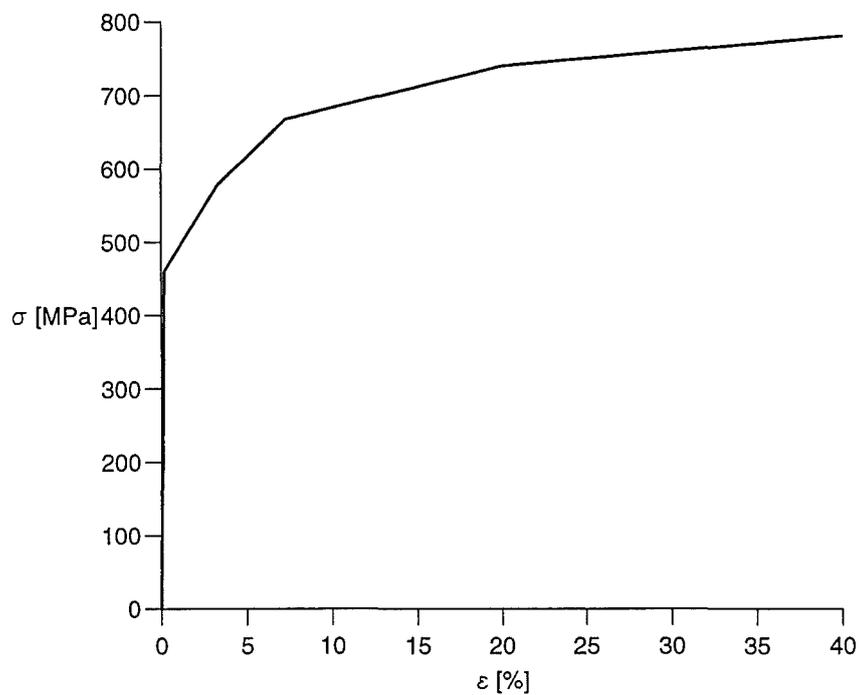


Abbildung A.2: Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Deckelwerkstoffes

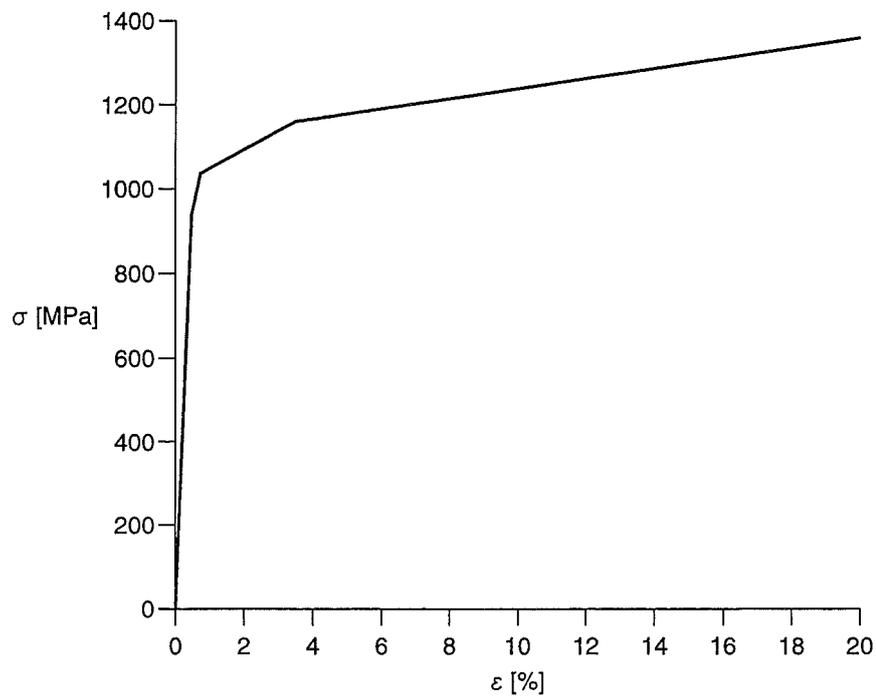


Abbildung A.3: Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Schraubenwerkstoffes

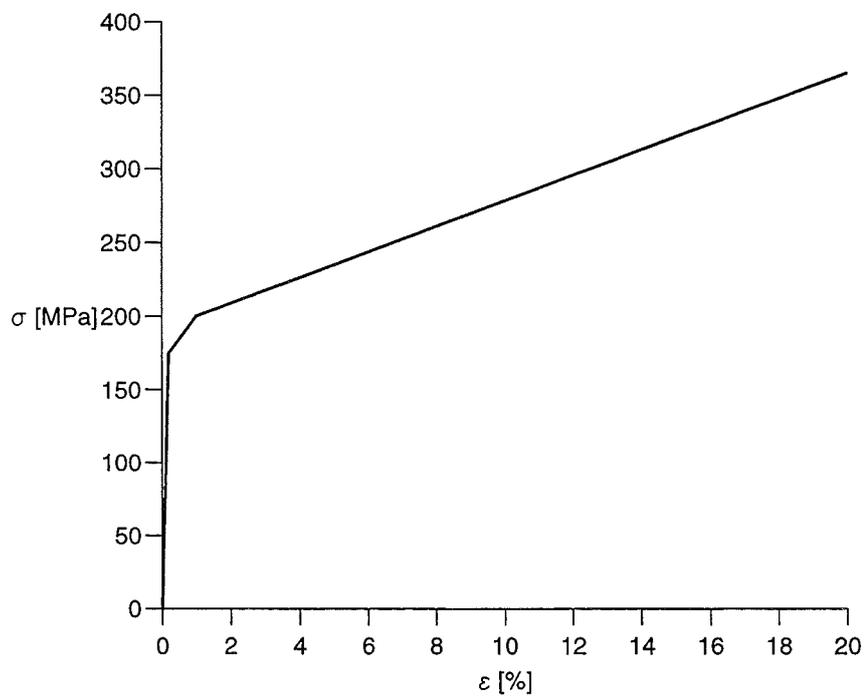


Abbildung A.4: Spannungs-Dehnungs-Diagramm von Rotguß

Literaturverzeichnis

- [1] G. Keßler, D. Faude, J. Ehrhardt. Sicherheitskonzept gegenwärtiger Druckwasserreaktoren. *KfK Nachrichten*, **25**(1):20–28, 1993.
- [2] H.-H. Hennies, G. Keßler, J. Eibl. Sicherheitskonzept zukünftiger Druckwasserreaktoren. *KfK Nachrichten*, **25**(1):29–41, 1993.
- [3] R. Krieg. Sicherheitsanforderungen für Druckwasserreaktoren der nächsten Generation - Beachtung soziologisch-psychologischer Überlegungen. *KfK Nachrichten*, **25**(1):42–50, 1993.
- [4] R. Krieg, K. Schleisiek. Sammlung der Vorträge zum Statusbericht PSF. Kernforschungszentrum Karlsruhe, KfK-Bericht 5326, Mai 1994.
- [5] R. Krieg, G. Messemer, T. Stach, E. Stratmanns. Experiments on Slug Impact Loading of the Reactor Vessel Head during a Postulated Steam Explosion. *Kerntechnik*, **59**(4-5):178–184, 1994.
- [6] Th. v. Kármán. The Impact on Seaplane Floats During Landing. Tech. Report, NACA TN321, 1929.
- [7] H Wagner. Zur Mechanik des Starts und der Landung von Seeflugzeugen. *Zeitschrift „Schiffbau“*, **30**(14):343–348, 1930.
- [8] H Wagner. Über die Landung von Seeflugzeugen. *Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt*, **22**(1):1–8, 1931.
- [9] H. Wagner. Über Stoß- und Gleitvorgänge an der Oberfläche von Flüssigkeiten. *ZAMM*, **12**(4):193–215, 1932.
- [10] R. D. Lorenz. Huygens Probe Impact Dynamics. *ESA Journal*, **18**:93–117, 1994.
- [11] T. Wierzbicki, Dick K. Yue. Impact Damage of the Challenger Crew Compartment. *J. Spacecraft*, **23**(6):646–654, 1986.

- [12] Sir Charles Darwin. Note on Hydrodynamics. *Proceedings of the Cambridge Philosophical Society*, **49**:342–354, 1953.
- [13] Thomas E. Stelson, J.M. Asce, Frederic T. Mavis, M. Asce. Virtual Mass and Acceleration in Fluids. *Transactions American Society of Civil Engineers*, **2870**:518–530, 1955.
- [14] L.D. Landau, E.M. Lifshitz. *Fluid Mechanics, Teil 6 Course of Theoretical Physics*. Pergamon Press, Oxford, London, Paris, Frankfurt, 1959.
- [15] R.J. Fritz. The Effect of Liquids on the Dynamic Motions of Immersed Solids. *Journal of Engineering for Industry*, 167–173, Februar 1972.
- [16] I. Eames, S.E. Belcher, J.C.R. Hunt. Drift, Partial Drift and Darwin's Proposition. *J. Fluid Mech.*, **275**:201–223, 1994.
- [17] Ray P. S. Han, Hanzhong Xu. A Simple and Accurate Added Mass Model for Hydrodynamic Fluid-Structure Interaction Analysis. *J. Franklin Institut*, **333B**(6):929–945, 1996.
- [18] W.C. Müller. Simplified Analysis of Linear Fluid Structure Interaction. In *SMiRT, B 5/3*, 1–7, 1981.
- [19] F. Belanger, M.P. Paidoussis, E. de Langre. Time-Marching Analysis of Fluid-Coupled Systems with Large Added Mass. *AIAA Journal*, **33**(4):752–757, 1995.
- [20] L. Lazzeri, M. Scala. Progresses on the Computation of Added Masses for Fluid Structure Interaction. In *SMiRT, B 1/7*, 35–39, 1985.
- [21] Nabil Schauki. *Der Widerstand von Zylinder und Kugel bei instationären Strömungsverhältnissen*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1972.
- [22] B. Wagner. Beschleunigungsabhängige Derivativa von Unterwasserprojektilen. Endbericht März, Dornier GmbH, Friedrichshafen, 1982.
- [23] Georges S. Springer. *Erosion by Liquid Impact*. John Wiley & Sons, New York, 1976.
- [24] William F. Adler. The Mechanics of Liquid Impact. In C. M. Pearce, Herausgeber, *Treatise on Materials Science and Technology*, 16, Erosion, 127–183. Academic Press, New York, 1979.
- [25] J. H. Brunton, M. C. Rochester. Erosion of Solid Surfaces by the Impact of Liquid Drops. In C. M. Pearce, Herausgeber, *Treatise on Materials Science and Technology*, 16, Erosion, 185–248. Academic Press, New York, 1979.

- [26] P.A. Lush. Comparison Between Analytical and Numerical Calculations of Liquid Impact on Elastic-Plastic Solid. *J. Mech. Phys. Solids*, **39**(1):145–155, 1991.
- [27] Jonas A. Zukas. *Impact Dynamics*. John Wiley & Sons, New York, 1982.
- [28] Lewis A. Glenn. On the Dynamics of Hypervelocity Liquid Jet Impact on a Flat Rigid Surface. *Journal of Applied Mathematics and Physics (ZAMP)*, **25**:383–398, 1974.
- [29] Z. Ye, A. M. Birk. Fluid Pressures in Partially Liquid-Filled Horizontal Cylindrical Vessels Undergoing Impact Acceleration. *Journal of Pressure Vessel Technology*, **116**:449–458, November 1994.
- [30] J. F. Dalzell. Liquid impact on tank bulkheads. In H. N. Abramson, Herausgeber, *The Dynamic Behaviour of Liquids in Moving Containers*, Teil SP-106, 353–385. NASA, 1966.
- [31] R.G. Sauvé, G.D. Morandin, E. Nadeau. Impact Simulation of Liquid-Filled Containers Including Fluid-Structure Interaction – Part 1: Theory. *Journal of Pressure Vessel Technology*, **115**:68–72, Februar 1993.
- [32] R.G. Sauvé, G.D. Morandin, E. Nadeau. Impact Simulation of Liquid-Filled Containers Including Fluid-Structure Interaction – Part 2: Experimental Verification. *Journal of Pressure Vessel Technology*, **115**:73–79, Februar 1993.
- [33] J.H.G. Verhagen. The Impact of a Flat Plate on a Water Surface. *Journal of Ship Research*, 211–223, Dezember 1967.
- [34] C. Richard Gerlach. Investigation of Water Impact of Blunt Rigid Bodies - Size Scale Effects. Tech. Report AD 684 891, Southwest Research Institute, San Antonio, Texas, November 1968.
- [35] Qingji Zhang, Shiqi Li, Jijia Zheng. Dynamic Response, Buckling and Collapsing of Elastic-Plastic Straight Columns Under Axial Solid-Fluid Slamming Compression – I. Experiments. *Int. J. Solids Structures*, **29**(3):381–197, 1992.
- [36] Qingji Zhang, Qinghua Qin, Jianzhong Wang. A Theoretical Model on Coupled Fluid-Structure Impact Buckling. *Appl. Math. Modelling*, **17**:25–33, Januar 1993.
- [37] Buford R. Koehler, C.F. Kettleborough. Hydrodynamic Impact of a Falling Body Upon a Viscous Incompressible Fluid. *Journal of Ship Research*, **21**(3):165–181, September 1977.

- [38] T. Belytschko, R. Mullen. Two-Dimensional Fluid-Structure Impact Computations With Regularization. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **27**:139–154, 1981.
- [39] V. E. Fortov, B. Goel, C.-D. Munz, A. L. Ni, A. V. Shutov, O. Yu. Vorobiev. Numerical Simulations of Nonstationary Fronts and Interfaces by the Godunov Method in Moving Grids. *Nuclear Science and Engineering*, **123**:169–189, 1996.
- [40] David B. Johnson, Peter E. Raad, Shea Chen. Simulation of Impacts of Fluid Free Surfaces With Solid Boundaries. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, **19**:153–176, 1994.
- [41] H. Bung, P. Galon, M. Lepareux, A. Combescure. A New Method for the Treatment of Impact and Penetration Problems. In *SMiRT, B 2/1*, 1993.
- [42] M. Lepareux, H. Bung, A. Combescure. Analysis of a LMFBR with a Multiphase and Multicomponents Behavior Law. In *SMiRT, B 13/1*, 1993.
- [43] M. Lepareux, H. Bung, A. Combescure, J.F. Aguilar, J. Flobert. Analysis of an HCDA in a Fast Reactor with a Multiphase and Multicomponents Behavior Law. In *SMiRT, B 7/2*, 1993.
- [44] R.F. Kulak. Fluid-Structure Interaction Analysis of a Deck Structure During a HCDA. In *SMiRT, E 2/5*, 1979.
- [45] A. Yerkess, E.S. Meier. Analysis of a HCDA in the SNR-300 using the Code SEURBNUK/EURDYN. In *SMiRT, E 6/7*, 1987.
- [46] B.L. Smith, A. Yerkess, V. Washby. The Computer Code SEURBNUK-EURDYN: First Release. In *SMiRT, E 6/6*, 1987.
- [47] F. Casadei. *Experimentelle Untersuchung der instationären einphasigen Strömung durch perforierte Platten*. Dissertation, Kernforschungszentrum Karlsruhe, KfK 3354, 1982.
- [48] G.P. Tartaglia. *Experimentelle Untersuchung der instationären zweiphasigen Strömung durch perforierte Platten*. Dissertation, Kernforschungszentrum Karlsruhe, KfK 3954, 1982.
- [49] J. Benner. *Fluid-Struktur-Wechselwirkung der Kerneinbauten eines Druckwasserreaktors beim Blowdown - Numerische Simulation mit einem Homogenisierungsmodell*. Dissertation, Kernforschungszentrum Karlsruhe, KfK 3707, 1984.
- [50] U. Schumann, J. Benner. Homogenized Model for Fluid-Structure Interactions in a Pressurized Water Reactor Core. In *SMiRT, B 5/7*, 1985.

- [51] K. Takeuchi, D. Bhandari. Non-Linear Boundary Conditions for Structure Under Fluid-Structure Interactions. In *SMiRT, B 1/6*, 25–32, 1985.
- [52] J.J. Engblom. Coupled Fluid/Structure Response Predictions for Soft Body Impact of Airfoil Configurations. In *ASME Conference on Engineering Aerospace Technology*, 209–223, 1980.
- [53] H.C. Teichmann, R.N. Tadros. Analytical and Experimental Simulation of Fan Blade Behaviour and Damage Under Bird Impact. *Trans. ASME*, **113**:582–594, 1991.
- [54] T. Sakaguchi, M. Ozawa, H. Hamaguchi, F. Nishiwaki, E. Fujii. Analysis of the Impact Force by a Transient Liquid Slug Flowing out of a Horizontal Pipe. *Nuclear Engineering and Design*, **99**:63–71, 1987.
- [55] T. Wang, V.J. Shah, L. C. S. NIEH. Waterhammer in a Steam Line Partially Filled with Trapped Condensate. In *Transient Thermal Hydraulics in Vessel and Piping Systems*, 23–33, New York, ASME 1990. PVP-Vol. 156.
- [56] R. M. Fenton, P. Griffith. The Force at a Pipe Bend Due to the Clearing of Water Trapped Upstream. In *Transient Thermal Hydraulics and Resulting Loads on Vessel and Piping Systems*, 59–67, New York, ASME 1990. PVP-Vol. 190.
- [57] Zafer Bozkus, David C. Wiggert. Slug Motion and Impact in a Voided Line. In *Fluid Transients and Fluid-Structure Interaction*, 25–27. PVP-Vol. 224/FED-Vol. 126, 1991.
- [58] Zafer Bozkus, David C. Wiggert. Hydrodynamics of Slug Motion in a Voided Line. In Bettes & Watts, Herausgeber, *Unsteady Flow and Fluid Transients*, 77–86. Balkema, Rotterdam, 1992.
- [59] Yang Jiandong, David C. Wiggert. Analysis of Liquid Slug Motion in a Voided Line. In *Transient Thermal Hydraulics Structural Mechanics*, 131–142. PVP-Vol. 253, Fluid-Structure Interaction, ASME 1993.
- [60] A. S. Tijsseling. Fluid-Structure Interaction in Liquid-Filled Pipe Systems: A Review. *Journal of Fluids and Structures*, **10**(2):109–146, 1996.
- [61] G.E. Lucas, W.H. Amarasooriya, T.G. Theofanous. An Assessment of Steam-Explosion-Induced Containment Failure. Part I-IV: Impact Mechanics, Dissipation and Vessel Head Failure. *Nuclear Science and Engineering*, **97**:259–326, 1987.

- [62] T. Malmberg. unveröffentlichter Bericht, Forschungszentrum Karlsruhe, Juli 1993.
- [63] R. Krieg, B. Göller. Tragfähigkeit des Reaktordruckbehälter-Deckels beim Aufprall hochgeschleuderter Kernschmelze nach einer Dampfexplosion. Diskussion verschiedener Lösungsansätze. *KfK Nachrichten*, **26**(3):179–188, 1994.
- [64] R. Krieg. unveröffentlichter Bericht, Forschungszentrum Karlsruhe, November 1992.
- [65] R. Krieg, T. Malmberg, T. Stach, E. Stratmanns. Slug Impact Loading on the Vessel Head during a Postulated In-Vessel Steam Explosion in Pressurized Water Reactors. Assessments and Discussion of the Investigation Strategy. *Nuclear Technology*, **111**(3):369–385, 1995.
- [66] T. Stach. *Zur Skalierung von Modellexperimenten zum Aufprall flüssiger Massen auf deformierbare Strukturen*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1996.
- [67] R. Krieg, G. Hailfinger. Transient, Three-Dimensional Potential Flow Problems and Dynamic Response of the Surrounding Structures. Part I: Description of the Fluid Dynamics by a Singularity Method (Computer Code SING). *Journal of Computational Physics*, **34**:139–163, 1980.
- [68] R. Krieg, B. Göller, G. Hailfinger. Transient, Three-Dimensional Potential Flow Problems and Dynamic Response of the Surrounding Structures. Part II: Simultaneous Coupling between Fluid and Structural Dynamics (Computer Code SING-S). *Journal of Computational Physics*, **34**:164–183, 1980.
- [69] Ludwig Prandtl, Klaus Oswatitsch, Karl Wieghardt. *Führer durch die Strömungslehre*. Vieweg, Braunschweig, 1990.
- [70] Rajko Tomavic, Miomir Vukobratovic. *General Sensitivity Theory*. American Elsevier, 1972.
- [71] S. Müller, W. Kuhn. unveröffentlichter Bericht, Forschungszentrum Karlsruhe, 1991.
- [72] St. Müller, F. Balzer, Tahriri-Zangeneh. unveröffentlichter Bericht, Forschungszentrum Karlsruhe, 1994.
- [73] G. Messemer, St. Müller. unveröffentlichter Bericht, Forschungszentrum Karlsruhe, 1994.