

Betriebsfeste Auslegung von Metallkompensatoren unter besonderer Berücksichtigung strömungsinduzierter Schwingungen

Diplomarbeit

Bernd Maier

Montanuniversität Leoben

Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau

Betreuer:

Priv.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.mont. Hans-Peter Gänser

Dipl.-Ing. Kurt Irnberger

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wilfried Eichlseder

Leoben, Juni 2010

Zwei Dinge sind unendlich, das Universum und die menschliche Dummheit, aber bei dem Universum bin ich mir noch nicht ganz sicher. – **Albert Einstein**

Vorwort

Hiermit möchte ich mich bei allen bedanken, die mich bei der Erstellung meiner Diplomarbeit unterstützt haben und mir mit Rat und Tat zur Seite standen.

Auf universitärer Seite gilt dem Vorstand des Lehrstuhls für Allgemeinen Maschinenbau Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wilfried Eichlseder besonderer Dank, da er mir diese Diplomarbeit am Lehrstuhl ermöglicht hat.

Meinem Diplomarbeitsbetreuer Herrn Priv.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.mont. Hans-Peter Gänser möchte ich für die Unterstützung und Betreuung dieser Arbeit danken.

Großer Dank gilt auch den Mitarbeitern des Lehrstuhls für Allgemeinen Maschinenbau, besonders Herrn Dipl.-Ing. Hermann Maderbacher und Herrn Dipl.-Ing. Manuel Wohlfahrt, die mit konstruktiven Vorschlägen zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Bei Herrn Dipl.-Ing. Kurt Irnberger möchte ich mich herzlich für die Unterstützung seitens der Fa. Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co KG bedanken.

Besonderer Dank gilt auf privater Seite meiner Familie, die mich während meiner gesamten Studienzeit tatkräftig unterstützt hat und auch in schwierigen Zeiten stets hinter mir stand.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

Bernd Maier
Leoben, 21. Juni 2010

Kurzfassung

Titel: Betriebsfeste Auslegung von Metallkompensatoren unter besonderer Berücksichtigung strömungsinduzierter Schwingungen

Kompensatoren mit metallischen Bälgen sind flexible Elemente in Rohrleitungen zur Aufnahme axialer, lateraler und angularer Verschiebungen. Aufgrund ihrer Form und Flexibilität sind sie anfällig für Schwingungen. Bei kritischen Durchströmgeschwindigkeiten entstehen Resonanzeffekte, die binnen kürzester Zeit zum Ausfall führen. Es gibt hier die Möglichkeit, ein sogenanntes Leitrohr in den Kompensator einzubauen, um diese Effekte zu unterbinden. Dies bedeutet jedoch eine unerwünschte Gewichtszunahme der gesamten Konstruktion.

Ziel dieser Arbeit ist die Klärung der Frage, ob diese kritischen Durchströmgeschwindigkeiten formelmäßig erfasst werden können. Aufgrund ihrer umfassenden Berechnungsmethodik wird als Grundlage für die Berechnungen die DIN 14917 verwendet. Zum Vergleich wird die EJMA-Richtlinie herangezogen. Ansätze zur Berechnung von kritischen Durchströmgeschwindigkeiten werden der einschlägigen wissenschaftlichen Literatur entnommen. Zusammen mit der Berechnungsnorm werden diese Erkenntnisse in einem Berechnungsblatt in Microsoft Excel implementiert. Mittels Simulationen mit dem Finite-Elemente-Paket Abaqus wird gezeigt, dass die Ermittlung der Federrate die ausschlaggebende Fehlerquelle in der Berechnung der Eigenfrequenzen darstellt. Es werden Möglichkeiten aufgezeigt, wie das Ergebnis durch Kalibrierung an Versuchsergebnissen verbessert werden kann.

Weiters wird eine Schnittstelle zwischen Microsoft Excel und dem Optimierungspaket DAKOTA entwickelt. Dies ermöglicht es, einen Kompensator sowohl normgerecht auszulegen als auch auf die auftretenden Belastungen zu optimieren. Mit dieser Koppelung kann binnen kürzester Zeit eine Vielzahl von Szenarien dargestellt werden. Dies stellt besonders bei immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten eine erhebliche Verbesserung der Methodik bei der Auslegung von Kompensatoren dar.

Schlagnworte: Kompensator, Balg, EJMA, DIN 14917, fluid-addierte Masse, Strouhal-Zahl, Simulation, Optimierung

Abstract

Title: Dimensioning of metal bellows expansion joints with special consideration of flow-induced vibrations

Metallic bellows expansion joints are flexible elements in pipelines to absorb axial, lateral and angular displacements. Because of their shape and flexibility, they are susceptible to vibrations. Critical flow velocities are causing resonance effects which lead to failure in a very short time. There is the possibility of installing a so-called flow-liner into the bellows expansion joint to prevent this effect. However, this causes an undesirable increase in weight of the entire structure.

The aim of this work is to clarify the question of whether and how these critical flow velocities can be described analytically. Due to its comprehensive assessment methodology, the German standard DIN 14917 serves as the basis for the calculations. For comparison, the EJMA guideline is also used. Approaches for calculating the critical flow velocities can be found in the relevant scientific literature. Along with the standard calculation these findings are implemented in a spreadsheet calculation using Microsoft Excel. Finite element calculations with the commercial code Abaqus show that the error in determining the spring rate is the most important influence factor for the accuracy of the frequency prediction. Methods for improving the accuracy by calibrating the calculations with experimental results are shown.

An interface between Microsoft Excel and the DAKOTA optimization package is developed. With this interface it is possible to dimension a bellows expansion joint conforming to the standards and to optimize it for the occurring loads. Using this method, multiple scenarios are calculated in a very short time. This results in a significant time reduction of the design phase as well as in an improved design of bellows expansion joints.

key words: bellows expansion joint, bellows, EJMA, DIN 14917, fluid-added mass, Strouhal number, simulation, optimization

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	i
Eidesstattliche Erklärung	ii
Kurzfassung	iii
Abstract	iv
Symbolverzeichnis	viii
1 Einleitung	1
1.1 Aufgabenstellung	3
2 Stand der Technik	5
2.1 Begriffsdefinitionen	5
2.2 Klassierung von Kompensatoren	7
2.2.1 Axial-Kompensator	7
2.2.2 Lateral-Kompensator	7
2.2.3 Angular-Kompensator	8
2.2.4 Universal-Kompensator	8
2.3 Kennzahlen in der Strömungslehre	9
2.3.1 Ähnlichkeitstheorie	9
2.3.2 Kennzahlen	11
2.3.3 Strouhal-Zahl	13
3 Normgerechte Auslegung	15
3.1 Überblick über die Normen	15

3.2	Berechnungsablauf nach DIN und EJMA	16
3.3	Definition eines Berechnungsbeispiels zum Normenvergleich	18
3.4	Unterschiede zwischen DIN und EJMA	19
3.4.1	Ergebnisse des Berechnungsbeispiels	19
3.4.2	Resultierende Spannungen	20
3.4.3	Lebensdauerabschätzung	21
3.4.4	Federrate	28
3.4.5	Umformung	33
3.4.6	Instabilitäten	37
3.4.7	Notwendige Angaben zur Auslegung	39
3.5	Verwendung eines Leitrohres	40
3.6	Festlegung auf eine Norm für die weiteren Berechnungen	44
4	Strömungsinduzierte Schwingungen	46
4.1	Literaturrecherche	46
4.2	Entstehungsursachen	48
4.3	Berechnung	49
4.3.1	Strömungsinduzierte Schwingungen	49
4.3.2	Axiale Eigenfrequenzen	52
4.3.3	Laterale Eigenfrequenzen	56
4.3.4	Zusammenfassung	59
4.4	FE-Modell eines Kompensators	60
4.4.1	Randbedingungen	60
4.4.2	Belastungen	62
4.4.3	Vernetzung	63
4.5	Excel-Berechnungsblatt	64
4.6	Vergleich der Ergebnisse	67
4.6.1	Kalibrierung	69
4.6.2	Abschätzung der Schwingungsamplitude	72
4.6.3	Einflüsse auf die Federrate	77
5	Optimierung von Kompensatoren	80

5.1	Optimierungssoftware DAKOTA	80
5.2	Auswahl einer Optimierungsstrategie	81
5.3	Schnittstelle DAKOTA – Excel	83
5.3.1	Batch-Aufruf von Excel	85
5.3.2	DAKOTA-Inputfile	85
5.3.3	Excel-Makro	87
5.4	Ergebnisse der Optimierung	89
5.4.1	Globaler Durchlauf zur Ermittlung der groben Optimierungsgrenzen	90
5.4.2	Lokale Optimierungen auf Zielparameter	93
5.4.3	Zusammenfassung der Ergebnisse	96
6	Zusammenfassung und Ausblick	99
6.1	Zusammenfassung	99
6.2	Offene Fragestellungen	100
6.3	Ausblick	105
	Tabellenverzeichnis	106
	Abbildungsverzeichnis	108
	Literaturverzeichnis	113
	Anhang	116
A	Erratum DIN 14917	117
B	Ergänzungen zu Kapitel 4	118
C	Excel-Berechnungsblatt	119
D	Ergänzungen zu Kapitel 5	126

Symbolverzeichnis

Variable	Beschreibung	Einheit
Bezeichnungen DIN 14917		
a	Materialabhängiger Parameter zur Abschätzung der ertragbaren Lastspielzahl	-
A_c	Materialquerschnitt einer Welle	mm ²
b	Materialabhängiger Parameter zur Abschätzung der ertragbaren Lastspielzahl	-
c	Materialabhängiger Parameter zur Abschätzung der ertragbaren Lastspielzahl	-
C_d	Berechnungsfaktor	-
C_f	Berechnungsfaktor	-
C_p	Berechnungsfaktor	-
D_i	Innendurchmesser der Balgwelle	mm
D_m	Mittlerer Durchmesser	mm
E_0	E-Modul bei Raumtemperatur	N/mm ²
E_B	E-Modul bei Auslegungstemperatur	N/mm ²
e_p	Nennwanddicke einer Balglage	mm
K_d	Berechnungsfaktor bei Kaltumformung	-
K_f	Verfestigungsfaktor	-
l_B	Ursprüngliche gewellte Länge eines Balges	mm

N_{alw}	Ertragbare Lastspielzahl	-
n_b	Anzahl der Bälge	-
n_p	Anzahl der Materiallagen	-
P_{sc}	Grenzwert für Innendruck aufgrund Säuleninstabilität	N/mm ²
P_{si}	Grenzwert für Innendruck aufgrund Welleninstabilität	N/mm ²
q	Länge einer Balgwelle	mm
r_i	Innenradius der Innen- und Außenkrepfen	mm
s_d	Umformgrad	-
w	Wellenhöhe	mm
e_p^*	Wanddicke korrigiert durch Dickenabnahme durch Umformung	mm
R_e^*	Effektive Streckgrenze	N/mm ²
KB	Axial-Federrate eines Balges	N/mm
$\tilde{K}_{x,t}$	Effektive axiale Federrate	N/mm
\bar{l}_B	Angeglichene gewellte Länge eines Balges	mm
α	Spannungsfaktor	-
Δq	Äquivalente Verschiebung	mm
η	Umformfaktor	-
μ	Reibungskoeffizient zwischen Materiallagen	-
ν	Querkontraktionszahl	-
σ_{eq}	Äquivalente Spannung	N/mm ²
$\sigma_{m,b}(\Delta q)$	Biegespannung aus Bewegung	N/mm ²
$\sigma_{m,b}(P)$	Biegespannung aus Druck	N/mm ²
$\sigma_{m,m}(\Delta q)$	Membranspannung aus Bewegung	N/mm ²

$\sigma_{m,m}(P)$	Membranspannung aus Druck	N/mm ²
-------------------	---------------------------	-------------------

Bezeichnungen EJMA 2009

a	Materialabhängiger Parameter zur Abschätzung der ertragbaren Lastspielzahl	-
b	Materialabhängiger Parameter zur Abschätzung der ertragbaren Lastspielzahl	-
c	Materialabhängiger Parameter zur Abschätzung der ertragbaren Lastspielzahl	-
C_d	Berechnungsfaktor	-
C_f	Berechnungsfaktor	-
C_m	Materialfaktor für Temperaturen unterhalb der Kriechtemperatur	-
C_p	Berechnungsfaktor	-
D_b	Innendurchmesser des Balges	in
D_m	Mittlerer Durchmesser	in
e	Äquivalente Verschiebung	in
E_{bRT}	E-Modul bei Raumtemperatur	psi
E_b	E-Modul bei Auslegungstemperatur	psi
f_{iu}	Axiale Federrate pro Balgwelle für unverstärkte Bälge	lb/in
K_f	Umformfaktor	-
K_r	Umfangsspannungsfaktor	-
K_{sr}	Axiale Federrate	lb/in
N	Wellenzahl	-
n	Anzahl Materiallagen	-
N_c	Ertragbare Lastspielzahl	-

P_{sc}	Grenzwert für Innendruck aufgrund Säuleninstabilität	psig
P_{si}	Grenzwert für Innendruck aufgrund Welleninstabilität	psig
q	Länge einer Balgwelle	in
r_m	Mittlerer Durchmesser einer Balgwelle	in
S_3	Membranspannung aus Druck	psi
S_4	Biegespannung aus Druck	psi
S_5	Membranspannung aus Bewegung	psi
S_6	Biegespannung aus Bewegung	psi
S_t	Äquivalente Spannung	psi
S_y	Streckgrenze bei Raumtemperatur	psi
t_p	Wanddicke korrigiert durch Dickenabnahme durch Umformung	in
w	Wellenhöhe	in
Y_{SM}	Berechnungsfaktor bei Kaltumformung	-
α	Spannungsfaktor	-
ε_f	Umformgrad	%

Strömungsinduzierte Schwingungen

A_{1k}	Berechnungsfaktor	-
A_{2k}	Berechnungsfaktor	-
A_{4k}	Berechnungsfaktor	-
C_n	Faktor zur Berechnung der axialen Eigenfrequenzen	\sqrt{m}/s
e	Nennwanddicke	mm
f	Frequenz	Hz

h	Wellenhöhe	mm
K	Federrate	N/mm
k	Modennummer	-
l	Länge des Kompensators	mm
l_b	Ursprüngliche gewellte Länge des Kompensators	mm
m_b	Masse des Kompensators pro Einheitslänge	kg/mm
m_f	Fluid-addierte Masse pro Einheitslänge	kg/mm
m_{tot}	Gesamtmasse pro Einheitslänge	kg/mm
p	Charakteristische Länge zur Berechnung der Strouhal-Zahl	mm
q	Länge einer Balgwelle	mm
R_1	Radius Außenkrempe	mm
R_2	Radius Innenkrempe	mm
R_m	Mittlerer Radius	mm
St	Strouhal-Zahl	-
t	Nennwanddicke	mm
V_{krit}	kritische Durchströmgeschwindigkeit	mm/s
W	Masse des Kompensators inkl. Anbauteile und Fluid-Masse	N
α_{f2K}	Berechnungsfaktor	-
μ	Massenfaktor	-
ρI	Trägheit des Systems	kg · mm
ρ_b	Dichte des Balgmaterials	kg/mm ³
ρ_f	Dichte des durchströmenden Fluids	kg/mm ³
σ	Welleninnenabstand	mm

Abmessungen eines Kompensators

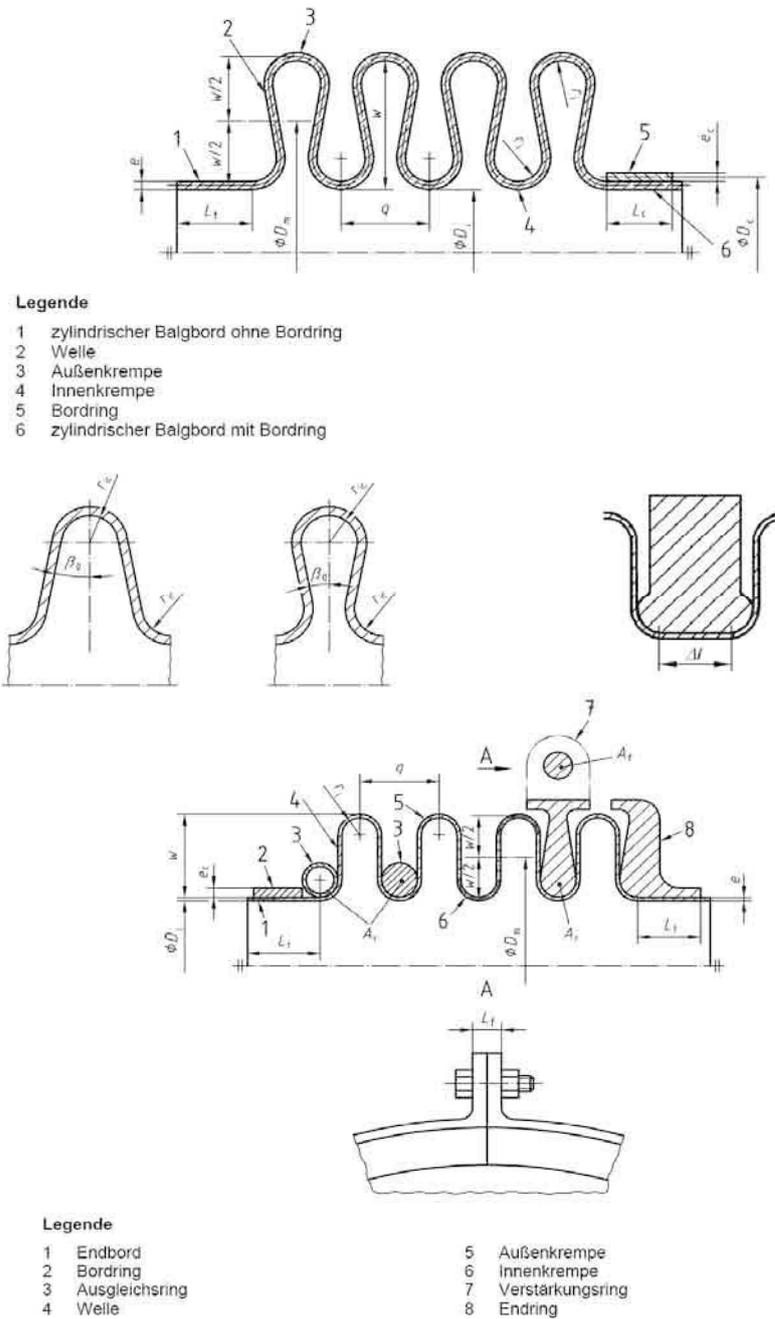


Abbildung 0.1.: Darstellung der wichtigsten Abmessungen eines Kompensators [8]

1. Einleitung

Kompensatoren dienen dem Ausgleich von Längenänderungen und Relativbewegungen in Rohrleitungen, an Maschinen und Apparaten, hervorgerufen durch Temperaturunterschiede, Montageunstimmigkeiten, Fundamentsenkungen oder Vibrationen. Sie finden deshalb Anwendung im Rohrleitungs-, Motoren-, Turbinen- und Kompressorenbau.



Abbildung 1.1.: Kryogene Treibstoffleitungen in der Raumfahrt (Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co KG)

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt auf Kompensatoren in Treibstoffleitungen in der Raumfahrt (Abb. 1.1). Hier ist eine hohe Sicherheit gepaart mit niedrigem Gewicht von großer Bedeutung. Allerdings ist die Auslegung eines Kompensators äußerst komplex und stellt aus folgenden Gründen eine große Herausforderung dar:

- *„Bälge sollen gegensätzliche Anforderungen erfüllen, um sowohl eine ausreichende Druckfestigkeit, die große Wanddicken und kleine Wellenhöhen erforderlich macht,*

als auch eine hohe Flexibilität zur Aufnahme von Bewegungen sicherzustellen, die wiederum geringe Wanddicken und große Wellenhöhen erfordert;

- Bälge sollten auch eine ausreichende Beständigkeit gegen jede Art von Instabilität („Ausknicken“) aufgrund von Innen- oder Außendruck aufweisen, die große Steifigkeit erforderlich macht, und sollten gleichzeitig eine ausreichende Lebensdauer sicherstellen, für die große Flexibilität gefordert ist;
- die Auslegung soll auch zahlreiche Parameter berücksichtigen, z.B. Typ des Balges, Werkstoff, Durchmesser, Wanddicke, Wellenlänge und -höhe, Anzahl der Wellen, Anzahl der Lagen, Verstärkungselemente und andere Gesichtspunkte wie Herstellverfahren und Wärmebehandlung.“ [8]

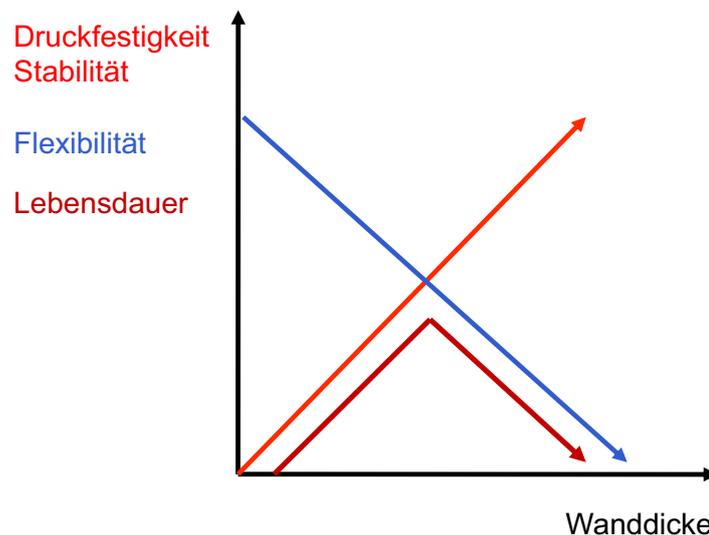


Abbildung 1.2.: Einfluss der Wanddicke auf die Lebensdauer

Zusätzlich kommen Ungenauigkeiten bei der normgerechten Auslegung hinzu, die auf folgenden, nicht immer passenden Annahmen beruht:

- Der Balg eines Kompensators besitzt über die gesamte Länge eine konstante Wanddicke.
- Der verwendete Werkstoff wird als isotrop angesehen.
- Die Berechnung der Spannungen basiert auf der Theorie elastischer Schalen. [8]

Aufgrund der genannten Gründe stellt die normgerechte Auslegung in Verbindung mit dem Versuch der Gewichtsminimierung den Konstrukteur vor große Probleme, da ein Kompensator genau dimensioniert werden muss. Zu hohe Sicherheitsfaktoren wirken sich

ebenso negativ auf die Lebensdauer aus wie zu niedrige, eine konservative Auslegung kann also genau den gegenteiligen Effekt haben (Abb. 1.2). Gerade diese genaue Dimensionierung ist allerdings sehr schwierig, da auf den ersten Blick nicht immer ersichtlich ist, in welchem Umfang Sicherheitsfaktoren in die Berechnungen einfließen. Mag dies bei Standard-Anwendungen ein geringes Problem darstellen, so sind diese Unsicherheiten bei auf Gewicht optimierten Kompensatoren ein großes Problem.

Im Normalfall werden Bälge im Betrieb elastisch verformt. Wird jedoch eine plastische Verformung zugelassen, verringert sich dadurch zumeist die ertragbare Lastspielzahl, und die genaue Berechnung wird nochmals aufwändiger.

1.1. Aufgabenstellung

Die im Rahmen dieser Arbeit vorliegenden Aufgabenstellungen lassen sich in zwei Arbeitspakete unterteilen:

- **Vergleich relevanter Normen**

Es sollen die jeweils aktuellsten Berechnungsnormen bzw. ihre Berechnungsmethodiken verglichen werden. Zur raschen Auslegung eines Kompensators soll die aus dem Vergleich als passendste hervorgegangene Norm als Berechnungsblatt in Microsoft Excel implementiert werden. Der Normenvergleich dient als Einstieg in die komplexe Thematik, gleichzeitig können etwaige Schwachstellen bei der Auslegung identifiziert werden.

- **Strömungsinduzierte Schwingungen**

Bälge sind wegen ihrer Form und Flexibilität anfällig für Schwingungen. Bei kritischen Durchströmgeschwindigkeiten entstehen aufgrund der Wellenform eines Balges Resonanzeffekte, die binnen kürzester Zeit zum Ausfall führen. Es gibt hier die Möglichkeit, ein sogenanntes Leitrohr in den Kompensator einzubauen, um diesen Effekt zu unterbinden (siehe Abb. 3.17). Dies stellt jedoch eine nicht erwünschte Gewichtszunahme der gesamten Konstruktion dar.

Es soll mit Hilfe der einschlägigen wissenschaftlichen Literatur geklärt werden, ob dieses Phänomen der strömungsinduzierten Schwingungen formelmäßig beschrieben werden kann. Ziel ist die Vorhersage von kritischen Durchströmgeschwindigkeiten, bei denen der Kompensator in Resonanz geraten würde und somit ein Leitrohr erforderlich wird.

Ist die Amplitude strömungsinduzierter Schwingungen bekannt, so kann die daraus resultierende Beanspruchung im Zuge der Festigkeitsbewertung (z.B. mittels Schadensakku-

mulation) mit berücksichtigt werden. Je nach dem Ergebnis der Festigkeitsbewertung ist es dann u.U. möglich, auf den Einsatz eines Leitrohres zu verzichten, obwohl strömungsinduzierte Schwingungen auftreten. Dies eröffnet ein zusätzliches Potenzial zur Gewichtsersparnis im Vergleich zu herkömmlich ausgelegten Kompensatoren.

Die Ergebnisse sollen im zuvor erstellten Berechnungsblatt implementiert werden, um dem Konstrukteur ein umfassendes Werkzeug zur betriebsfesten Auslegung von Kompensatoren zur Verfügung zu stellen.

Das Tieftemperaturverhalten der eingesetzten Werkstoffe wird in dieser Arbeit nicht betrachtet, hier sei auf die einschlägige Literatur verwiesen [30]. Diese Restriktion ist vertretbar, da sich das Schwingungsverhalten von Kompensatoren bei tiefen Temperaturen nicht ändert [2].

2. Stand der Technik

2.1. Begriffsdefinitionen

Als Kompensator wird das Ausgleichselement als Ganzes bezeichnet. Ein Kompensator besteht aus einem oder mehreren Bälgen, Anschlüssen und ggfs. weiteren Anbauteilen wie Flanschen, Gelenken oder Wegbegrenzern. In Abb. 2.1 ist der Balg als eigenes Element und in Abb. 2.2 in Kombination mit Anschlusselementen als Kompensator abgebildet.



(a) Seitenansicht



(b) Schrägansicht – hier sind die versetzt angeordneten Schweißnähte gut zu erkennen

Abbildung 2.1.: Metall-Balg (Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co KG)

Nach ISO 15348 sind folgende Begriffe und Bezeichnungen für Kompensatoren genormt [8]:

Ein **Balg** ist ein flexibles Element, bestehend aus einer oder mehreren Balgwelle(n) und beidseitigen Endborden.

Eine **Welle** bzw. **Balgwelle** ist ein flexibles Element eines Balges.

Endborde sind die zylindrischen, nicht gewellten Teile an den Enden eines Balges.



Abbildung 2.2.: Kompensatoren in Treibstoffleitungen (Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co KG)

Ein verstärkender **Bordring** ist ein(e) zur Verstärkung an den Endborden angebrachte(r) Hülse oder Ring.

Ein **Schweißring** (Hilfsring) ist ein als Schweißhilfe an den Endborden angebrachter Ring.

Verstärkungs- und Ausgleichsrings sind in die Wellentäler eingepasste Ringe zur Erhöhung der Innendruckfestigkeit des Balges und/oder zur Begrenzung der äquivalenten axialen Bewegung.

Die **Klassifizierung** ist die Einstufung von Kompensatoren nach der Art ihrer Bewegungsaufnahme und Einstufung von deren Bauteilen nach ihrer Drucktragfähigkeit.

Der **maximal zulässige Druck PS** ist der vom Druckgerätehersteller angegebene höchste Druck, für den das Druckgerät ausgelegt ist.

Die **maximal/minimal zulässige Temperatur TS** ist die vom Druckgerätehersteller angegebene maximale/minimale Temperatur, für die das Druckgerät ausgelegt ist.

Der **Nenndruck PN** ist jene Kenngröße, die üblicherweise als Bezugsgröße für Rohrleitungskomponenten und für lagerhaltige Bauteile verwendet wird; in DIN 14917 entspricht dieser dem maximal zulässigen Druck bei 20 °C.

Als **neutrale Stellung** wird die Länge eines Balges im spannungsfreien Zustand bezeichnet.

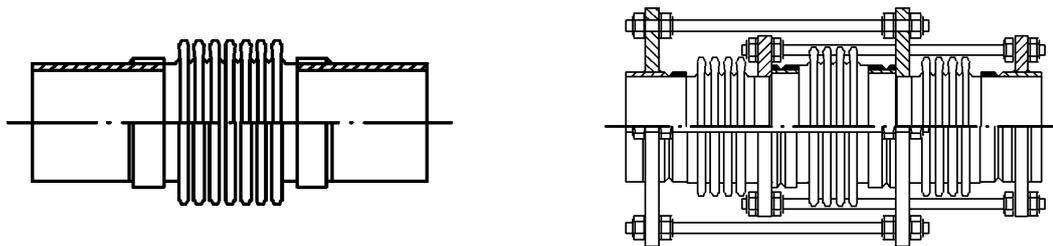
Als **Knicken** wird die Säulen- oder Welleninstabilität eines Balges unter Einwirkung von Innendruck bezeichnet.

Der **Gerätehersteller** ist die für die Werte der Kenngrößen PS und TS verantwortliche Person.

2.2. Klassierung von Kompensatoren

Nach DIN 14917 [8] gibt es je nach Art der Bewegungsaufnahme vier Bauarten von Kompensatoren:

2.2.1. Axial-Kompensator



(a) nicht druckentlastet, innendruckbeaufschlagt

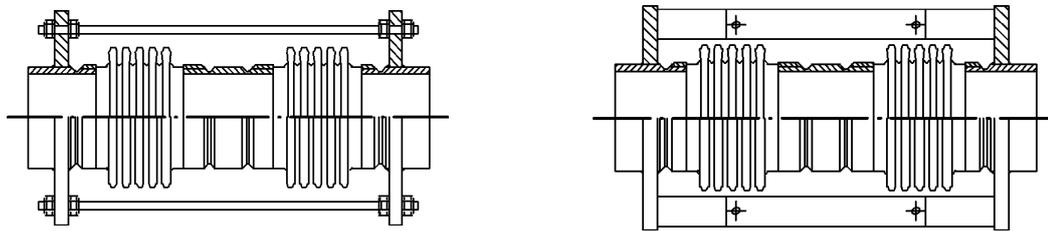
(b) druckentlastet, gerade

Abbildung 2.3.: Ausführungsformen von Axial-Kompensatoren [8]

Axialkompensatoren nehmen hauptsächlich Axialbewegungen auf. Bei der nicht druckentlasteten Bauart (Abb. 2.3a) ist die zusätzliche Aufnahme axialer Druckkräfte nicht vorgesehen. Die druckentlastete Bauart (Abb. 2.3b) kann axiale Druckkräfte aufnehmen. Axialkompensatoren können mit Innen- oder Außendruck beaufschlagt werden.

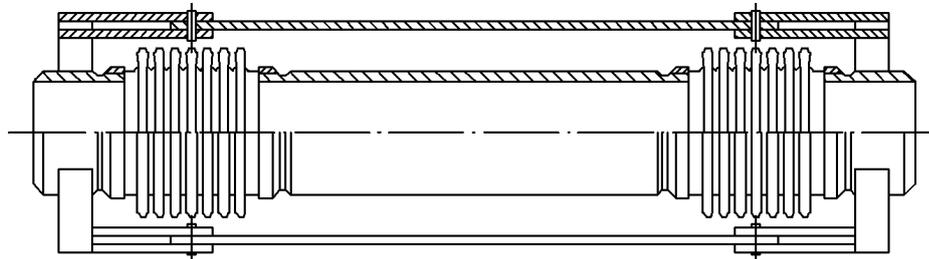
2.2.2. Lateral-Kompensator

Lateralkompensatoren nehmen laterale Bewegungen auf. Der Ausgleich angularer Bewegungen ist auch möglich, wenn der Kompensator mit zwei gelenkig gelagerten Zugstangen (Abb. 2.4a) bzw. Zugankern (Abb. 2.4b) ausgerüstet ist und die Bewegung senkrecht zu der Ebene der Zugstangen erfolgt. Alternativ können auch einfache (Abb. 2.5) oder kardana-



(a) mit zwei Zugstangen, gelenkig gelagert

(b) mit zwei Zugankern mit Gelenkbolzen

Abbildung 2.4.: Ausführungsformen von Lateral-Kompensatoren [8]**Abbildung 2.5.:** Lateral-Kompensator mit einfachem Doppelgelenk [8]

nische Doppelgelenke verwendet werden. Diese Kompensatorart kann axiale Druckkräfte aufnehmen.

2.2.3. Angular-Kompensator

Angularkompensatoren dienen zum Ausgleich winkelliger Bewegungen bzw. Verdrehungen. Ist der Kompensator mit Einfachgelenken ausgerüstet (Abb. 2.6a), kann die Bewegung nur in einer Ebene aufgenommen werden. Die Verwendung von Kardanringen (Abb. 2.6b) erlaubt die Bewegung in allen Ebenen. Diese Kompensatorart kann axiale Druckkräfte aufnehmen.

2.2.4. Universal-Kompensator

Diese Bauart ist in zwei Ausführungsformen erhältlich:

Nicht druckentlastete Universalkompensatoren nehmen unterschiedliche Bewegungen auf, die Aufnahme von axialen Druckkräften ist allerdings nicht vorgesehen.

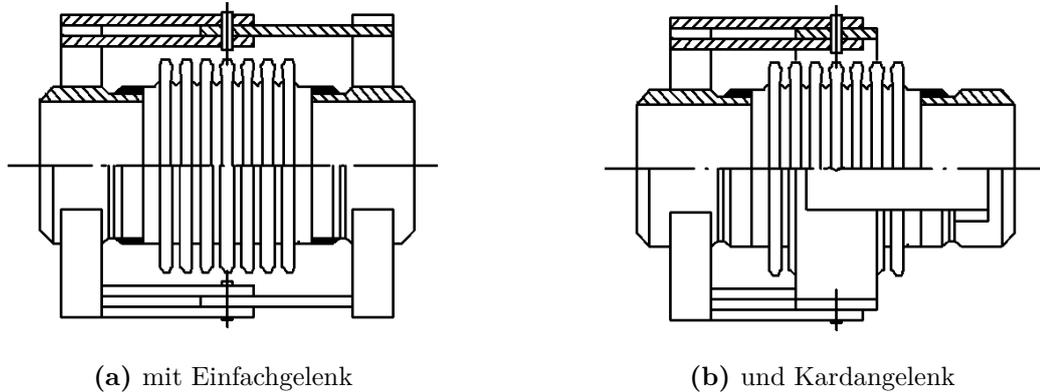


Abbildung 2.6.: Ausführungsformen von Angular-Kompensatoren [8]

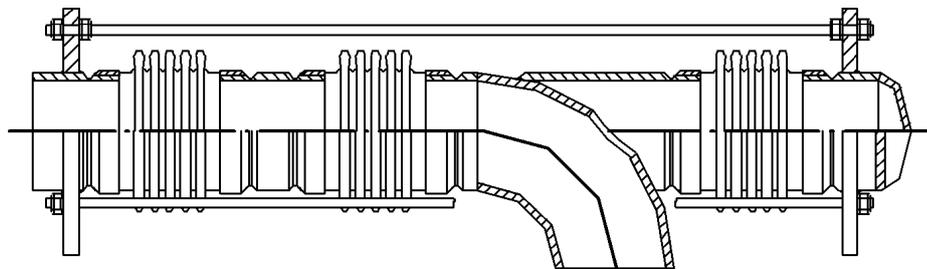


Abbildung 2.7.: Universal-Kompensator, druckentlastet (eckentlastet) [8]

Druckentlastete Universalkompensatoren dienen zum Ausgleich von Axial- und Lateralbewegungen und nehmen die axiale Druckkraft der Bälge auf. Abb. 2.7 zeigt eine mögliche Ausführungsform. Hier ist ein zusätzlicher Balg eingebaut, der mit dem Leitungsdruck beaufschlagt ist und eine gleich große Gegenkraft zur axialen Druckkraft der Hauptbälge erzeugt. Über Verankerungen kann die axiale Druckkraft der Baueinheit ausgeglichen werden. Diese Bauart wird häufig an Richtungsänderungen von Rohrleitungen eingebaut. Es stehen jedoch auch Ausführungen für gerade Rohrleitungen zur Verfügung.

2.3. Kennzahlen in der Strömungslehre

2.3.1. Ähnlichkeitstheorie

Viele Aufgabenstellungen in der Strömungslehre können nicht exakt analytisch gelöst werden. Deshalb sind Experimente notwendig, die vielfach aus Kostengründen an verkleinerten Modellen durchgeführt werden müssen.

Damit Ergebnisse von Modellen auf die jeweiligen Großausführungen übertragbar sind, muss zwischen den Strömungen Ähnlichkeit bestehen. Strömungen werden als ähnlich bezeichnet, wenn die geometrischen und charakteristischen physikalischen Größen für beliebige, einander zugeordnete Stellen der zu vergleichenden Strömungsfelder zu entsprechenden Zeiten proportional sind. Strömungsmechanische Ähnlichkeit ist gegeben, wenn sowohl geometrische als auch physikalische Proportionalität (Ähnlichkeit) vorliegt. Die Ähnlichkeitstheorie führt somit zur Maßstabsinvarianz, d.h. Maßstabsunabhängigkeit.

Geometrische Ähnlichkeit (Abb. 2.8) ist gegeben, wenn zwischen den Abmessungen (Länge, Fläche, Volumen) und der Oberflächenbeschaffenheit (Rauigkeit) Proportionalität besteht.

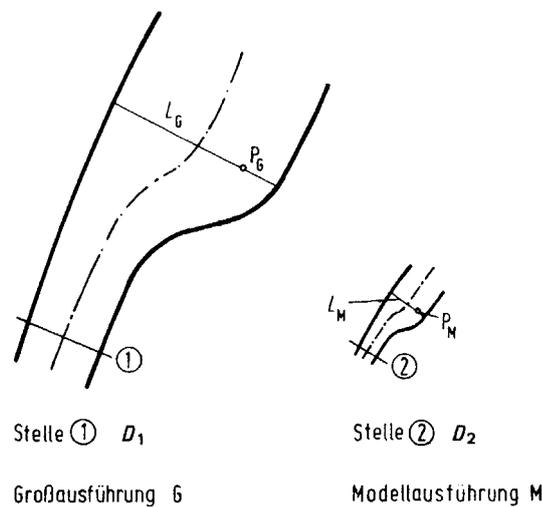


Abbildung 2.8.: Geometrische Ähnlichkeit (Prinzipdarstellung) [29]

In der Praxis ist es jedoch oftmals sehr schwierig, geometrische Ähnlichkeit in allen Einzelheiten zu erreichen. Als Beispiel sei hier die Oberflächenrauigkeit genannt; Lackoberflächen sind teilweise schon so glatt, dass eine proportionale Verkleinerung dieser Rauigkeiten beim kleinen Modell kaum noch erreichbar ist.

Physikalische Ähnlichkeit ist gegeben, wenn zwischen den physikalischen Größen, die den Strömungsverlauf bestimmen, Proportionalität besteht. Physikalische Größen sind mechanische Größen (Zeit, Weg, Geschwindigkeit, Kräfte u.a.) und materialspezifische Größen (Dichte, Viskosität, Wärmeleitfähigkeit u.a.).

Vollkommene physikalische Ähnlichkeit von Strömungsvorgängen ist sehr schwer erreichbar. Es ist oft nur möglich, die jeweils wesentlichen physikalischen Größen miteinander vergleichend in Proportionalität zu bringen (physikalischer Maßstab oder physikalische

Skalierung). Hierzu dienen dimensionslose, voneinander unabhängige Ähnlichkeitsgrößen, die auch als Kenngrößen oder Kennzahlen bezeichnet werden. Neben Erfahrungsansätzen lassen sich diese Kennzahlen durch drei Methoden bestimmen:

Die **Dimensionsanalyse** verwendet die Bedingung, dass Kennzahlen dimensionslose Produkte verschiedener dimensionsbehafteter Größen sind.

Beim **Vergleich gleichartiger Größen** nutzt man die Erkenntnis, dass physikalische Ähnlichkeit vorliegt, wenn Proportionalität der mechanischen Größen gegeben ist. Wege werden durch Geschwindigkeiten zurückgelegt, Geschwindigkeiten durch Beschleunigungen erzeugt, und diese durch Kräfte verursacht. Zusätzlich dazu ist die Arbeit das Produkt aus Weg und Kraft. Aus diesen Gründen werden in der Regel Kräfte zueinander in Beziehung gebracht. Beim Kräftevergleich werden verschiedene, am Problem beteiligte Kräfte meist auf die Trägheitskraft bezogen. Ist keine Trägheitskraft vorhanden, wird auf den Energievergleich zurückgegriffen.

Werden die mechanischen Größen in Differentialgleichungen durch konstante Bezugsgrößen gleicher Art dividiert (z.B. Geschwindigkeit dividiert durch eine Bezugsgeschwindigkeit), erhält man eine **Differentialgleichung dimensionsloser Variablen**, aus der die Kennzahlen abgeleitet werden können. Bei Strömungsvorgängen handelt es sich dabei fast immer um partielle Differentialgleichungen für Energie und Bewegung.

2.3.2. Kennzahlen

Die Dimensionsanalyse ist Grundlage der Ähnlichkeitstheorie, auf welcher die Modelltheorie beruht.

Die Ähnlichkeitstheorie kennt zwei Verfahren zur Herleitung von Kennzahlen Π mit Hilfe der Dimensionsanalyse. Diese verwenden einerseits das sogenannte Π -Theorem und andererseits die Matrizen-Methode. Dabei ist immer die Kohärenz des verwendeten Maßsystems wichtig, d.h., die Dimensionen sind aus den Grund-Maßeinheiten zu bilden.

Aufgrund des Umfangs der Dimensionsanalyse wird der Rechenvorgang übersprungen und stattdessen auf die Literatur verwiesen [29]. Es wird beim Ergebnis fortgesetzt, anhand dessen die wichtigsten Kennzahlen gezeigt werden.

Folgende Kennzahlen sind in der Strömungslehre von großer Bedeutung:

$$\text{Reynolds-Zahl } Re = \frac{c \cdot l}{\nu} \quad (2.1)$$

Die **Reynolds-Zahl** Re nach Glg. (2.1) stellt die wichtigste Ähnlichkeitsgröße der Fluidmechanik dar. Sie charakterisiert die Strömungsform und bestimmt maßgeblich die Übertragbarkeit von Versuchswerten auf andere Verhältnisse. Die Einflüsse von Trägheit und Viskosität ν des Fluids werden mit ihr berücksichtigt. Der Grenzfall sehr kleiner Reynolds-Zahlen ($Re \leq 1$) beschreibt die sog. schleichenden Bewegungen, z.B. Schmierschichtströmungen in Gleitlagern. In der Versuchstechnik ermöglicht die Reynolds-Zahl freie Wahl der Abstimmung von Modellgröße, Geschwindigkeit und Fluid, wenn dabei die Reynolds-Zahlen von Modell- und Großausführung gleich sind [29].

$$\text{Euler-Zahl } Eu = \frac{p}{\rho \cdot c^2} \quad (2.2)$$

Die **Euler-Zahl** Eu nach Glg. (2.2) kann als Verhältnis von Druckkraft zu Trägheitswirkung gedeutet werden. Sie kennzeichnet z.B. zusammen mit der Reynolds-Zahl Re den Druckverlust Δp_v in Rohrleitungen bei vorgegebenen Abmessungen (Durchmesser D , Länge L) und Strömungsverhältnissen (Dichte ρ , Fließgeschwindigkeit c). Dabei steht dann in der Euler-Zahl an Stelle des Druckes p der Druckverlust Δp_v [29].

$$\text{Froude-Zahl } Fr = \frac{c}{\sqrt{g \cdot l}} \quad (2.3)$$

Die **Froude-Zahl** Fr nach Glg. (2.3) ist das Kriterium für die Ähnlichkeit von Strömungsvorgängen, die im Wesentlichen durch die Schwerkraftwirkung des Fluids verursacht werden. Sie ist deshalb besonders bei der Wellenbildung von Strömungen mit freier Oberfläche (Kanäle, Flüsse) wichtig, d.h. bei den sog. Schwerkraftwellen. Dabei bedeutet die Größe $\sqrt{g \cdot l}$ die Grundwellengeschwindigkeit in flachem Wasser mit der Tiefe l . Bei der Wellenbewegung verbleiben die einzelnen Fluidteilchen jeweils im Mittel am gleichen Ort. Sie durchlaufen beim Schwingen geschlossene Bahnen (kreis- oder ellipsenförmig) [29].

$$\text{Mach-Zahl } Ma = \frac{c}{a} \quad (2.4)$$

Die **Mach-Zahl** Ma nach Glg. (2.4) ist neben der Reynolds-Zahl eine weitere wichtige Kenngröße für die Beschreibung und die Ähnlichkeit kompressibler Strömungen. Bei Strömungen kompressibler Fluide bis $Ma=0,3$ kann die Kompressibilität vernachlässigt, das Gas somit als quasi-inkompressibel betrachtet werden. Die Mach-Zahl kennzeichnet das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit c zur Schallgeschwindigkeit a des Fluids [29].

2.3.3. Strouhal-Zahl

Eine bisher nicht erläuterte Kennzahl ist die **Strouhal-Zahl** St (Glg. (2.5)). Sie ist für die weiteren Berechnungen strömungsinduzierter Schwingungen von großer Bedeutung und soll hier genauer betrachtet werden. Sie wird in der Literatur auch oft als Sr bezeichnet. Sie ist ein Maß für die Instationarität einer Strömung.

$$\text{Strouhal-Zahl } St = \frac{l}{c \cdot t} = \frac{l \cdot f}{c} = \frac{D \cdot f}{V} \quad (2.5)$$

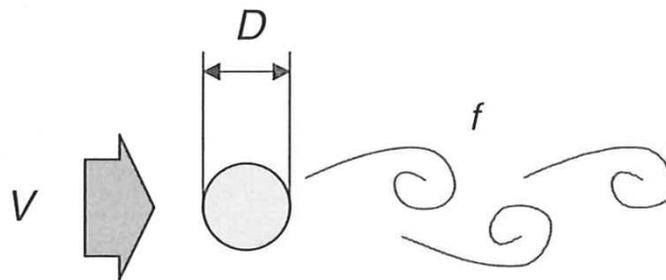


Abbildung 2.9.: Prinzipskizze der Kármánschen Wirbelstraße [21]

Wird ein Körper mit niedriger Geschwindigkeit c bzw. V angeströmt, fließt die Strömung bis zu einer kritischen Reynolds-Zahl (bei Rohrströmung z.B. 2300) laminar. Mit zunehmender Geschwindigkeit (höherer Reynolds-Zahl) bilden sich zunächst stationäre Wirbel aus und in weiterer Folge lösen sich die Wirbel ab. Es bildet sich ein periodisches System zueinander entgegengesetzter Wirbel (Abb. 2.9), zwischen denen die Strömung in gegenläufiger Richtung zur Hauptströmung fließt. Der Vorgang dieser Wirbelablösung ist auch als „vortex shedding“ bekannt. Dieses Wirbelmuster ist bis zu einer Reynolds-Zahl von 10000 stabil, danach wird die Strömung turbulent. Außerhalb dieser turbulenten Wirbelzone kann die Strömung dann laminar abfließen.

Dieses strömungsmechanische Problem wurde erstmals 1911 von Theodore von Kármán nachgewiesen und berechnet. Nach ihm ist auch die stabile Ausformung dieser Wirbel benannt, die Kármánsche Wirbelstraße. Mit der Strouhal-Zahl lässt sich die Frequenz f der sich ablösenden Wirbel beschreiben. Diese Eigenschaft lässt die Bedeutung dieser Kennzahl erkennen: sind die Größe der charakteristischen Länge, die Strouhal-Zahl und die Eigenfrequenz eines Körpers bekannt, können jene Geschwindigkeiten berechnet werden, bei denen der Körper in Resonanz geraten wird.



Abbildung 2.10.: Luftaufnahme einer Kármánschen Wirbelstraße (NASA)

Die Strouhal-Zahl und ihre Auswirkungen sind in einer Vielzahl alltäglicher Problemstellungen zu finden. Weniger offensichtlich sind Wirbelbildungen in der Atmosphäre. Abb. 2.10 zeigt eine Luftaufnahme einer Kármánschen Wirbelstraße in der Stratosphäre der Erde aus dem NASA-Space Shuttle *Endeavour*. Diese entstand bei der Umströmung der Vulkaninsel Rishiri in der japanischen Nordsee an der Nordküste von Hokkaido.

Im Alltag anzutreffende Beispiele sind z.B. das Schwingen freihängender Leitungen im Wind. Resonanzeffekte wie das hörbare Surren eben genannter Leitungen treten auf, wenn die Frequenz der Wirbelablösungen gleich einer Eigenfrequenz einer Leitung wird. In der Baustatik sind diese Resonanzeffekte ein großes Problem. Bei Umströmungen hoher Gebäude können bestimmte Windgeschwindigkeiten die Gebäude zum Schwingen und im schlimmsten Fall zum Einsturz bringen.

Ein Beispiel für die Beherrschung dieser Schwingungen ist das Burj al Arab in Dubai. In diesem architektonisch einzigartigen Hotel wurden pendelnd aufgehängte, elektronisch überwachte Schwingmassen als Schwingungstilger in die Stahlkonstruktion integriert. Sie sorgen dafür, dass sowohl strukturegefährdende als auch beim Menschen zu Unwohlsein führende Frequenzen gedämpft bzw. beseitigt werden [33].

Ein Negativbeispiel ist die Tacoma-Narrows-Brücke im US-Bundesstaat Washington. Sie erlangte traurige Berühmtheit, als sie nach nur 4 Monaten Betriebszeit am 7. November 1940 aufgrund windinduzierter Schwingungen einstürzte [34].

3. Normgerechte Auslegung

Ein Balg bzw. ein Kompensator ist aus den in den vorhergehenden Kapiteln genannten Gründen ein sehr komplexes Maschinenelement. Die Auslegung mittels analytischer Formeln gestaltet sich sehr aufwändig und fehleranfällig. Zum allgemeinen Verständnis und zur Einführung in die Thematik wird ein Vergleich der wichtigsten Normen (EJMA 2009 und DIN 14917) durchgeführt. Die Unterschiede werden ausgearbeitet und mögliche Fehlerquellen hervorgehoben. Basierend auf diesem Vergleich wird die für den Anwendungsfall passendste Norm für die weiteren Berechnungen ausgewählt.

3.1. Überblick über die Normen

Die gängigsten Normen für die Auslegung von Kompensatoren sind in Tab. 3.1 angeführt. Hier ist zu beachten, dass DIN EN 13445-3 (Kapitel 14) und DIN EN 13480-3 (Abschnitt 6.5 und Anhang C) mittlerweile durch DIN EN 14917 abgelöst worden sind. Dies gilt allerdings nur für Kompensatoren, für andere Elemente wie z.B. für Rohrabschnitte ist DIN EN 13480-3 noch gültig.

Streng genommen ist die EJMA¹ keine Norm, sondern ein Regelwerk; allerdings basiert ASME BPVC² Section VIII Division 1 (Appendix 26) auf diesem Regelwerk. Aus diesem Grund wird beim folgenden Normenvergleich auch auf die aktuellere EJMA zurückgegriffen, da sie international als das Standardwerk zur Auslegung von Kompensatoren angesehen und akzeptiert wird.

An dieser Stelle sei noch ein Manko der AD-Merkblätter erwähnt: da nur einlagige Bälge betrachtet werden, sind diese für den Anwendungsfall nicht passend.

Die im deutschen Sprachraum als DGRL³ bezeichnete Richtlinie 97/23/EG (PED⁴) des Europäischen Parlaments und des Rates vom 29. Mai 1997 zur Angleichung der Rechtsvor-

¹Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association

²Boiler and Pressure Vessel Code

³Druckgeräterichtlinie

⁴Pressure Equipment Directive

Tabelle 3.1.: Übersicht der gängigsten Normen für die Auslegung von Metallkompensatoren [35]

Norm bzw. Regelwerk	Inhalt	Bemerkungen
Grundlagen		
ISO 15348	Metallkompensatoren, Allgemeine Festlegungen	Definitionen, Typprüfungen
Berechnung, Konstruktion, Prüfung und Montage		
AD 2000 B 13	Einwandige Balgkompensatoren für Druckbehälter	entspricht Stand der Technik
DIN EN 13445-3, Kapitel 14	Kompensatoren, Berechnung und Konstruktion	harmonisierte Norm gemäß DGRL (nicht mehr gültig)
DIN EN 13480-3, Abschnitt 6.5 und Anhang C	Kompensatoren; Berechnung, Anordnung im System	Belastungen, Konstruktion,
DIN EN 14917	Metallkompensatoren, Konstruktion, Prüfung und Montage	harmonisierte Produktnorm gemäß DGRL
ASME BPVC-VIII 1, Appendix 26	Pressure Vessels, Expansion Joints; Konstruktion, Herstellung und Prüfung	Berechnung nach EJMA-Standard
ANSI/ASME B31.3, Appendix X	Process Piping, Metallic Bellows Expansion Joints; Konstruktion, Herstellung und Prüfung	

schriften der Mitgliedstaaten über Druckgeräte legt die Anforderungen für das Inverkehrbringen von Druckgeräten innerhalb des Europäischen Wirtschaftsraumes (EWR) fest. Sie ist seit dem 29. Mai 2002 in der gesamten Europäischen Union verbindlich.

Beim folgenden Normenvergleich werden die EJMA 2009 (9. Ausgabe), im Folgenden EJMA genannt, und die DIN 14917 (1. Ausgabe), in weiterer Folge DIN genannt, verwendet, da sie die aktuellsten Normen bzw. Regelwerke darstellen.

3.2. Berechnungsablauf nach DIN und EJMA

Der grundlegende Ablauf der Berechnung ist sowohl in der EJMA als auch in der DIN identisch, siehe Abb. 3.1. Aus einer axialen, lateralen und angularen Verschiebung wird zunächst eine äquivalente axiale Verschiebung berechnet, die als Grundlage für die weiteren Rechenschritte dient.

Aus ihr werden unter Berücksichtigung von Geometrie, Bauart, Federrate, verwendetem Werkstoff, Herstellbedingungen und Druck die resultierenden Membran- und Biegespannungen berechnet. Diese teilen sich in Spannungen aus Druck und Spannungen aus Bewegung auf, die in der äquivalenten Spannung zusammengefasst werden. Hier ist zu beachten, daß diese Vergleichsspannung virtueller Natur ist und demnach im realen Balg nie auftreten wird. Unter Verwendung dieser Vergleichsspannung kann die Lebensdauer abgeschätzt werden.

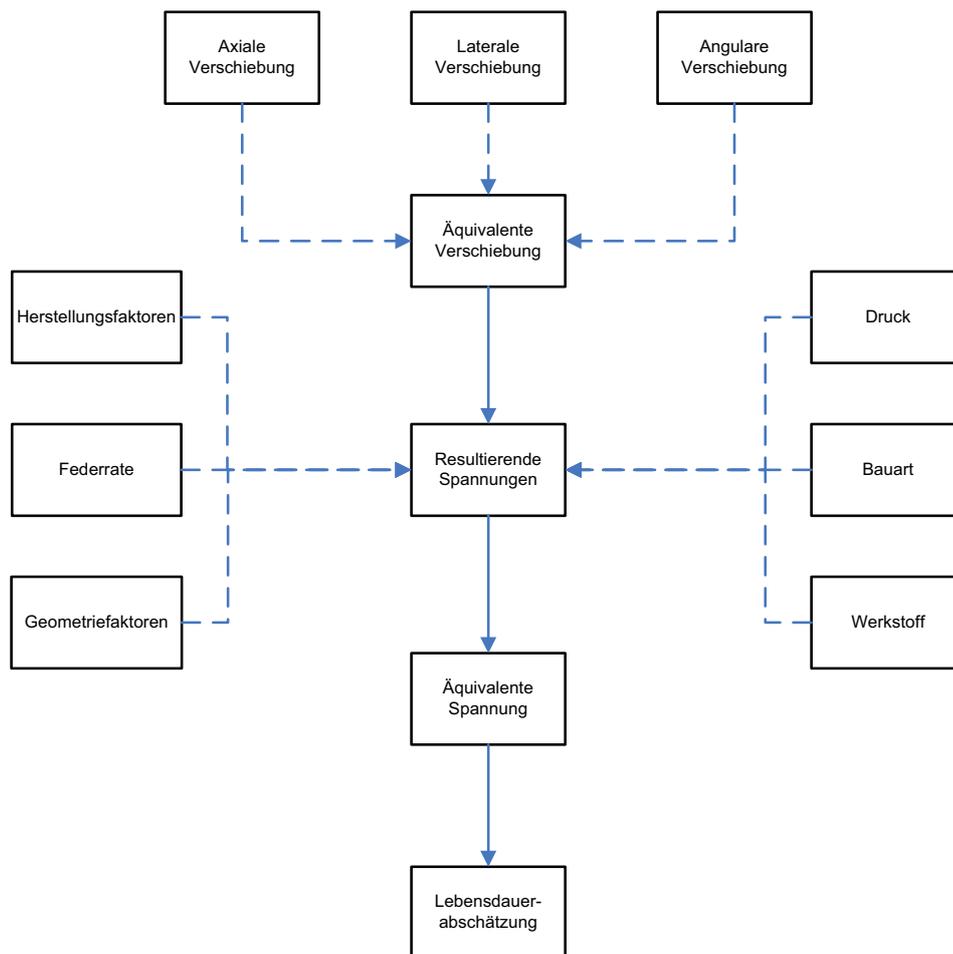


Abbildung 3.1.: Berechnungsablauf bei normgerechter Auslegung

Hier ist allerdings zu beachten, dass außerordentliche Belastungen wie Torsion oder Außendruck gesondert betrachtet bzw. berechnet werden müssen.

3.3. Definition eines Berechnungsbeispiels zum Normenvergleich

Zum Vergleich beider Normen wird ein Kompensator mit typischen Abmessungen aus dem Anlagenbau verwendet, da dieser Bereich das Hauptanwendungsgebiet dieser Normen darstellt. Die Abmessungen sind in Abb. 3.2 ersichtlich.

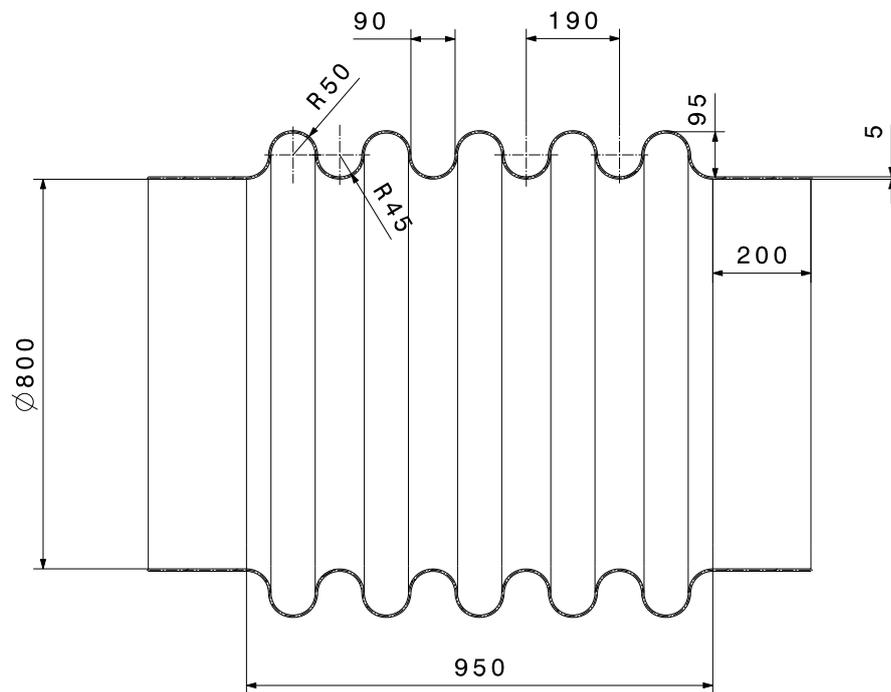


Abbildung 3.2.: Beispielgeometrie zum Vergleich von DIN und EJMA

Folgende Parameter werden bei der Berechnung verwendet:

- Werkstoff: 2.4610 (NiMo16Cr16Ti)
- Verschiebungen: axiale Stauchung um 10 mm, Streckung um 20 mm
- Betriebsdruck: 10 bar
- Durchströmendes Medium: Luft (100°C)
- Herstellung: Hydraulische Umformung mit Stützwerkzeugen (siehe Kapitel 3.4.5, Tab. 3.4 und Tab. 3.5)

Dieser Beispielkompensator wird sowohl mit der EJMA als auch der DIN ausgelegt. Die Berechnungsabläufe und die Ergebnisse werden im Anschluss miteinander verglichen, um

etwaige Abweichungen aufzudecken. Die dazu benötigten Werkstoffdaten sind dem Anhang der DIN entnommen.

Dieser Vergleich geht nicht auf die gesamte Berechnung eines Kompensators ein, sondern soll nur die Unterschiede der beiden Berechnungsmethodiken aufzeigen.

3.4. Unterschiede zwischen DIN und EJMA

Für beide Rechengänge werden Ablaufdiagramme erstellt, die Abweichungen sind darin farbig hervorgehoben. Es kann festgestellt werden, dass die Rechengänge größtenteils gleich sind und sich nur in Details unterscheiden. Zur optischen Hervorhebung wird ein Farbsystem verwendet, das auch im darauffolgend erstellten Berechnungsblatt beibehalten wird (Abb. 3.3).

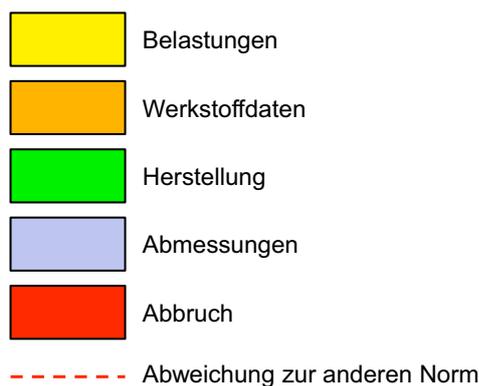


Abbildung 3.3.: Farbschema der Berechnungsabläufe und des Berechnungsblattes

3.4.1. Ergebnisse des Berechnungsbeispiels

Die Ergebnisse der Berechnung nach DIN und nach EJMA sind in Tab. 3.2 angeführt. Sie sind erwartungsgemäß sehr ähnlich, da die DIN auf der 7. Version der EJMA basiert und demnach das gleiche Grundgerüst besitzt.

Allerdings scheint die DIN in einigen Punkten modifiziert worden zu sein, da die Ergebnisse der DIN ab der Biegespannung aus Bewegung von denen der EJMA abweichen. Der folgende Formelvergleich soll zeigen, in welchen Punkten sich die Rechengänge in Bezug auf das Berechnungsbeispiel unterscheiden.

Zur Veranschaulichung und zum einfacheren Vergleich sind bei den Gleichungen die Ergebnisse nach EJMA in das Einheitensystem der DIN umgerechnet.

Tabelle 3.2.: Ergebnisse des Berechnungsbeispiels

	DIN	EJMA
Mittlere Umfangsspannung aus Druck – Endbord	80,5	80,5
Mittlere Umfangsspannung aus Druck – Zwischenwelle	59,4	62,3
Membranspannung aus Druck	9,86	10,1
Biegespannung aus Druck	87,4	91,2
Membranspannung aus Bewegung	17,7	17,1
Biegespannung aus Bewegung	433	390
Äquivalente Spannung	519	478
Ertragbare Lastspielzahl	390.000	1.000.000
Federrate	8840	8160
Maximale Drücke aufgrund Instabilität	39,4 / 258,5	44,3 / 91,8

Spannungen in [N/mm²], Federraten in [N/mm], Drücke in [bar]

3.4.2. Resultierende Spannungen

In Abb. 3.5 ist der Berechnungsablauf für die Spannungen aufgrund des Innendrucks und der Stabilität nach DIN ersichtlich. Hier ist zu beachten, dass die DIN im Gegensatz zur EJMA bei der Berechnung der Spannungen aufgrund des Innendrucks zwischen einer Zwischen- und einer Endwelle unterscheidet. Abb. 3.4 zeigt Ergebnisse einer Finite-Elemente-Simulation eines Balges zur Veranschaulichung des Unterschiedes zwischen End- und Zwischenwelle. Die Balgeometrie entspricht ebenso wie die axiale Streckung um 20 mm der des Berechnungsbeispiels, es werden hier allerdings die Spannungen aufgrund der Bewegung und des Innendrucks dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass eine Unterscheidung zwar berechtigt ist, die Unterschiede in den Spannungen jedoch unter 10% liegen. Die maximale Von-Mises-Spannung der Endwelle beträgt bei dem Beispiel 355 N/mm², bei der Zwischenwelle hingegen nur 333 N/mm². Für den weiteren Berechnungsablauf wird in der DIN allerdings nur die Spannung der Zwischenwelle verwendet, die höhere Spannung der Endwelle bleibt also in der weiteren Berechnung unberücksichtigt.

Abb. 3.6 zeigt den Berechnungsablauf der Spannungen aufgrund des Innendrucks und der Stabilität nach EJMA. Die Unterschiede zur DIN ergeben sich dadurch, dass die EJMA einige Faktoren und Vergleichsschritte an anderen Stellen einführt bzw. durchführt als die DIN.

Die Spannungen aufgrund der Bewegung sind aus Gründen der Übersichtlichkeit in den Ablaufdiagrammen der Lebensdauerabschätzung nach DIN (Abb. 3.7) bzw. EJMA (Abb. 3.8) angeführt.

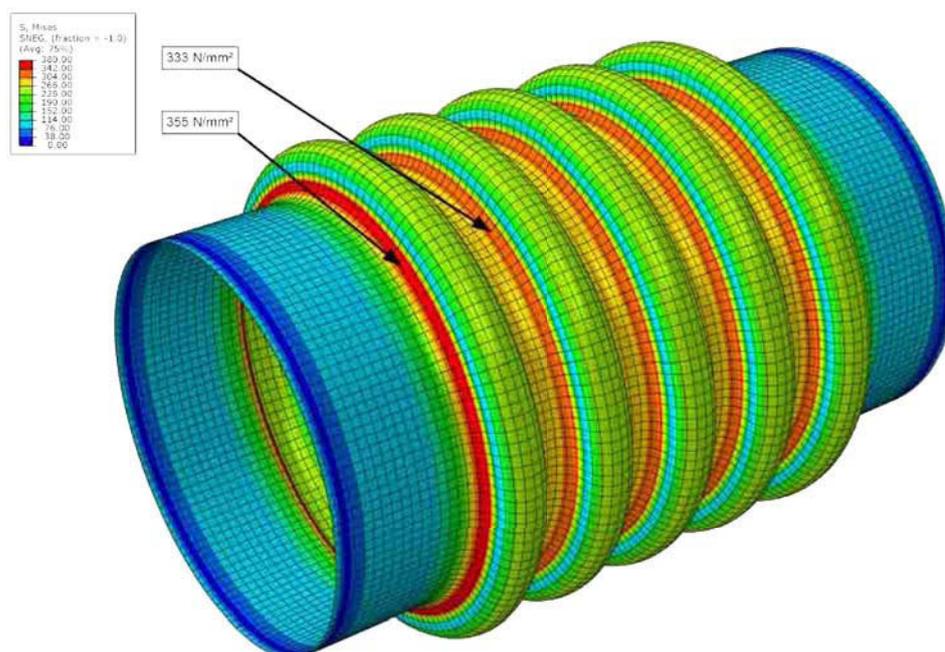


Abbildung 3.4.: Ergebnisse einer Finite-Elemente-Simulation zur Veranschaulichung des Unterschieds der Von-Mises-Spannungen aufgrund der Bewegung und des Innendrucks zwischen einer End- und einer Zwischenwelle

Vergleicht man die Formeln der Biegespannung aus Bewegung nach DIN (Glg. (3.1)) und nach EJMA (Glg. (3.2)), ist zu erkennen, dass der zweite Term der beiden Formeln gleichwertig (233 N/mm^2 zu 237 N/mm^2) ist. Der Unterschied im Ergebnis wird durch einen unterschiedlichen ersten Term hervorgerufen, der in der DIN durch die Miteinbeziehung der Querkontraktionszahl ν modifiziert worden ist. Es ist noch zu erwähnen, dass nach DIN hier der E-Modul bei Auslegungstemperatur, nach EJMA hingegen der bei Raumtemperatur verwendet wird.

$$\sigma_{m,b}(\Delta q) = \underbrace{\frac{1}{2 \cdot (1 - 2 \cdot \nu^2)}}_{1,83} \cdot \underbrace{\frac{E_B \cdot e_p^* \cdot \Delta q}{C_d} \cdot \frac{1}{w^2}}_{237 \text{ N/mm}^2} = 433 \text{ N/mm}^2 \quad (3.1)$$

$$S_6 = \underbrace{\frac{5}{3}}_{1,67} \cdot \underbrace{\frac{E_{bRT} \cdot t_p \cdot e}{C_d} \cdot \frac{1}{w^2}}_{233 \text{ N/mm}^2} = 390 \text{ N/mm}^2 \quad (3.2)$$

3.4.3. Lebensdauerabschätzung

Die äquivalente Spannung berechnet sich nach DIN (Glg. (3.3)) und EJMA (Glg.(3.4)) gleich. Der Unterschied der Biegespannungen aus Bewegung zwischen DIN und EJMA

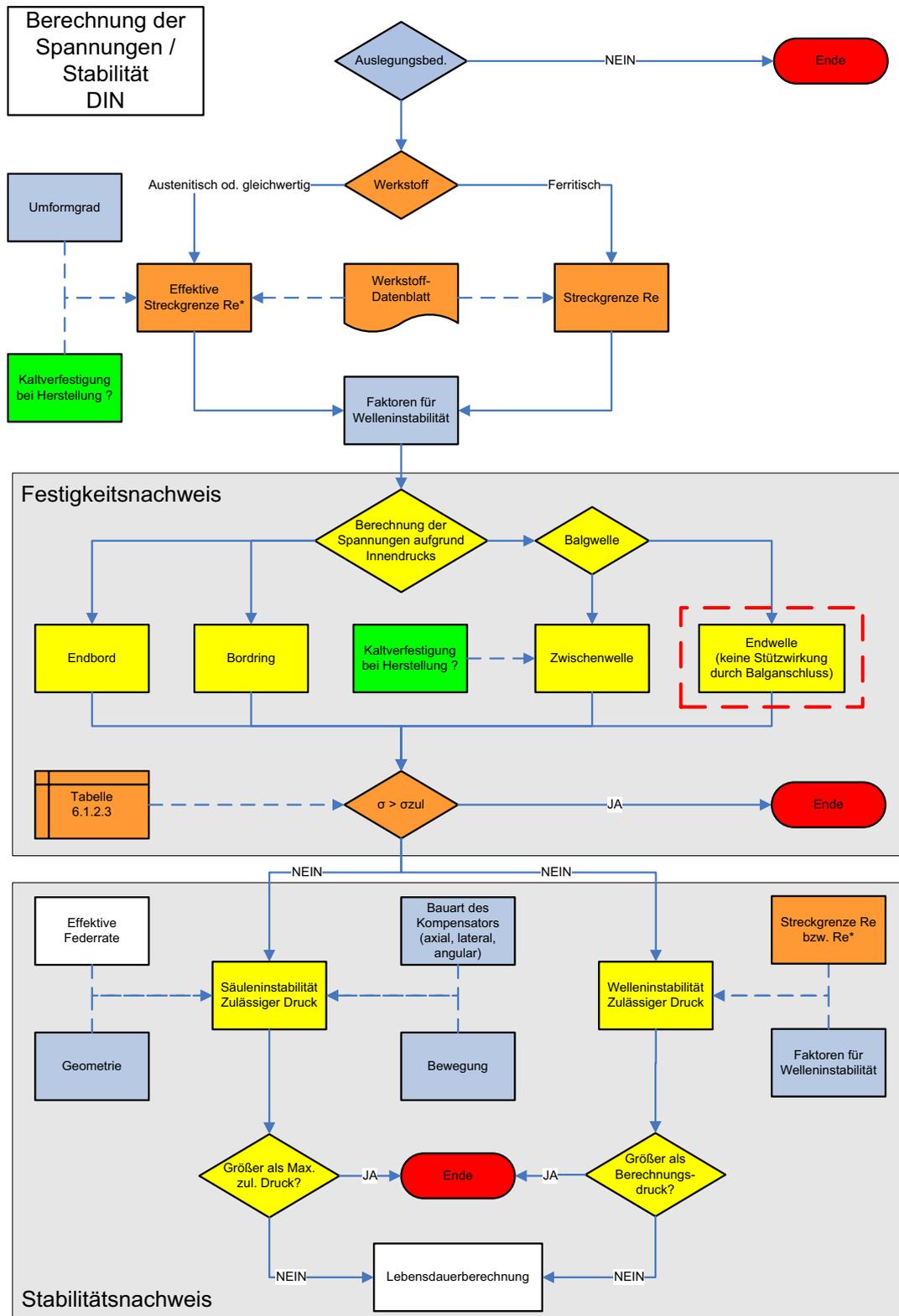


Abbildung 3.5.: Berechnung der Spannungen aufgrund des Innendrucks und Stabilitätsnachweis nach DIN

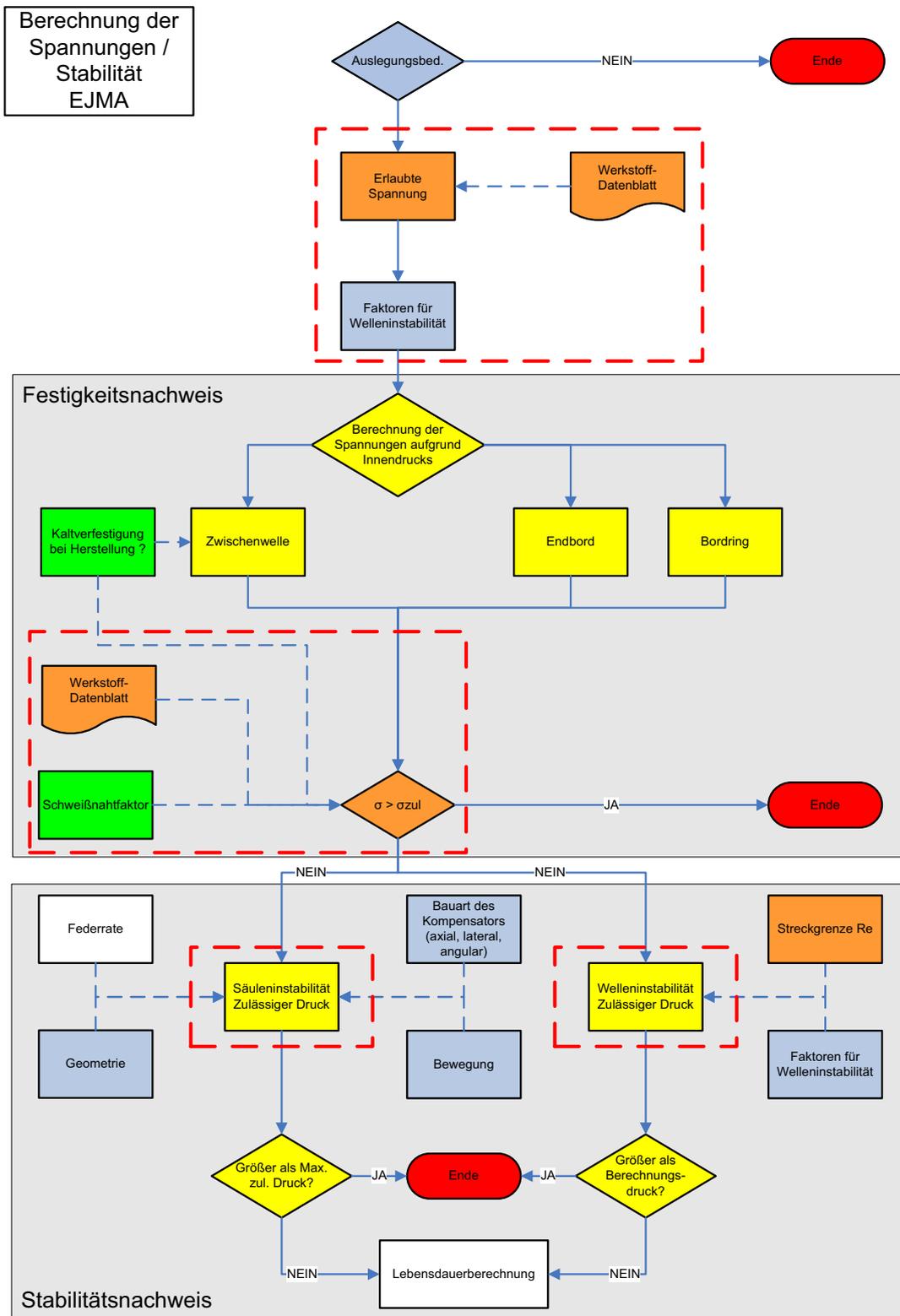


Abbildung 3.6.: Berechnung der Spannungen aufgrund des Innendruckes und Stabilitätsnachweis nach EJMA

wirkt sich hier direkt aus, die äquivalente Spannung beträgt nach DIN 519 N/mm², nach EJMA jedoch 478 N/mm².

$$\sigma_{\text{eq}} = 0,7 \cdot \left(\sigma_{\text{m,m}}(P) + \sigma_{\text{m,b}}(P) \right) + \left(\sigma_{\text{m,m}}(\Delta q) + \sigma_{\text{m,b}}(\Delta q) \right) = 519 \text{ N/mm}^2 \quad (3.3)$$

$$S_t = 0,7 \cdot (S_3 + S_4) + (S_5 + S_6) = 478 \text{ N/mm}^2 \quad (3.4)$$

Hier ist zu beachten, dass diese Spannung eine virtuelle Spannung darstellt und in dieser Größenordnung im realen Bauteil nie auftreten wird.

Abb. 3.7 zeigt den Berechnungsablauf der Lebensdauerabschätzung nach DIN. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist die Berechnung der Spannungen aufgrund der Bewegung in diesem Ablaufdiagramm angeführt. In Abb. 3.8 ist der Ablauf nach EJMA ersichtlich. Bereits zu Beginn unterscheiden sich die beiden Berechnungsmethodiken in der Berechnung der äquivalenten axialen Bewegung. Zusammen mit einer anderen Berechnung der Spannungen aufgrund der Bewegung resultiert dies in einem unterschiedlichen Ergebnis für die Lebensdauer.

Die Formel zur Abschätzung der Lebensdauer nach DIN (Glg. (3.5)) unterscheidet sich von der nach EJMA (Glg. (3.6)) in einem zusätzlichen Parameter $\frac{E_0}{E_B}$, der offensichtlich den Einfluss der Auslegungstemperatur einbringen soll.

$$N_{\text{alw}} = \left(\frac{c}{\frac{E_0}{E_B} \cdot \sigma_{\text{eq}} - b} \right)^a \quad (3.5)$$

$$N_c = \left(\frac{c}{S_t - b} \right)^a \quad (3.6)$$

Es findet mit dem Verhältnis der E-Moduli von Raumtemperatur zu Auslegungstemperatur offenbar eine Skalierung der Wöhlerlinie statt. Große Änderungen sind für kryogene Anwendungen aufgrund dieser Modifikation nicht zu erwarten, da sich die E-Moduli von Stählen bei sinkenden Temperaturen nur wenig erhöhen und der Gültigkeitsbereich dieser Formeln bei höheren Temperaturen eingeschränkt wird. Diese Formeln dürfen bei der DIN nur für Temperaturen unterhalb der jeweiligen Kriechtemperatur des eingesetzten Werkstoffes verwendet werden. In der EJMA wird im Kriechbereich eine andere Berechnung der äquivalenten Spannung vorgenommen.

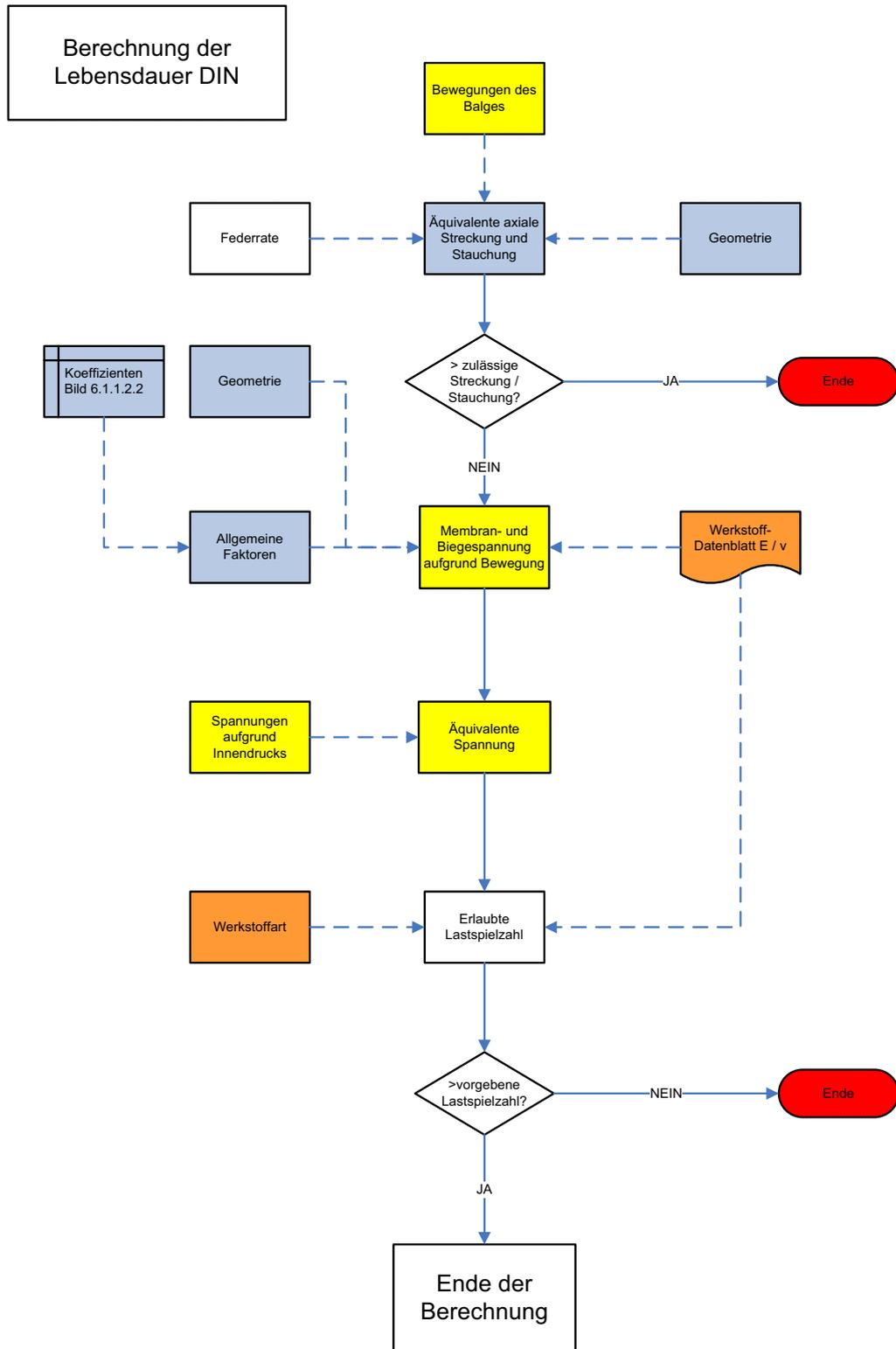


Abbildung 3.7.: Berechnung der Spannungen aufgrund der Bewegung und der Lebensdauer nach DIN

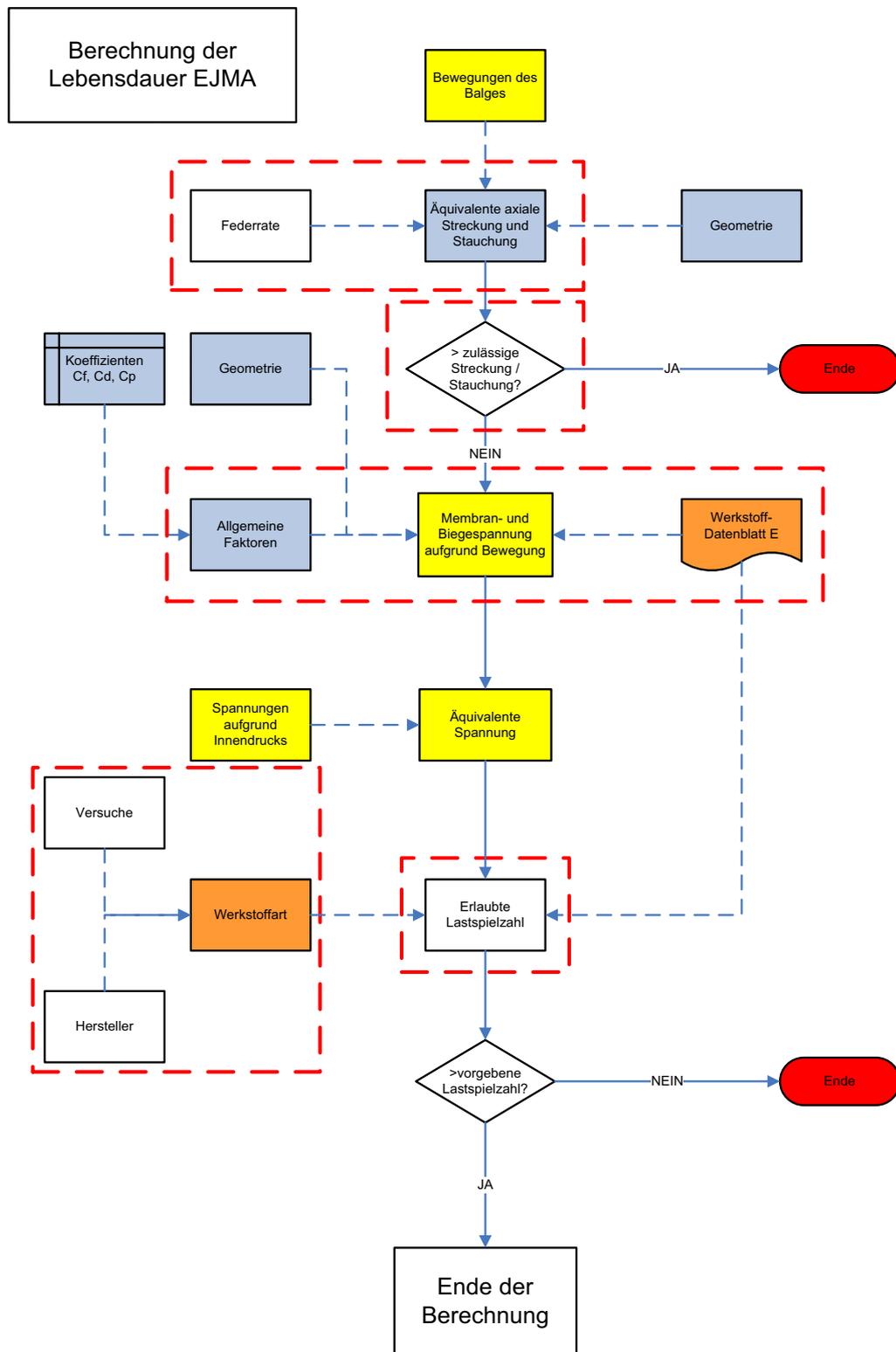


Abbildung 3.8.: Berechnung der Spannungen aufgrund der Bewegung und der Lebensdauer nach EJMA

Die angeführten Formeln dienen zur Abschätzung der Lebensdauer von Bälgen aus austenitischen Stählen und Nickel-Legierungen. Werden Ferrite eingesetzt, werden sowohl von der DIN als auch der EJMA andere Formeln angegeben. Die DIN enthält Zahlenwerte für die materialabhängigen Parameter a , b und c für alle zu berechnenden Werkstoffgattungen (Austenite, Nickel-Legierungen, Ferrite), wohingegen die EJMA zumindest die Zahlenwerte für Ferrite vermissen lässt. Hier ist also Rücksprache mit einem Balghersteller notwendig, um eine eigenständige Abschätzung durchführen zu können.

Es ist allerdings möglich, diese Kennwerte aus Versuchen selbst zu ermitteln. Die dazu benötigten Schritte werden bei beiden Normen erläutert. Die EJMA macht keine Angabe über die eingebauten Sicherheiten bei der Abschätzung, die DIN spricht von einer Sicherheit von 1,25 bei der äquivalenten Spannung und einer Sicherheit von 3,0 bei der Abschätzung der Lebensdauer.

Eine weitere Einschränkung dieser Berechnungsmethodik ist die Höhe der ertragbaren Lastspielzahlen. Diese betragen per Definition mindestens 370 und maximal 10^6 Lastwechsel, man betrachtet offensichtlich nur den Zeitfestigkeitsbereich. Abb. 3.9 zeigt die Wöhlerlinie, die bei der Lebensdauerabschätzung des Berechnungsbeispiels herangezogen wurde.

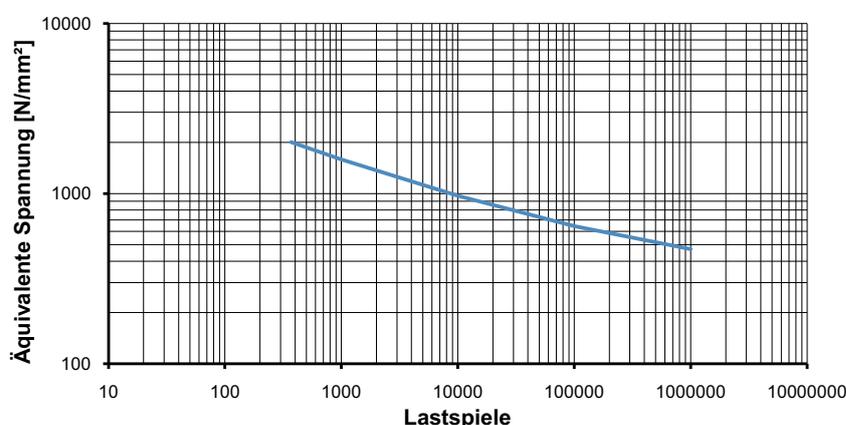


Abbildung 3.9.: Verwendete (virtuelle) Wöhlerlinie zur Auslegung eines Balges

Allerdings sollte man die Abschätzung der Lebensdauer kritisch betrachten, da die zugrundeliegenden Wöhlerlinien immer an polierten Proben aufgenommen werden und sich daher nicht direkt bzw. nur mit Korrekturfaktoren auf einen Balg übertragen lassen. Es gibt einen neuen Ansatz zur Übertragung der Versuchsdaten von Versuchsproben auf einen Balg [3], eine Bewertung dieses Ansatzes wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt. Es ist allerdings möglich, eine Bauteilwöhlerlinie aufzunehmen und auf die

der Auslegung zugrundeliegenden virtuellen äquivalenten Spannungen umzurechnen. Die entsprechenden Anleitungen sind in beiden Normen enthalten.

Viele Einflüsse werden derzeit noch nicht berücksichtigt, einige seien an dieser Stelle genannt:

- Der **Einfluss korrosiver Medien** wird nicht betrachtet, da laut Norm der Werkstoff korrosionsresistent sein soll. Arbeiten, die sich mit dieser Thematik beschäftigen, vermerken einen markanten Abfall der Lebensdauer beim Auftreten von Korrosion im Balg [36].
- Der **Einfluss der Beanspruchungsgeschwindigkeit** wird nicht berücksichtigt. Erfahrungswerte zeigen, dass bei Verdoppelung der Beanspruchungsfrequenz die Lebensdauer auf ein Drittel abfällt. Besonders bei schwingenden Bälgen stellt dies einen nicht zu unterschätzenden Faktor dar.
- Der **Einfluss der Oberflächentopografie** fließt ebensowenig in die Berechnung ein wie der Einfluss fertigungsbedingter Kerben wie z.B. Luft einschüsse bei mehrlagigen Bälgen.

3.4.4. Federrate

Die Federrate wird nach DIN folgendermaßen beschrieben (siehe Abb. 3.10):

„Ausgehend von Punkt A zeigt der Balg anfangs ein elastisches Verhalten und der erste Kurvenabschnitt AB verläuft deshalb als Gerade. Der zweite Kurvenabschnitt BC zeigt das Verhalten des Balges im plastischen Bereich bis zur maximalen Verstellkraft an Punkt C. Wird der Balg nun entlastet, zeigt der abfallende Kurvenabschnitt CD wieder ein lineares Verhalten parallel zu Abschnitt AB und endet mit einem Restweg in Punkt D. Wenn die Richtung der Kraft nun geändert wird, lässt sich ein leicht abweichendes Verhalten feststellen, das am Ende des gesamten Lastspiels, d.h. nach dem Wirken der Kräfte und Bewegungen in beiden Richtungen, eine sich wiederholende Hystereseschleife ergibt. Daraus ist ersichtlich, dass sich die Verstellrate entlang der Hystereseschleife ändert.

Die Steifigkeit des Balges im elastischen Bereich AB kann mit einer ausreichenden Genauigkeit von etwa $\pm 30\%$ durch Berechnung ermittelt werden, wenn die Fertigungstoleranzen innerhalb der in dieser Europäischen Norm angegebenen Grenzwerte liegen. Bei sehr geringen Bewegungen kann die Federrate aufgrund von Reibungswirkung höher sein, als durch die Berechnung ermittelt. Für die praktische Anwendung wird empfohlen, die effek-

tive Federrate AC (Verstellrate) für die Berechnung der Verstellkräfte, die vom Hersteller angegeben werden, zugrunde zu legen.“ [8]

Die effektive Federrate ist definiert als die Neigung der Linie AC. Die Verstellrate ist eine Kombination aus effektiver Federrate, veränderter Kraftwirkung aufgrund des geänderten Flankenwinkels sowie der Reibung zwischen den Lagen, wenn sich der Balg unter Druck bewegt. Bei Lateral- und Angularkompensatoren werden weitere Faktoren wie Gelenkreibung bei vorhandenen Gelenken oder der Druckfaktor bei angularer Bewegung in der Verstellrate berücksichtigt.

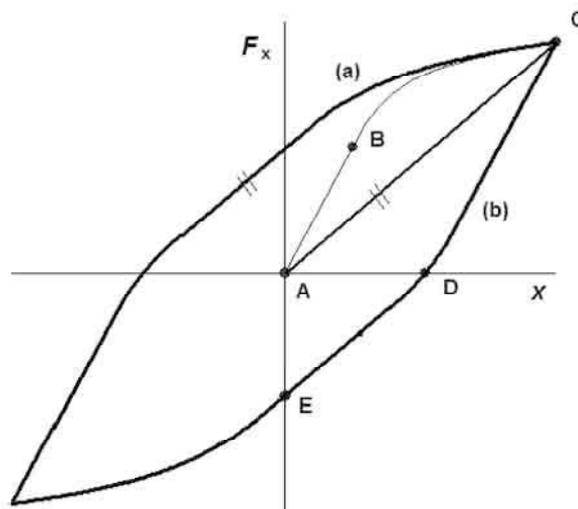


Abbildung 3.10.: Erläuterung der Federrate nach DIN

Beim Vergleich des Berechnungsablaufes zwischen der DIN (Abb. 3.12) und der EJMA (Abb. 3.13) fällt auf, dass eine Verstellrate im Sinne der DIN bei der EJMA nicht vorhanden ist.

Die EJMA definiert die Federrate folgendermaßen (siehe Abb. 3.11):

Linie A repräsentiert die theoretische Federrate (theoretical initial spring rate), die mit „ausreichender Genauigkeit“ berechnet werden kann. Linie B repräsentiert die effektive Federrate (working spring rate), wenn sich der Kompensator bereits plastisch verformt. Wird nur Linie A verwendet, kann bei plastischer Verformung die Kraft überschätzt werden, bei Verwendung von Linie B kann besonders zu Beginn die Kraft unterschätzt werden. Linie C ist die Verbindung zwischen maximaler Kraft und Dehnung und der Rückstellkraft, um den Balg in die Null-Lage zu bringen. Wird diese Linie in den Null-Punkt verschoben, erhält man Linie C', die als Kompromiss zwischen A und B herangezogen werden kann. Allerdings ist hier immer noch mit hohen Abweichungen zu rechnen.

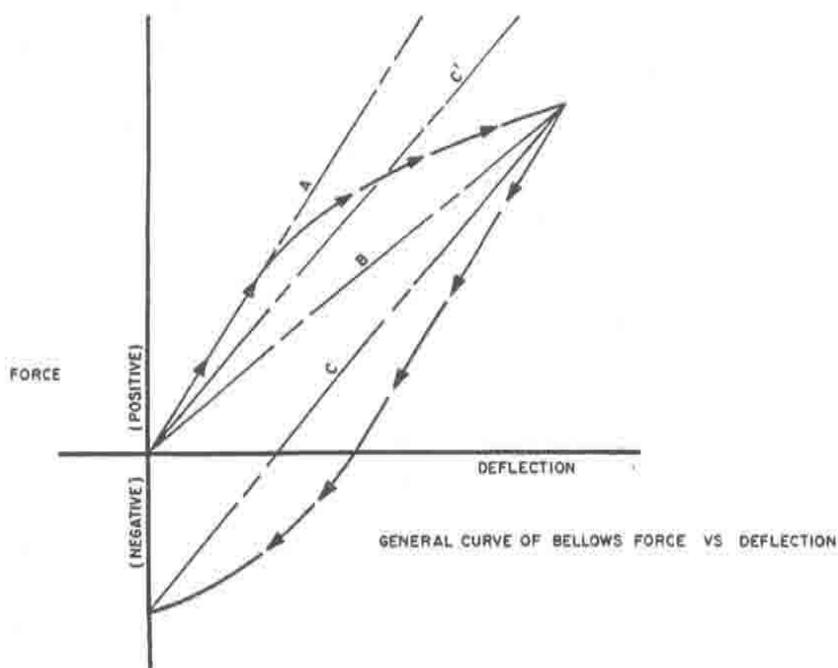


Abbildung 3.11.: Erläuterung der Federrate nach EJMA [10]

Die DIN versucht hier offensichtlich genauer zu rechnen, besonders bei der Berücksichtigung verschiedenster Faktoren ist sie erheblich umfangreicher als die EJMA. Zwei dieser Faktoren konnten im Laufe dieser Arbeit näher bestimmt werden:

Der **Einfluss des Flankenwinkels** konnte nach numerischer Simulation als nicht vernachlässigbar eingestuft werden. Als Ausgangsgeometrie wurde Kompensator Nr. 8 nach Li [23] verwendet. Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Abweichung von der idealisierten Geraden der Federkennlinie im elastischen Bereich. Die Ergebnisse der Simulation zeigen einen progressiven Verlauf der Federkennlinie aufgrund des Einflusses des Flankenwinkels. Die Unterschiede betragen hier im betrachteten Fall bis zu 7%, siehe Abb. 3.14.

Ein markanter **Einfluss der Lagenreibung** konnte nicht gefunden werden, siehe Tab. 3.3. Allerdings muss hier angemerkt werden, dass die Materiallagen direkt übereinander ohne Zwischenraum simuliert wurden. Der minimale Einfluss kann durch das Fehlen von Relativbewegung der einzelnen Lagen bei idealer Anordnung der Lagen erklärt werden. Es wurde wiederum Kompensator Nr. 8 nach Li verwendet.

Bei einem realen Kompensator können allerdings aufgrund von Fertigungstoleranzen und des Umformverfahrens durchaus Zwischenräume und somit Relativbewegungen bei Belastung des Kompensators auftreten. Vermutlich wird der Einfluss der Reibung in diesem Falle höher liegen und sich in einer breiteren Hysterese bemerkbar machen.

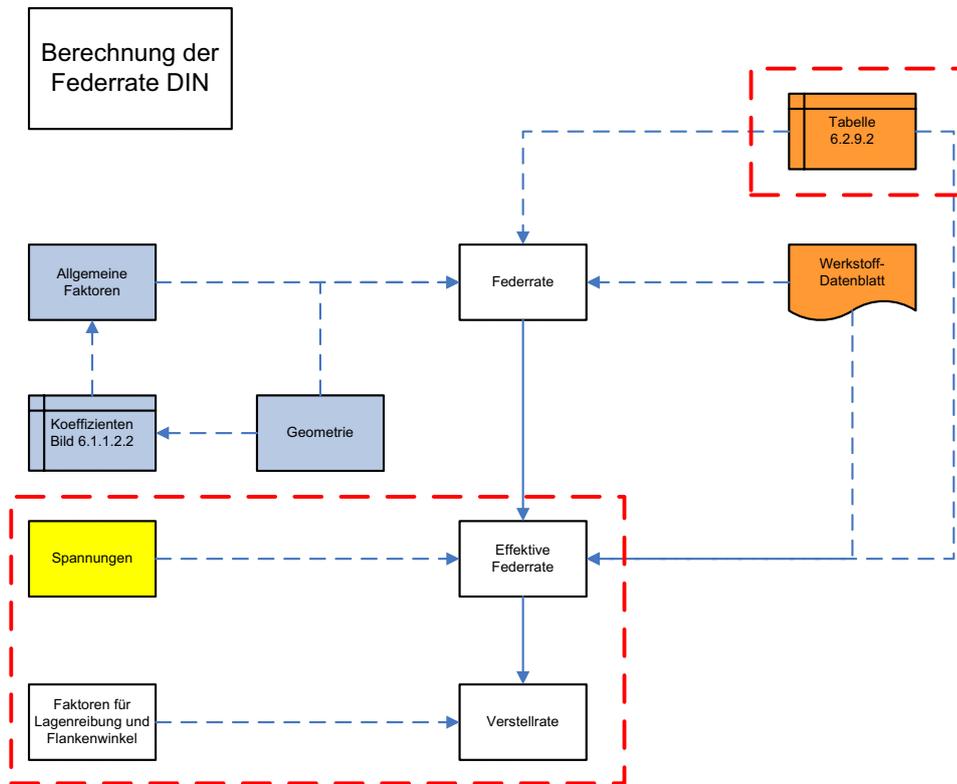


Abbildung 3.12.: Berechnung der Federrate nach DIN

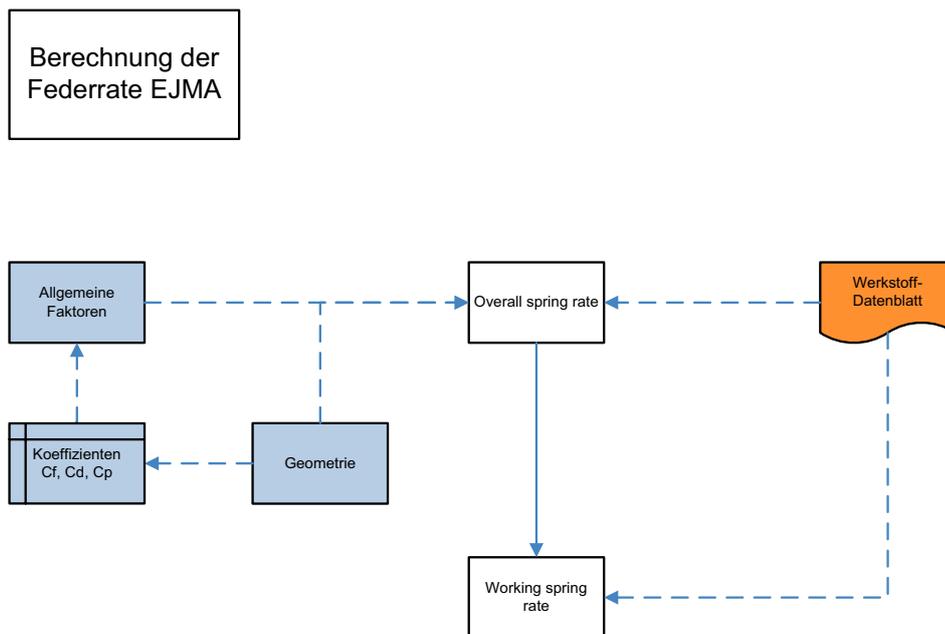


Abbildung 3.13.: Berechnung der Federrate nach EJMA

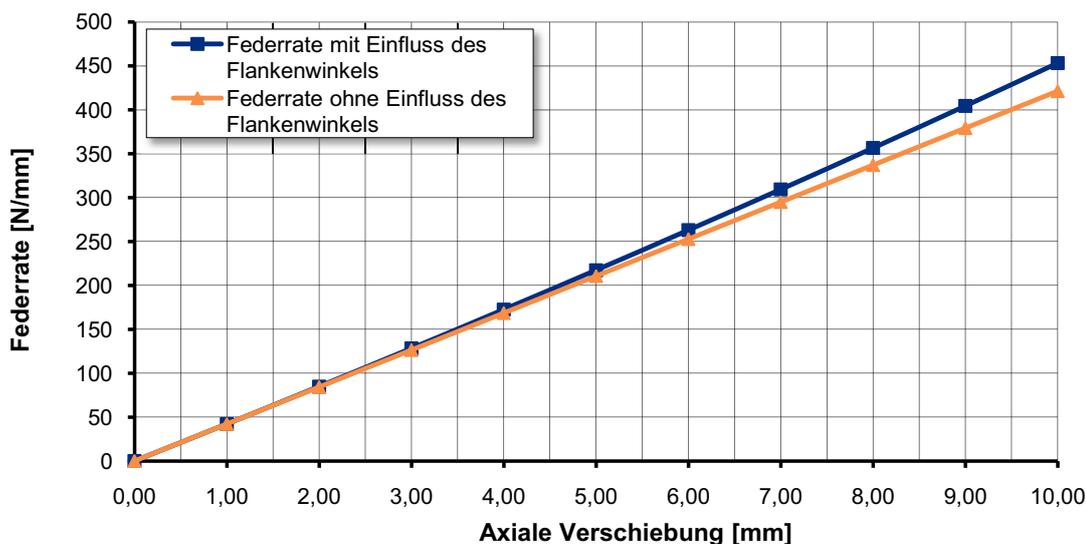


Abbildung 3.14.: Einfluss des Flankenwinkels auf die Federrate

Weiters ist der Einfluss der Reibung auch vom Innendruck abhängig. Dieser Effekt wird mit der Definition der Coulombschen Reibung erklärt; mit höherem Innendruck steigt die Normalkraft auf die Flächen, somit steigt die Reibung zwischen den Lagen [7].

Tabelle 3.3.: Einfluss des Reibbeiwertes μ und der Verschiebung auf die Federrate

Verschiebung	Ideal	$\mu = 0,0$	$\mu = 0,1$	$\mu = 0,2$	$\mu = 0,3$	$\mu = 0,4$	$\mu = 0,5$
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	192,54	192,54	192,61	192,69	192,78	192,87	192,97
10,00	1925,41	1925,10	1925,60	1926,15	1926,77	1927,47	1928,25
20,00	3850,82	3850,73	3851,81	3853,01	3854,37	3855,90	3857,65
30,00	5776,23	5776,97	5778,71	5780,66	5782,88	5785,42	5788,35
40,00	7701,64	7703,89	7706,38	7709,19	7712,41	7716,14	7720,51
50,00	9627,05	9631,56	9634,88	9638,68	9643,07	9648,22	9654,31

Verschiebungen in [mm], Federraten in [N/mm]

$$KB = \frac{\pi}{\underbrace{2 \cdot (1 - \nu^2)}_{1,726}} \cdot \frac{D_m \cdot E_B \cdot n_p}{\underbrace{w^3 \cdot C_f \cdot N}_{45,7 \text{ N/mm}^4}} \cdot e_p^{*3} = 8840 \text{ N/mm} \quad (3.7)$$

5121 N/mm

$$K_{sr} = 1,7 \cdot \frac{D_m \cdot E_b \cdot n}{\underbrace{w^3 \cdot C_f \cdot N}_{45,6 \text{ N/mm}^4}} \cdot t_p^3 = 8160 \text{ N/mm} \quad (3.8)$$

4799 N/mm

Beim Vergleich der Formeln zur Berechnung der Federate nach DIN (Glg. (3.7)) und nach EJMA (Glg. (3.8)) ist festzustellen, dass sich das Ergebnis nur um den Einfluss der Wanddicke unterscheidet. Während der erste Ausdruck sich nur unwesentlich unterscheidet (1,7 zu 1,726), weichen die beiden zweiten Terme stärker voneinander ab (5121 N/mm zu 4799 N/mm). Beim genaueren Betrachten dieser Terme stellt sich heraus, dass der Großteil gleich ist ($45,7 \text{ N/mm}^4$ zu $45,6 \text{ N/mm}^4$) und der Grund der Abweichung in den Variablen e_p^* bzw. t_p zu suchen ist. Diese Variablen beschreiben die Wanddicke des Balges nach dem Umformvorgang. Hier muss offensichtlich ein markanter Unterschied zwischen beiden Berechnungsmethodiken vorliegen.

3.4.5. Umformung

Die Berechnung der resultierenden Wanddicke nach der Umformung ist in der DIN (Glg. (3.9)) auf den ersten Blick umfangreicher, da hier beispielsweise das Umformverfahren mittels des Umformfaktors η direkt einfließt. Die Umformung wird in der EJMA erst bei der Berechnung des Verfestigungsfaktors eingebracht, die Formel weist einen einfacheren Aufbau auf (Glg. (3.10)). Wie bei den Ergebnissen der Lebensdauern nach DIN und EJMA in Tab. 3.2 ersichtlich ist, wirkt sich eine kleine Änderung der Wanddicke bereits massiv auf das Ergebnis aus, da sie mit der dritten Potenz in den Formeln der Federraten nach DIN (Glg. (3.7)) bzw. EJMA (Glg. (3.8)) einfließt. Der Unterschied in der resultierenden Wanddicke nach der Umformung beträgt 0,1 mm (4,82 mm zu 4,72 mm).

$$e_p^* = e_p \cdot \left[(1 - \eta) \cdot \left(1 + \frac{(1 - \eta) \cdot w}{D_i} \right)^{-\frac{1}{2}} + \eta \cdot \left(1 + \frac{\eta \cdot w}{D_i} \right)^{-\frac{2}{3}} \right] = 4,82 \text{ mm} \quad (3.9)$$

$$t_p = t \cdot \sqrt{\frac{D_b}{D_m}} = t \cdot \sqrt{\frac{D_b}{D_b + w + n \cdot t}} = 4,72 \text{ mm} \quad (3.10)$$

Die Umformgrade s_d bzw. ε_f sind Berechnungsparameter bei der Abschätzung des Verfestigungsfaktors. Wiederum fließt in der DIN (Glg. (3.11)) im Gegensatz zur EJMA (Glg. (3.12)) der Umformfaktor η direkt ein.

$$s_d = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,04 \cdot \sqrt{\left(\ln(A)^2 + 0,31 \cdot \ln(A) \cdot \left| \frac{1}{2} \cdot \ln \left(1 + \frac{e_p \cdot A^{-0,75}}{r_i} \right) \right| + \right.} \\ \left. + 0,41 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \ln \left(1 + \frac{e_p \cdot A^{-0,75}}{r_i} \right) \right)^2 \right)} \\ 2,0 \cdot \left| \ln(B) - \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \ln \left(1 + \frac{e_p \cdot B}{r_i} \right) \right) \right| \end{array} \right. = 0,279 \quad (3.11)$$

$$A = \frac{D_i + 2 \cdot w}{D_i + 2 \cdot w \cdot \eta}$$

$$B = \frac{D_i}{D_i + 2 \cdot w \cdot \eta}$$

$$\varepsilon_f = \sqrt{\left(\ln \left(1 + \frac{2 \cdot w}{D_b} \right) \right)^2 + \left(\ln \left(1 + \frac{n \cdot t_p}{2 \cdot r_m} \right) \right)^2} = 0,219 \quad (3.12)$$

Der Verfestigungsfaktor ist ein Maß für die Verfestigung eines austenitischen Stahls bzw. einer Nickellegierung bei der Umformung. Während in der DIN der Einfluss des Umformverfahrens bereits mittels des Umformfaktors η (Tab. 3.4) in der resultierenden Wanddicke nach der Umformung e_p^* einfließt (Glg. (3.9)), kommt der Umformfaktor K_f in der EJMA nur bei der Berechnung des Verfestigungsfaktors (Glg. (3.16)) vor.

Die Verfestigungsfaktoren wirken sich auf die Berechnung der maximal zulässigen Spannung im Balg aus. Hier ist zu beachten, dass mit K_f in der DIN der Verfestigungsfaktor, in der EJMA hingegen der Umformfaktor benannt wird.

Die beiden Berechnungsfaktoren K_d (Glg. (3.13)) und Y_{sm} (Glg. (3.15)) sind von der Umformung und der Geometrie des Balges abhängig. Bei der Berechnung von Y_{sm} wird zwischen den verwendeten Werkstoffen unterschieden. Glg. (3.15) zeigt die Formel für austenitische Stähle, bei Ferriten wird Y_{sm} mit 1,0 angenommen.

In der DIN wird der Verfestigungsfaktor K_f unabhängig vom Faktor K_d berechnet (Glg. (3.14)). K_f kann hier einen Wert von 1,5 ohne Kaltverfestigung und 3,0 mit Kaltverfestigung annehmen.

In der EJMA hingegen fließt der Faktor Y_{sm} direkt in der Berechnung des Verfestigungsfaktors C_m ein (Glg. (3.16)), hier kann dieser einen Wert von 1,5 ohne Kaltverfestigung und bis zu 3,0 mit Kaltverfestigung annehmen (Glg. (3.17)). Der Minimal- und der Maximalwert der Verfestigungsfaktoren sind sowohl nach DIN als auch nach EJMA gleich, allerdings kann dieser nach EJMA auch zwischen diesen Grenzen liegen (Glg. (3.17)).

Im Berechnungsbeispiel beträgt der Verfestigungsfaktor 3,0 nach DIN und 2,635 nach EJMA. Dies hat allerdings nur Auswirkungen auf die maximal zulässigen Spannungen und wirkt sich in diesem Beispiel nicht direkt auf die Berechnungsergebnisse aus.

$$K_d = \begin{cases} 1 + 5 \cdot s_d & \text{wenn } s_d \leq 0,2 \\ 2,0 & \text{wenn } s_d > 0,2 \end{cases} \quad (3.13)$$

$$K_f = \begin{cases} 1,5 & \text{mit Kaltverfestigung} \\ 3,0 & \text{mit Kaltverfestigung} \end{cases} = 3,0 \quad (3.14)$$

$$Y_{sm} = 1 + 6,8 \cdot 10^{-2} \cdot (K_f \cdot \varepsilon_f) - 9,11 \cdot 10^{-4} \cdot (K_f \cdot \varepsilon_f)^2 + 9,73 \cdot 10^{-6} \cdot (K_f \cdot \varepsilon_f)^3 - 6,43 \cdot 10^{-8} \cdot (K_f \cdot \varepsilon_f)^4 \quad (3.15)$$

$$C_m = \begin{cases} 1,5 & \text{ohne Kaltverfestigung} \\ 1,5 \cdot Y_{sm} & \text{mit Kaltverfestigung} \end{cases} = 2,635 \quad (3.16)$$

$$1,5 \leq C_m \leq 3,0 \quad (3.17)$$

Die Definition des Umformfaktors weicht zwischen DIN und EJMA bemerkenswerterweise ab. Während dieser bei der DIN einen Wert zwischen 0 und 0,8 annehmen kann (Tab. 3.4), beträgt der Wertebereich bei der EJMA hingegen nur 0,6 bis 1,0 (Tab. 3.5). Der Umformfaktor wirkt sich auf die resultierende Wanddicke nach der Umformung und damit auch auf alle anderen berechneten Werte aus. Ist der Umformgrad nicht bekannt, kann durch diese Abschätzung unter Umständen ein erheblicher Fehler in die Berechnung eingebracht werden.

Tabelle 3.4.: Umformfaktor nach DIN [8]

Umformverfahren für Wellen	Umformfaktor η	Bemerkungen
Von innen nach außen, mit Stützwerkzeugen, ausgehend vom Innendurchmesser D_i durch: <ul style="list-style-type: none"> • hydraulisches Umformen (einschließlich Elastomerumformung) • mechanisches Umformen (Aufweiten) • Rollformung 	0	Äußere Stützwerkzeuge, die die Innenkrempe der Wellen zurückhalten.
Teilweise nach außen und nach innen, mit Stützwerkzeugen, ausgehend vom neutralen Durchmesser D_0 durch: <ul style="list-style-type: none"> • Rollformung • kombiniertes Umformen (hydraulisch, Elastomer-, oder mechanisch mit anschließender Rollformung). 	0,4 bis 0,6	Stützwerkzeuge halten den neutralen Durchmesser D_0 in seiner Position.
Teilweise nach außen und nach innen, ohne Stützwerkzeuge (freie Umformung) durch: <ul style="list-style-type: none"> • Rollformung 	0,5 bis 0,6	Außen- und Innendurchmesser ergeben sich aus Dehnungsgleichgewichten.
Von außen nach innen, ohne Stützwerkzeuge (freie Umformung) durch: <ul style="list-style-type: none"> • Rollformung 	0,6 bis 0,8	Üblicherweise nicht angewandt bei Durchmessern über DN 100

Tabelle 3.5.: Umformfaktor nach EJMA [10]

K_f	Umformverfahren
1	Aufweiten, Rollumformung
0,6	Hydraulisch, mittels Elastomer oder pneumatische Umformung

3.4.6. Instabilitäten

Instabilitäten entstehen durch zu hohen Innendruck. Bei einem instabilen Balg vermindern sich Druckfestigkeit, Lebensdauer und Flexibilität. Eine Instabilität ist gekennzeichnet durch den Verlust von Parallelität und/oder durch eine erkennbare Unregelmäßigkeit des Abstandes zwischen den Wellen des Balges. Diese Verformung gilt als inakzeptabel, wenn die Wellenlänge unter Innendruck zur drucklosen Wellenlänge das 1,15-fache für den unverstärkten und das 1,20-fache für den ringverstärkten Balg übersteigt [8].

Es gibt zwei mögliche Arten der Instabilität:

Die **Säuleninstabilität** ist durch eine starke laterale Verlagerung der Balgmittelachse (Abb. 3.15) gekennzeichnet. Im Allgemeinen tritt diese Form der Instabilität bei Bälgen mit einem relativ großen Verhältnis von Länge zu Durchmesser auf. Sie ist vergleichbar mit dem Ausknicken eines geraden Stabes unter einer Druckkraft.

Unter **Welleninstabilität** versteht man ein Verschieben oder Verdrehen der Ebene einer oder mehrerer Wellen, sodass die Ebene dieser Wellen nicht mehr senkrecht zur unverändert geraden Balgmittelachse liegt (Abb. 3.16). Diese Form der Instabilität tritt im Allgemeinen bei relativ kleinen Verhältnissen von Länge zu Durchmesser auf und ist mit hohen Biegespannungen verbunden.

Die Formeln zur Berechnung der kritischer Drücke, bei denen Instabilität eintritt, enthalten einen Sicherheitsfaktor von 2,25 [8].

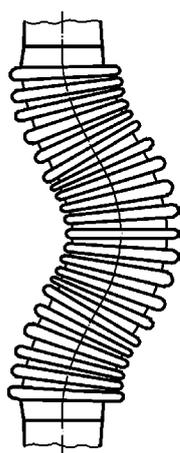


Abbildung 3.15.: Säuleninstabilität [8]

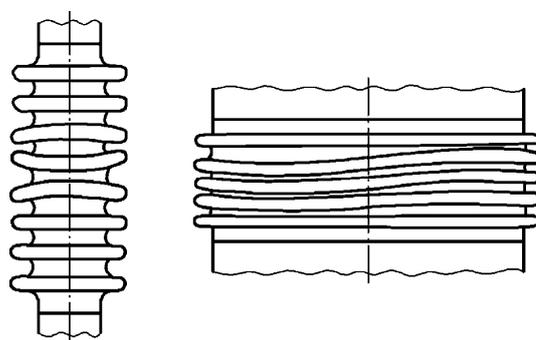


Abbildung 3.16.: Welleninstabilität [8]

Die Formel zur Berechnung des kritischen Druckes aufgrund Welleninstabilität nach DIN (Glg. (3.18)) unterscheidet sich von der Formel nach EJMA (Glg.(3.19)) nur durch den ersten Term. Hier verwendet die EJMA den Umfangsspannungsfaktor K_r , der entstehende

Unterschied von 1,14 (DIN) zu 1,28 (EJMA) überträgt sich direkt in das Endergebnis (DIN 39,4 bar zu EJMA 44,3 bar).

$$P_{si} = 1,14 \cdot \underbrace{\frac{A_c}{q \cdot D_m \cdot \sqrt{\alpha}}}_{34,6 \text{ bar}} \cdot R_e^* = 39,4 \text{ bar} \quad (3.18)$$

$$P_{si} = \underbrace{\frac{1,3}{K_r}}_{1,28} \cdot \underbrace{\frac{A_c}{q \cdot D_m \cdot \sqrt{\alpha}}}_{34,6 \text{ bar}} \cdot S_y = 44,3 \text{ bar} \quad (3.19)$$

Während die Ergebnisse der Welleninstabilitäten nur moderat voneinander abweichen, zeigen die Ergebnisse der Säuleninstabilitäten erhebliche Abweichungen. Um die Unterschiede hervorzuheben, wurde die Formel zur Berechnung des kritischen Drucks aufgrund Säuleninstabilität nach EJMA (Glg. (3.21)) erweitert. Vergleicht man diese nun mit der Formel nach DIN (Glg. (3.20)), ist festzustellen, dass sich diese hauptsächlich nur durch den ersten Term unterscheiden (2,793 bei DIN, 1,068 bei EJMA).

$$P_{sc} = \underbrace{\frac{2 \cdot \pi}{2,25}}_{2,793} \cdot \underbrace{\frac{1}{l_B}}_{1,047 \cdot 1/m} \cdot \underbrace{\frac{1}{n_B^2}}_{8840 \text{ N/mm}} \cdot \tilde{K}_{x,t} = 258,5 \text{ bar} \quad (3.20)$$

$$P_{sc} = \frac{0,34 \cdot \pi \cdot f_{iu}}{N^2 \cdot q} = \underbrace{0,34 \cdot \pi}_{1,068} \cdot \underbrace{\frac{1}{N \cdot q}}_{l_B} \cdot \frac{1}{N} \cdot \underbrace{K_{sr} \cdot N}_{40800 \text{ N/mm}} = 91,75 \text{ bar} \quad (3.21)$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{0,211 \cdot 1/m}$
 $\hspace{10em} 85,9 \text{ bar}$

Ein gravierender Unterschied wirkt sich hier allerdings nicht aus: während nach EJMA mit der Wellenzahl N gerechnet wird, verwendet die DIN die Anzahl der Bälge n_B im Nenner. Da im Berechnungsbeispiel nur ein einfacher Balg verwendet wird, erhält n_B den Wert 1. Durch die Erweiterung ist auch ersichtlich, dass die Formel nach EJMA zunächst die axiale Federrate pro Balgwelle f_{iu} verwendet, diese kann allerdings durch die axiale Federrate des gesamten Balges K_{sr} multipliziert mit der Anzahl der Wellen N ersetzt werden.

Die Variable N lässt sich nun herauskürzen, der Ausdruck $N \cdot q$ (Anzahl der Wellen N multipliziert mit der Länge einer Welle q) entspricht der Gesamtlänge des Balges und ist

in der Größenordnung vergleichbar mit der angeglichenen Gesamtlänge des Balges \bar{l}_B , die sich bei Belastung des Balges einstellt.

Der Grund für diese äußerst unterschiedlichen Annahmen konnte nicht gefunden werden.

3.4.7. Notwendige Angaben zur Auslegung

In Tab. 3.6 sind die notwendigen Angaben zur Auslegung eines Kompensators nach DIN und EJMA aufgeführt. Während allgemeine Angaben wie Balgabmessungen, Werkstoff- und Belastungsdaten bei beiden Normen in gleichem Ausmaß benötigt werden, unterscheiden sie sich bei den benötigten Angaben zur Abschätzung der Lebensdauer. Die DIN liefert für alle Werkstofftypen passende Werkstoffparameter für die Lebensdauerabschätzung mit, in der EJMA hingegen fehlen Parameter für die Werkstoffgruppe Ferrite. Sollte also ein ferritischer Werkstoff zum Einsatz kommen, müssen entweder Versuche durchgeführt oder Rücksprache mit einem Balghersteller gehalten werden.

Bei geschweißten Bälgen kann es nötig sein, für die Berechnung einen Schweißnahtfaktor zu verwenden. Dieser Faktor ist nach DIN abhängig von der Art und dem Umfang der Schweißnahtprüfung und kann Werte zwischen 0,7 (stichprobenartige Prüfung) und 1,0 (Prüfung jeder Naht) annehmen. Die EJMA verweist an dieser Stelle auf den ASME Boiler and Pressure Vessel Code bzw. ASME Piping Code.

Tabelle 3.6.: Benötigte Angaben zur Auslegung

DIN	EJMA
Abmessungen / Ausführung des Balges	
E-Modul bei Raumtemp. / Auslegungstemp.	
Streckgrenze / Dehngrenze des Werkstoffes bei Raumtemp. / Auslegungstemp.	
Herstellung (Kaltverfestigung, Weichglühen)	
Vorspannung beim Einbau	
Einsatztemperatur, Betriebsdruck, max. Druck	
Ausgleichsbewegungen des Kompensators (axial, lateral, angular)	
Art der Umformung (Umformfaktor)	
	Ggfs. Wöhlerlinie zur Berechnung der Faktoren der ertragbaren Lastspielzahl

3.5. Verwendung eines Leitrohres

Leitrohre sind Rohre, die in einen Kompensator zum Schutz des Balges eingebaut werden können. Abb. 3.17 zeigt exemplarisch zwei Ausführungsformen von Leitrohren. Leitrohre können sowohl auf der Innen- als auch der Außenseite von Bälgen angebracht werden, z.B. bei außenliegenden Rohrleitungen im Anlagenbau.

In folgenden Anwendungsfällen ist der Einsatz von Leitrohren (engl. flow-liner) notwendig:

- bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten zur Vermeidung von Schwingungen
- zur Minimierung von Reibungsverlusten
- zur Vermeidung von Erosion (bei abrasiven Medien)
- in Kombination mit einer Isolierung zur Temperaturabschottung

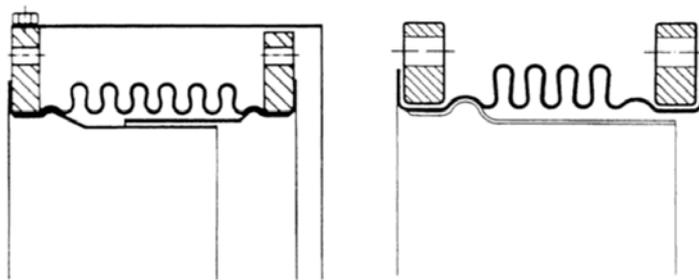


Abbildung 3.17.: Ausführungsformen von Leitrohren [35]

Allerdings bedeutet die Verwendung eines Leitrohres automatisch eine Erhöhung des Gewichts des gesamten Kompensators, was nicht im Sinne der Gewichtsminimierung ist. Sowohl die DIN als auch die EJMA geben Durchströmgeschwindigkeiten an, ab denen aufgrund strömungsinduzierter Schwingungen der Einsatz von Leitrohren empfohlen wird. In Abb. 3.18 sind die Empfehlungen nach DIN und nach EJMA ersichtlich.

In Vorgriff auf das folgende Kapitel sei an dieser Stelle dieser Sachverhalt erläutert: wird ein Balg von einem Medium durch- bzw. umströmt, wird er zu Schwingungen angeregt. Bei bestimmten Durchströmgeschwindigkeiten entspricht die Frequenz dieser Erregung einer Eigenfrequenz des Balges. Bei Erregung mit einer Eigenfrequenz beginnt der Balg - im dämpfungsfreien Fall mit theoretisch unendlicher Amplitude - zu schwingen; diese Resonanz führt binnen kürzester Zeit zum Ausfall. Zumeist stellt die erste axiale Eigenfrequenz eines Balges die niedrigste aller Eigenfrequenzen dar.

Die Empfehlungen nach DIN und EJMA basieren auf der Durchströmgeschwindigkeit, deren Erregung der ersten axialen Eigenfrequenz entspricht. Die folgenden kritischen Fre-

quenzbereiche werden also nicht mehr betrachtet. Dieser in den meisten Anwendungsfällen ausreichende konservative Ansatz ist im hier betrachteten Anwendungsfall zu ungenau, da sich die auftretenden Erregerfrequenzen aufgrund strömungsinduzierter Schwingungen in höheren Frequenzbereichen über dieser ersten axialen Eigenfrequenz zwischen den höheren Eigenfrequenzen befinden.

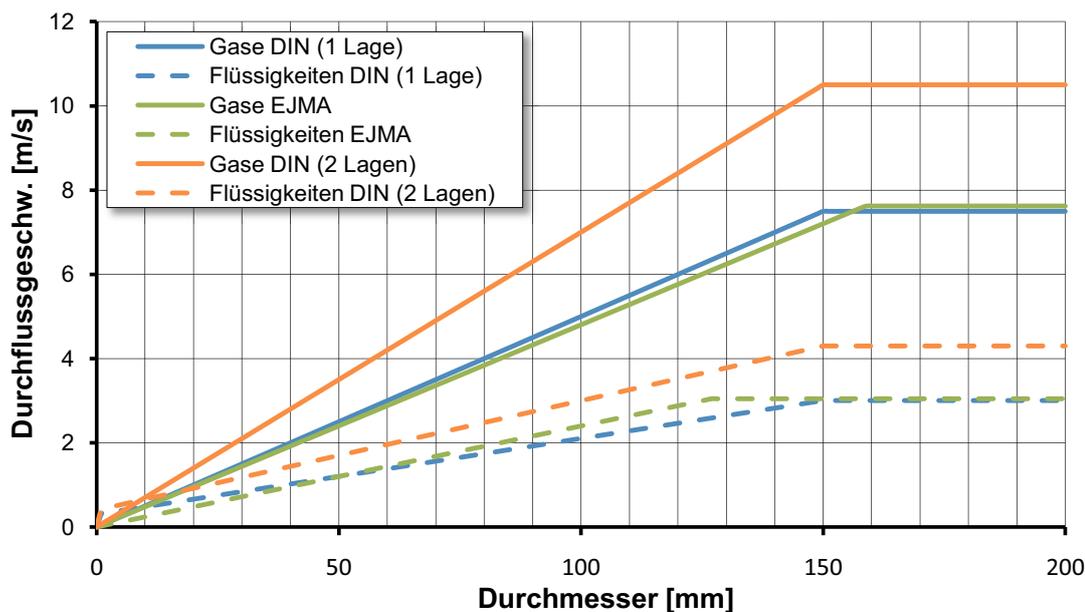


Abbildung 3.18.: Empfehlungen für den Einsatz von Leitrohren

Im Gegensatz zur EJMA werden in der DIN die Zulaufgeometrie und die Art des durchströmenden Mediums durch Faktoren berücksichtigt. Ein weiterer wichtiger Unterschied ist die Betrachtung mehrlageriger Kompensatoren; während die EJMA hier immer von einlagigen Kompensatoren ausgeht, werden in der DIN mehrlagige Bälge mit bis zu 5 Materiallagen in die Abschätzung miteinbezogen. Die Auswirkungen sind in Abb. 3.18 ersichtlich: während nach EJMA ab einem Durchmesser von 150 mm die maximal empfohlene Durchströmgeschwindigkeit bei Gasen ohne Leitrohr bei etwa 8 m/s liegt, kann diese nach DIN bei einem zweilagigen Balg bei über 10 m/s liegen.

In Abb. 3.19 sind die Unterschiede der Abschätzung nach DIN zur Abschätzung nach EJMA (Abb. 3.20) hervorgehoben.

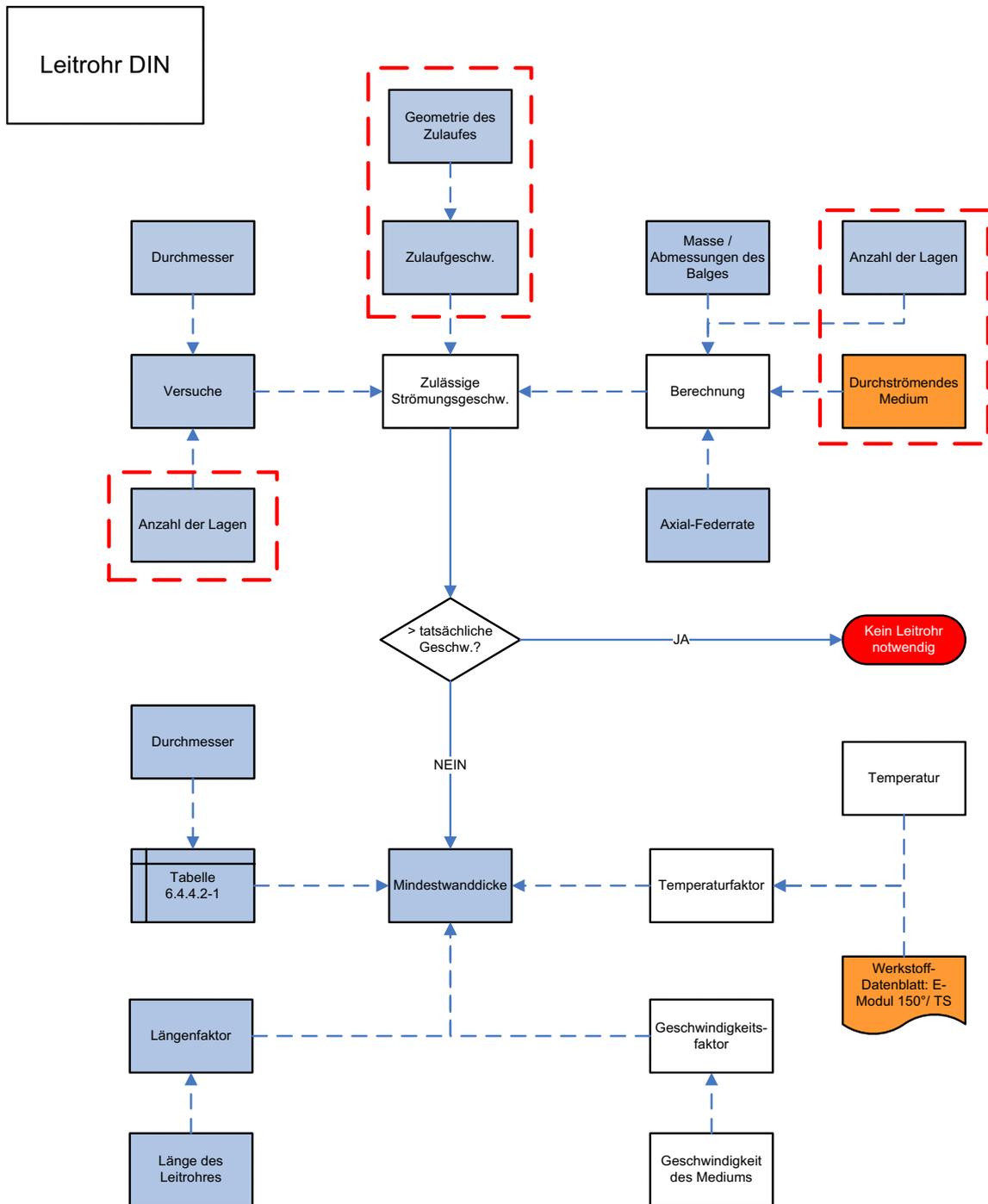


Abbildung 3.19.: Abschätzung von Leitrohren nach DIN

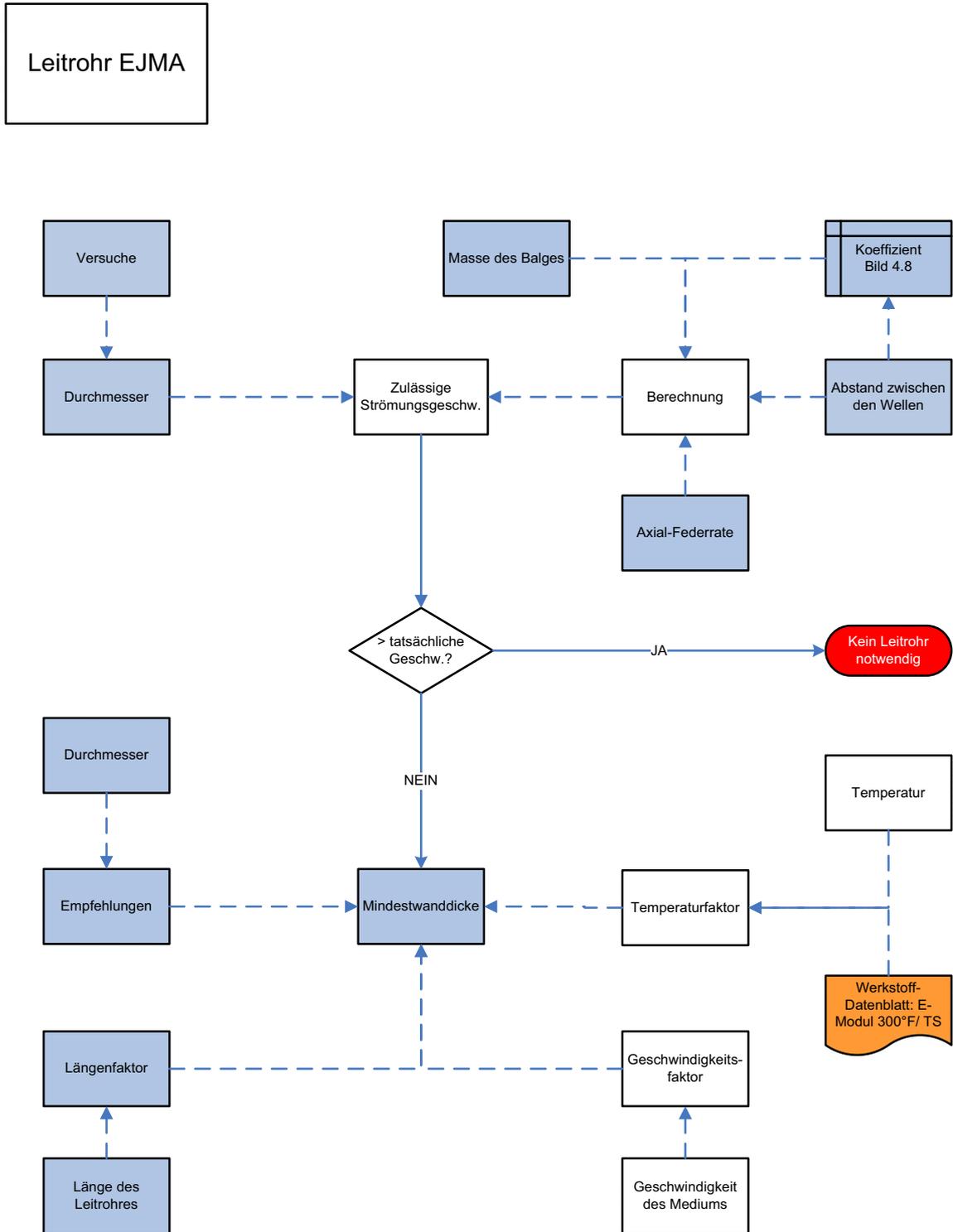


Abbildung 3.20.: Abschätzung von Leitrohren nach EJMA

3.6. Festlegung auf eine Norm für die weiteren Berechnungen

In Tab. 3.7 sind die Unterschiede zwischen DIN und EJMA nach Bewertungsgruppen aufgeführt.

Tabelle 3.7.: Vergleich zwischen DIN und EJMA

Bewertungsgruppe	DIN	EJMA
Anwendungsbeispiele, Leitfaden	+	++
Berechnungsbeispiele	-	+
Einflussparameter in der Berechnung	+	-
Berechnungsparameter vom Hersteller benötigt?	+	-
Berücksichtigung von Schweißnähten	+	-
Abschätzung der Federrate	+	O
Abschätzung der Eigenfrequenzen	-	O
Rechteckige Kompensatoren	-	+
Leitrohre	+	+
Handhabung und Einbau	+	++

sehr gut (++), gut(+), ausreichend(O), schlecht bzw. nicht vorhanden(-)

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die EJMA praxisorientierter als die DIN ist (Berechnungsbeispiele, Handhabung und Einbau). Das hat allerdings den Nachteil, dass nicht alle Einflüsse in der EJMA erfasst werden. Weiters ist es nicht immer möglich, einen Kompensator ohne die Mithilfe eines Balgherstellers nach EJMA auszulegen. Die DIN stellt alle benötigten Daten zur Verfügung. Die EJMA bietet zusätzlich die Möglichkeit der Auslegung rechteckiger Kompensatoren, was allerdings im betrachteten Anwendungsfall nicht benötigt wird.

Die DIN lässt den für den Anwendungsfall notwendigen Punkt Eigenfrequenzen und darauf basierend die Berechnung der kritischen Durchströmgeschwindigkeiten unberücksichtigt. Die EJMA geht zumindest auf den Punkt Eigenfrequenzen ein, die kritischen Durchströmgeschwindigkeiten können hier allerdings nicht berechnet werden.

Es ist also naheliegend, für alle Punkte außer den Eigenfrequenzen die DIN zur Auslegung zu verwenden und nur mehr bei den Eigenfrequenzen auf die EJMA zurückzugreifen. Für die Berechnung der kritischen Durchströmgeschwindigkeiten müssen allerdings genauere Berechnungsmethoden gefunden werden, um die normgerechte Berechnung sinnvoll zu ergänzen und eine Vorhersage zur Notwendigkeit eines Leitrohres treffen zu können.

Im Laufe des Vergleiches wurden Fehler in der DIN aufgedeckt, diese sind im Anhang A angeführt. Auf Nachfrage des Firmenpartners wurden diese Fehler als Übersetzungsfehler der deutschen Version der DIN 14917 bestätigt und werden vermutlich in der zweiten Ausgabe behoben sein.

Trotz dieser Fehler empfiehlt sich die Verwendung der DIN 14917 bei der Auslegung von Kompensatoren mit runder Wellenform, da sie basierend auf der EJMA in vielen Punkten sinnvoll erweitert wurde und die derzeit umfassendste Berechnungsmethodik bietet. Der Anwendungsfall erfordert allerdings, wie bereits erwähnt, die genauere Betrachtung der strömungsinduzierten Schwingungen und darauf basierend der kritischen Durchströmgeschwindigkeiten, die in beiden Normen nur unzureichend berechnet werden können.

4. Strömungsinduzierte Schwingungen

Wird ein Balg von einem Medium durchströmt, wird er zu Schwingungen angeregt. Bei bestimmten Durchströmgeschwindigkeiten entspricht die Frequenz dieser Erregung einer Eigenfrequenz des Balges. Bei Erregung mit einer Eigenfrequenz beginnt der Balg mit theoretisch unendlicher Amplitude zu schwingen; dieser Fall wird Resonanz genannt und führt binnen kürzester Zeit zum Ausfall des Balges. Das kann durch den Einsatz eines Leitrohres vermieden werden. Es wäre allerdings wünschenswert, wenn bereits bei der Auslegung eines Kompensators die Notwendigkeit eines Leitrohres bestimmt werden könnte. Im vorhergehenden Kapitel wurde bereits erläutert, dass die Normen keine Möglichkeit bieten, diese kritischen Durchströmgeschwindigkeiten über die Abschätzung aus Abb. 3.18 hinaus genauer zu berechnen. In diesem Kapitel wird mithilfe der wissenschaftlichen Fachliteratur geklärt, ob eine Berechnung dieser Geschwindigkeiten möglich ist und wie die Berechnung nach DIN 14917 dahingehend erweitert werden kann.

4.1. Literaturrecherche

Das Hauptaugenmerk dieser Recherche liegt in der Berechnung bzw. Vorhersage des Schwingungsverhaltens runder Metallkompensatoren mit U-förmigem Wellenprofil. Rechteckige und Doppelkompensatoren sowie Kompensatoren mit toroidaler Wellenform werden entsprechend des Anwendungsgebietes nicht betrachtet.

Diese Aufzählung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit; es werden nur die wichtigsten Publikationen besonders in Bezug auf die Abschätzung strömungsinduzierter Schwingungen bei Kompensatoren angeführt. Die Erkenntnisse der Literaturrecherche lassen sich in chronologischer Abfolge wie folgt zusammenfassen:

- 1958: Die erste Ausgabe der EJMA erscheint.
- 1964: Anderson führt die Faktoren C_f , C_d und C_p ein, dies darf als Meilenstein bei der Auslegung von Kompensatoren betrachtet werden. Diese Faktoren beschreiben das Verhalten eines Balges im Vergleich zu einem einfachen Balken [1].

- 1969: Gerlach beschreibt die Berechnung von Bälgen samt einer Abschätzung ihres Schwingungsverhaltens basierend auf Feder-Masse-Systemen [12].
- 1972: Die dritte Ausgabe der EJMA erscheint. Es ist erstmals eine festigkeitsmäßige Abschätzung von Kompensatoren durch Formeln implementiert.
- 1979: In einem NASA-Forschungsbericht wird die Berechnung der Lebensdauer aufgrund von strömungsinduzierten Schwingungen beschrieben. Es werden allerdings nur axiale Schwingungen betrachtet [20].
- 1986: Ein NASA-Forschungsbericht beschreibt die Berechnung der Lebensdauer von Bälgen aufgrund strömungsinduzierter Schwingungen. Es werden zwar axiale und laterale Schwingungen berücksichtigt, die Berechnungsmethode wird allerdings nur für Bälge mit maximal 5 Wellen empfohlen [7].
- 1989: Die Strouhal-Zahl wird nach Weaver et al. mit 0,45 bis 0,58 bestimmt [32].
- 1989: Morishita et al. verbessern die Berechnung um die Berücksichtigung der Massenkräfte des bewegten Fluids [25].
- 1990: Li et al. berechnen das Schwingungsverhalten eines Balges nach der Balkentheorie von Bernoulli. Dies stellt einen weiteren Ansatz zur Abschätzung der axialen und lateralen Eigenfrequenzen dar [23].
- 1996: Jakubauskas et al. untersuchen die Massenkräfte des bewegten Fluids bei axialen Schwingungen, der neue Ansatz für die fluid-addierte Masse verbessert die bestehenden Ansätze [16].
- 1997: Jakubauskas et al. berechnen die Eigenfrequenzen eines Balges bei lateralen Schwingungen mithilfe der Timoshenko-Balkentheorie. Zusammen mit einem neuen Ansatz für die fluid-addierte Masse werden vorhandene Ansätze erheblich verbessert [17] [18].
- 1999: Jakubauskas et al. stellen eine Berechnungsmöglichkeit für das Schwingungsverhalten von Doppelkompensatoren vor. Gleichzeitig wird auch ein Ansatz zur Bestimmung der fluid-addierten Masse in dieser Konfiguration vorgestellt [19].
- ab ca. 2000: Es wurden keinen nennenswerten Neuerungen in Bezug auf analytische Berechnungsmethoden für strömungsinduzierte Schwingungen von Bälgen mehr gefunden. Es ist aber ein merklicher Trend weg von analytischen Methoden hin zu CFD¹-Simulationen bemerkbar. Besonders das Schwingungsverhalten mehrlageriger Bälge stellt eine große Herausforderung dar, die analytisch schwer beschreibbar ist.

¹Computational Fluid Dynamics: Lösung strömungsmechanischer Probleme mit numerischen Methoden

Leider ist es mit Hilfe der Quellenangaben der EJMA nicht möglich, die genauen Ursprünge einzelner Ansätze zu finden. Broyles verfasste zwar 1994 eine Arbeit über die Berechnungsmethodik der EJMA und beschreibt darin die meisten Ansätze zur spannungsmäßigen Auslegung, allerdings findet sich darin keine Beschreibung zur Abschätzung des Schwingungsverhaltens [6].

Im Rahmen des Literaturstudiums wurden allerdings einige Gemeinsamkeiten mit der zu untersuchenden einschlägigen wissenschaftlichen Literatur gefunden, vermutlich stammen Teile der Ansätze von Gerlach [12] bzw. Li [23].

4.2. Entstehungsursachen

Der genaue Mechanismus strömungsinduzierter Schwingungen von Bälgen ist noch nicht restlos geklärt [32], die Auswirkungen können in Bezug auf die Frequenzen jedoch sehr gut durch die Verwendung der Strouhal-Zahl beschrieben werden.

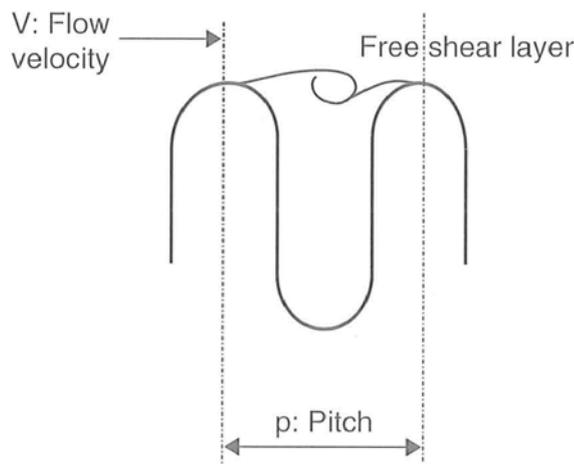


Abbildung 4.1.: Prinzipdarstellung der Wirbelablösung, die zur Entstehung von Schwingungen in Bälgen führt

Mittels eines vereinfachten Modells kann der Zusammenhang zwischen der Strouhal-Zahl und der Schwingungsfrequenz bei Durchströmung eines Balges erklärt werden (Abb. 4.1). Das Phänomen ähnelt dem der Kármánschen Wirbelstraße (siehe Kapitel 2.3.3), die sich hinter einem Körper in einer Strömung entwickelt. Nach einer Balgwelle bildet sich ein Wirbel, der sich nach einer charakteristischen Länge ablöst. Die nächstliegende Balgwelle wird mit einer periodischen Kraft mit der Ablösefrequenz dieser Wirbel beaufschlagt. Entspricht diese Beanspruchungsfrequenz einer Eigenfrequenz des Balges entsteht Resonanz.

Dieser Fall muss unter allen Umständen vermieden werden, da er binnen kürzester Zeit zum Ausfall des Balges führt.

4.3. Berechnung

Wie im Kapitel 3 bereits erläutert wurde, ist die Berechnung kritischer Durchströmgeschwindigkeiten in den Normen noch unzureichend behandelt. Die folgenden Betrachtungen sollen zeigen, wie die Normen um die aktuellsten Berechnungsmethoden zu diesem Thema erweitert werden können.

4.3.1. Strömungsinduzierte Schwingungen

Das Phänomen der strömungsinduzierten Schwingungen lässt sich nach derzeitigem Stand ausreichend mit der Strouhal-Zahl beschreiben. Durch Umformen von Glg. (2.5) erhält man die grundlegende Gleichung zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen kritischen Durchströmgeschwindigkeiten und den Eigenfrequenzen eines Balges (Glg. (4.1)).

$$V_{\text{krit}} = \frac{f \cdot p}{St} \quad (4.1)$$

Sind die Eigenfrequenzen f eines Balges, die charakteristische Länge p und die Strouhal-Zahl St bekannt, können die jeweiligen kritischen Durchströmgeschwindigkeiten V_{krit} berechnet werden.

Gerlach verwendet in seinen Forschungsberichten [12],[13],[14] den Welleninnenabstand σ als charakteristische Länge zur Berechnung der Strouhal-Zahl. Diese Annahme wurde allerdings von Gerlach später korrigiert. Der Wellenabstand q als neue charakteristische Länge wurde von Jakubauskas [15] und Weaver, Ainsworth [32] bestätigt.

Allerdings finden sich beide Längen noch in Diagrammen zur Abschätzung der Strouhal-Zahl. Hier kann anhand des Verhältnisses von Wellenabstand q zu Welleninnenabstand σ der entsprechende Wert der Strouhal-Zahl dem Diagramm entnommen werden. Dieses Verhältnis wird bei U-förmiger Wellenform eines Balges mit 2 angenommen.

Während von Gerlach die Strouhal-Zahl direkt benannt wird (Abb. 4.2), wird stattdessen bei der EJMA von der Kennzahl C_v gesprochen (Abb. 4.3). Diese Kennzahl ist allerdings größenordnungsmäßig gleichwertig mit der Strouhal-Zahl.

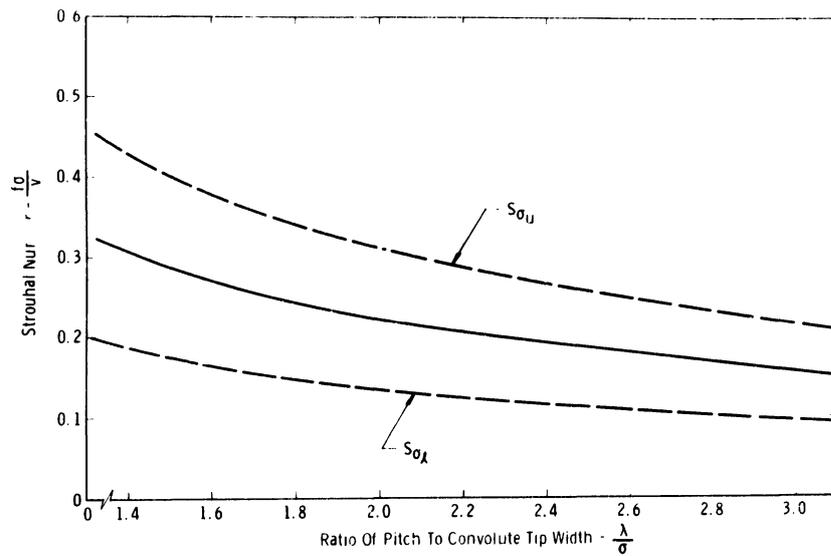


Abbildung 4.2.: Strouhal-Zahl nach Gerlach [12]

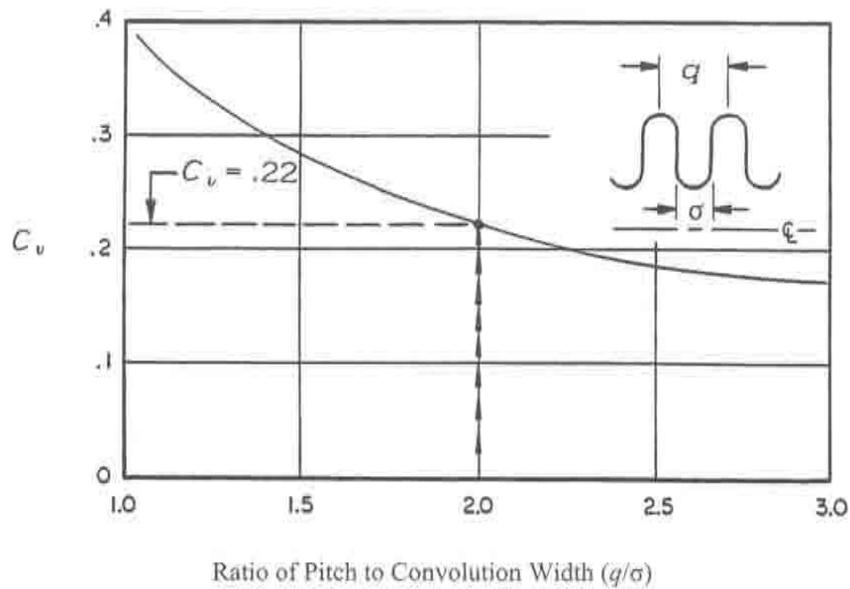


Abbildung 4.3.: Strouhal-Zahl nach EJMA [10]

Durch einfache Überlegungen kann bewiesen werden, dass der Ansatz der Strouhal-Zahl bei der EJMA bereits vorhanden ist. Nach EJMA kann die kritische Durchströmgeschwindigkeit basierend auf der ersten axialen Eigenfrequenz nach Glg. (4.2) berechnet werden.

$$V_{\text{krit}} = \frac{0,81 \cdot \sigma \cdot \sqrt{\frac{K}{W}}}{C_v} \quad (4.2)$$

Durch folgende Umformungen ist ersichtlich, dass Glg. (4.2) der Gleichung zur Beschreibung der kritischen Durchströmgeschwindigkeit zu Beginn dieses Kapitels entspricht (Glg. (4.1)).

- Bei Glg. (4.2) ist zu beachten, dass hier die Einheit $[ft]$ verwendet wird. Die Umrechnung in $[in]$ geschieht durch die Multiplikation mit der Zahl 12.
- Da die Bälge dieser Arbeit eine U-förmige Wellenform aufweisen, wird $C_v = 0,22$ angenommen.
- Der Wert des doppelten Welleninnenabstand σ entspricht dem Wellenabstand q . Weiters wird q durch die allgemeine Variable der charakteristischen Länge p ersetzt. Die Variable σ kann also durch den Ausdruck $\frac{p}{2}$ ersetzt werden.

Die daraus entstandene Gleichung kann mit folgenden Überlegungen weiter vereinfacht werden (Glg. (4.3)):

- Der Faktor C_n ist ein Faktor zur Berücksichtigung der Wellenzahl bei der Berechnung axialer Eigenfrequenzen und beträgt nach EJMA in diesem Fall 8,84 bis 9,82 (erste axiale Eigenfrequenz, siehe Tab. 4.1). Der Wert 9,72 kann also größenordnungsmäßig mit C_n gleichgesetzt werden.
- Der nun entstandene Ausdruck $C_n \cdot \sqrt{\frac{K}{W}}$ entspricht der Gleichung für die Berechnung der axialen Eigenfrequenzen nach EJMA und kann demnach durch die allgemeine Variable für die Eigenfrequenz f ersetzt werden.
- Der Wert 0,44 entspricht größenordnungsmäßig der Strouhal-Zahl bei standardmäßiger Anströmung des Kompensators (0,45). Dieser Ausdruck kann also durch die Strouhal-Zahl St ersetzt werden.

$$V_{\text{krit}} = \frac{0,81 \cdot 12 \cdot p \cdot \sqrt{\frac{K}{W}}}{2 \cdot 0,22} = \frac{9,72 \cdot \sqrt{\frac{K}{W}} \cdot p}{0,44} \quad (4.3)$$

Man erhält durch diese Umformungen und Vereinfachungen folgende Gleichung, die der zuvor erwähnten Glg (4.1) entspricht:

$$V_{\text{krit}} = \frac{f \cdot p}{St} \quad (4.4)$$

Der Ansatz der Strouhal-Zahl ist demnach in der EJMA schon vorhanden. Offensichtlich wird hier von einer Strouhal-Zahl von 0,44 ausgegangen. Dies ist aufgrund von Erkenntnissen aus Versuchen nicht immer korrekt und stellt bei turbulenten Strömungsverhält-

nissen (z.B. vertikal nach unten fließend nach einem 90-Grad-Bogen in einer Rohrleitung) einen markanten Berechnungsfehler bei Anwendung dieser Formel dar. Hier kann die Strouhal-Zahl den Wert 0,58 annehmen, was eine signifikante Erniedrigung der kritischen Durchströmgeschwindigkeiten bedeutet [18].

Basierend auf den Erkenntnissen aus der Literatur kann also die Strouhal-Zahl St und die charakteristische Länge p als gegeben angenommen werden. Zur Berechnung der kritischen Durchströmgeschwindigkeiten fehlen noch die Eigenfrequenzen des Balges.

4.3.2. Axiale Eigenfrequenzen

Axiale Eigenfrequenzen f_A lassen sich nach EJMA wie folgt berechnen (Glg. (4.5)), wobei hier mit k die Modennummer, mit K die Federrate und mit W die Gesamtmasse des Balges bezeichnet wird.

$$f_{Ak} = C_n \cdot \sqrt{\frac{K}{W}} \quad (4.5)$$

Der bereits zuvor erwähnte Faktor C_n wird sowohl von Li [23] als auch der EJMA verwendet. Es ist auffällig, dass dieser Faktor bei Li über die Anzahl der Wellen konstant ist, wohingegen dieser bei der EJMA abhängig von der Anzahl der Wellen ist, siehe Tab. 4.1 bzw. Abb. 4.4.

Möglicherweise könnte dies eine Anpassung basierend auf Erfahrungswerten der Hersteller sein. Eine Erklärung dieser Modifizierung konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht gefunden werden.

Es ist beim Faktor C_n allerdings zu beachten, dass dieser Faktor aufgrund der Gesamtmasse W in N einheitenbehaftet ist und deshalb zum direkten Vergleich umgerechnet werden muss. Während in der EJMA die Einheit $\sqrt{\text{in}}/\text{s}$ verwendet wird, wird bei Li das SI-Einheiten-System mit $\sqrt{\text{m}}/\text{s}$ verwendet, siehe Tab. 4.2.

Nach Jakubauskas ist die Formel zur Berechnung der axialen Eigenfrequenzen nach EJMA nur um die fluid-addierte Masse zu modifizieren.

Die Masse lässt sich nach Jakubauskas [15] folgendermaßen berechnen. Sie setzt sich aus m_{f1} , m_{f2} und m_{f3} zusammen, die zur gesamten fluid-addierten Masse m_f zusammengefasst werden. Diese beschreibt die Massenwirkung des bewegten Fluids, wobei m_{f1} die Wirkung aufgrund der starren Wellenbewegung, m_{f2} die Wirkung aufgrund der Wellendeformation und m_{f3} die Wirkung aufgrund des Rückflusses in den Strömungsquerschnitt beschreibt.

Tabelle 4.1.: Faktor C_n in $\sqrt{\text{in}}/\text{s}$ zur Berechnung der axialen Eigenfrequenzen nach EJMA [10]

Anzahl Wellen	Modennummer				
	1	2	3	4	5
1	8,84				
2	9,51	17,7	23,1		
3	9,75	18,8	26,5	32,5	36,2
4	9,75	19,1	27,8	35,4	41,6
5	9,81	19,3	28,4	36,8	44,2
6	9,81	19,4	28,7	37,5	45,6
7	9,81	19,5	28,9	38	46,6
8	9,81	19,5	29,1	38,2	47,1
9	9,81	19,5	29,1	38,5	47,5
10 und mehr	9,81	19,6	29,2	38,6	47,8

Tabelle 4.2.: Faktor C_n zur Berechnung der axialen Eigenfrequenzen nach Li [23]

Einheit	Modennummer				
	1	2	3	4	5
$\sqrt{\text{m}}/\text{s}$	49,5	99	148,5	198	247,5
$\sqrt{\text{in}}/\text{s}$	9,82	19,64	29,47	39,29	49,11

Die Größenordnungen der einzelnen Massen sind in Tab. 4.3 erkennbar. Hier ist auch ersichtlich, dass sich nur m_{f2} mit steigender Modennummer ändert und der Hauptgrund für immer größer werdende Abweichungen zwischen EJMA und dem modifizierten Ansatz nach Jakubauskas ist (Tab. 4.4).

Tabelle 4.3.: Exemplarische Werte für die Komponenten der fluid-addierten Masse bei axialen Schwingungen zur Verdeutlichung der Größenordnungen [15]

Komponente	Modennummer (axial)			
	1	2	3	4
m_{f1}		3,17		
m_{f2}	0,12	0,47	1,06	1,89
m_{f3}		0,55		
m_f	3,84	4,19	4,78	5,61

Massen in [kg/m]

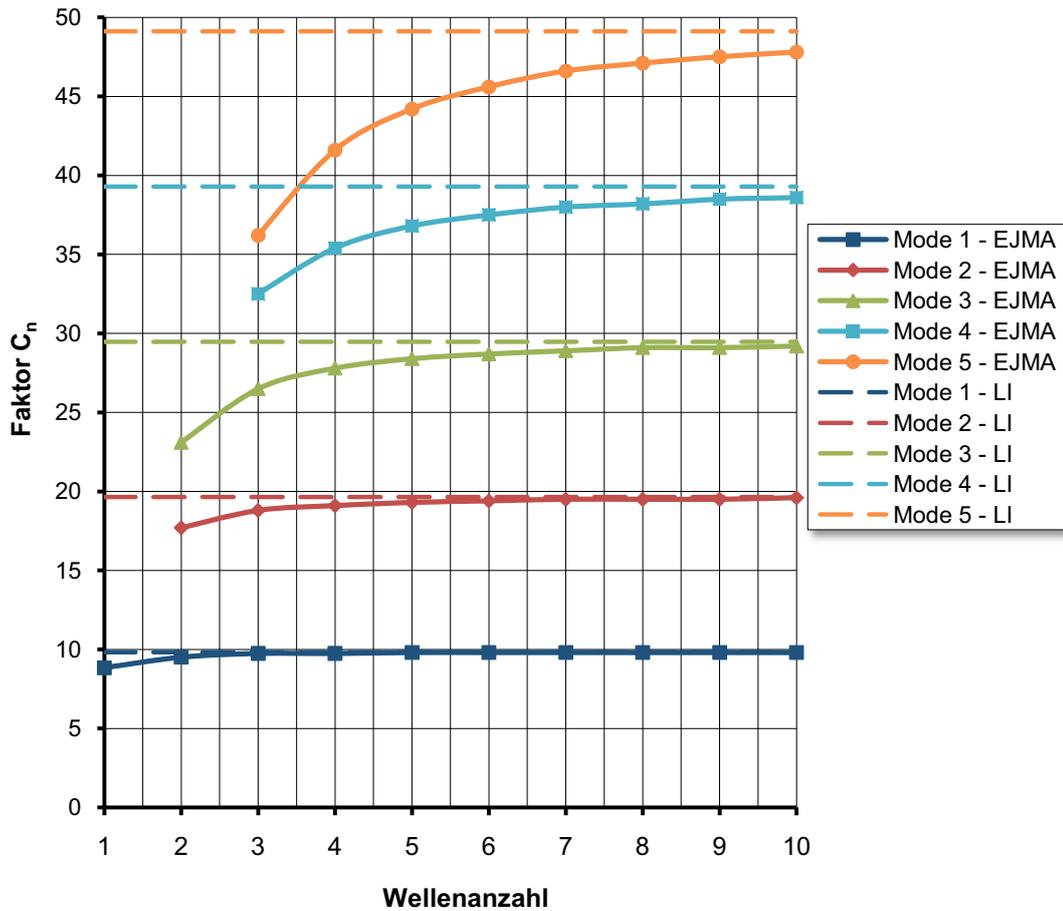


Abbildung 4.4.: Unterschied des Faktors C_n zwischen Li und EJMA

Die fluid-addierte Masse lässt sich formelmäßig folgendermaßen beschreiben, wobei die hierzu notwendigen Abmessungen in Abb. 4.5 ersichtlich sind. Die Komponenten der fluid-addierten Masse bei axialen Schwingungen lassen sich nach Glg. (4.6), Glg. (4.7) und Glg. (4.9) berechnen.

$$m_{f1A} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{h \cdot R_m}{p} \cdot (2 \cdot R_2 - t) \cdot \rho_f \quad (4.6)$$

$$m_{f2A} = \alpha_{f2kA} \cdot \mu \cdot R_m^3 \cdot \rho_f \quad (4.7)$$

Zur Berechnung von m_{f2A} wird der Berechnungsfaktor α_{f2kA} nach Glg. (4.8) und der Massenfaktor μ nach Abb. 4.6 benötigt.

$$\alpha_{f2kA} = 1,85 \cdot \left(\frac{k}{l}\right)^2 \cdot p \quad (4.8)$$

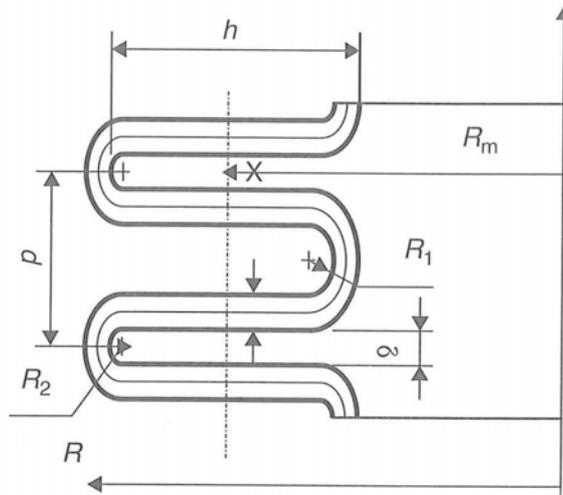


Abbildung 4.5.: Abmessungen für die formelmäßige Beschreibung der fluid-addierten Masse [21]

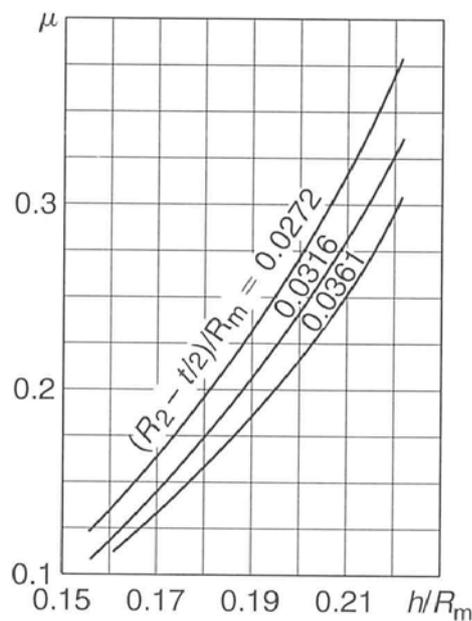


Abbildung 4.6.: Massenfaktor μ für axiale Schwingungen [15] [21]

$$m_{f3A} = \frac{8 \cdot R_m \cdot h \cdot (2 \cdot R_2 - t)}{(2 \cdot R_m - h)^2 \cdot p} \cdot m_{f1A} \quad (4.9)$$

Aus den einzelnen Komponenten berechnet sich die fluid-addierte Masse bei axialen Schwingungen mit Glg. (4.10).

$$m_{fA} = (m_{f1A} + m_{f2A} + m_{f3A}) \quad (4.10)$$

Die Gesamtmasse der Balges berechnet sich nach Glg. (4.11), wobei hier m_b für die Masse des Balges inklusive aller Anbauteile pro Einheitslänge steht.

$$W = (m_b + m_{fA}) \cdot l_b \quad (4.11)$$

Mit Glg. (4.5) können nun die axialen Eigenfrequenzen eines Balges mit Berücksichtigung der fluid-addierten Masse berechnet werden.

Die Verbesserungen durch diese Modifikation des Ansatzes nach EJMA durch Miteinbeziehung der fluid-addierten Masse sind in Tab. 4.4 ersichtlich. Die Abweichungen zum Experiment konnten durch diese Modifikation von knapp 17% auf unter 2% gesenkt werden.

Tabelle 4.4.: Vergleich der Abweichungen zwischen dem Experiment und den Berechnungsansätzen bei axialen Schwingungen [15]

Wasser P = 0 bar					
Mode	Exp. [Hz]	EJMA Standard [Hz]	Abw. [%]	EJMA modifiziert [Hz]	Abw. [%]
1	91	94,6	3,96	90,8	0,22
2	176	189,2	7,5	177,9	1,08
3	254	283,8	11,7	258,5	1,77
4	324	378,5	16,8	330,4	1,98

4.3.3. Laterale Eigenfrequenzen

Bei der Berechnung der lateralen Eigenfrequenzen eines Kompensators sind die Formeln der EJMA im Gegensatz zu den axialen Eigenfrequenzen nicht verwendbar [17]. Es wird wiederum ein Ansatz nach Jakubauskas verwendet [17], da dieser die aktuellste Berechnungsmethode darstellt.

Die Komponenten der fluid-addierten Masse für laterale Schwingungen berechnen sich nach Glg. (4.12) und Glg. (4.13).

$$m_{f1L} = \pi \cdot \left(R_m - \frac{h}{2} + \frac{2 \cdot h \cdot R_2}{p} \right) 2 \cdot \rho_f \quad (4.12)$$

$$m_{f2L} = \alpha_{f2kL} \cdot \mu \cdot R_m^3 \cdot \rho_f \quad (4.13)$$

Zur Berechnung von m_{f2L} wird der Berechnungsfaktor α_{f2kL} nach Glg. (4.14) und der Massenfaktor μ nach Abb. 4.7 benötigt.

$$\alpha_{f2kL} = 0,066 \cdot \frac{A_{1k}^2}{l_b^4} \cdot \left(R_m - \frac{h}{2} \right)^2 \cdot p \quad (4.14)$$

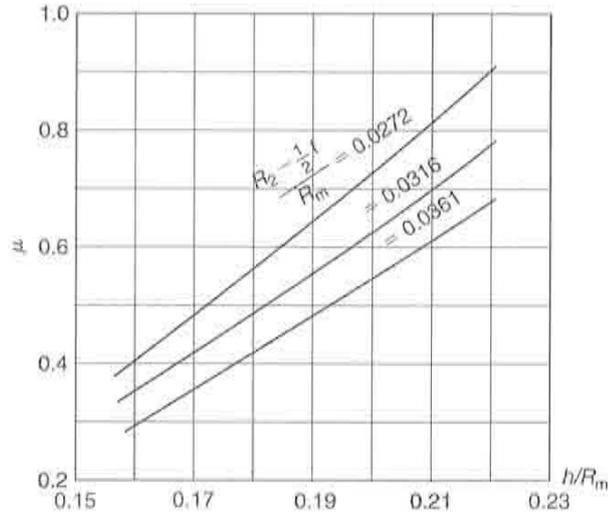


Abbildung 4.7.: Massenfaktor μ für laterale Schwingungen [21]

$$m_b = \frac{4 \cdot \pi \cdot R_m}{p} \cdot (h + 0,285 \cdot p) \cdot t \cdot \rho_b \quad (4.15)$$

Die gesamte Masse des Balges pro Einheitslänge berechnet sich mit Glg. (4.16).

$$m_{tot} = (m_{fL} + m_b) \quad (4.16)$$

Die Größenordnungen der einzelnen Massen sind in Tab. 4.5 ersichtlich. Die Komponente m_{f2} ändert sich im Gegensatz m_{f1} mit steigender Modenzahl sehr deutlich. Der Anteil dieser Komponente an der Gesamtmasse pro Einheitslänge m_{tot} steigt von knapp 6% im ersten Mode auf bis zu 83% im vierten Mode.

Die lateralen Eigenfrequenzen berechnen sich nach Glg. (4.17)

$$f_{kL} = \frac{R_m}{4 \cdot \pi \cdot l_b^2} \cdot A_{1k} \cdot \sqrt{\frac{k \cdot p - 4 \cdot \pi \cdot l_b^2 \cdot P \cdot A_{2k}}{m_{tot} + \frac{\rho I}{l_b^2} \cdot A_{4k}}} \quad (4.17)$$

Die Berechnungsfaktoren A_{1k} , A_{2k} und A_{4k} können Tab. 4.6 entnommen werden.

Tabelle 4.5.: Exemplarische Werte für die Komponenten der fluid-addierten Masse bei lateralen Schwingungen zur Verdeutlichung der Größenordnungen [17]

Komponente	Modennummer (lateral)			
	1	2	3	4
m_b		4,87		
m_{f1}		21,6		
m_{f2}	1,55	11,7	45,1	123
m_{tot}	28,0	38,2	71,6	149
m_{f2}/m_{tot}	0,055	0,307	0,630	0,826

Massen in [kg/m]

Tabelle 4.6.: Faktoren für die Berechnung der lateralen Eigenfrequenzen [17]

Mode	1	2	3	4
A_{1k}	22,37	61,67	120,9	199,9
A_{2k}	0,02458	0,01211	0,006677	0,00374
A_{4k}	12,3	46,05	98,91	149,4

Die Trägheit des gesamten Systems ρI für Glg. (4.17) wird nach Glg. (4.18) berechnet.

$$\rho I = \pi \cdot R_m^3 \cdot \left[\rho_b \cdot t \cdot \left(\frac{2 \cdot h}{p} + 0,571 \right) + \rho_f \cdot \frac{h}{p} \cdot (2 \cdot R_2 - t) \right] \quad (4.18)$$

Die Verbesserungen im Vergleich zum Ansatz nach EJMA sind in Tab. 4.7 und Tab. 4.8 ersichtlich. Im Gegensatz zu den axialen Schwingungen weicht der Ansatz nach EJMA hier massiv von den Versuchsergebnissen ab.

Tabelle 4.7.: Vergleich zwischen EJMA und dem Ansatz nach Jakubauskas (Luft) [18]

Luft P = 0 bar					
Mode	Exp.	Theorie		EJMA	
	[Hz]	[Hz]	Abw. [%]	[Hz]	Abw. [%]
1	202	199	-1,5	345	70,8
2	337	329	-2,4	923	174
3	475	455	-4,2	1810	281
4	606	579	-4,5	2992	394

Tabelle 4.8.: Vergleich zwischen EJMA und dem Ansatz nach Jakubauskas (Wasser) [18]

Wasser P = 0 bar					
Mode	Exp.	Theorie		EJMA	
	[Hz]	[Hz]	Abw. [%]	[Hz]	Abw. [%]
1	112	111	-0,9	140	25
2	210	208	-1	386	83,8
3	289	286	-1	753	161
4	363	345	-5	1252	245

4.3.4. Zusammenfassung

Zur Berechnung der axialen Eigenfrequenzen wird die Formel aus der EJMA mit der Modifikation der fluid-addierten Masse nach Jakubauskas verwendet. Zur Berechnung der lateralen Eigenfrequenzen wird der Ansatz nach Jakubauskas verwendet, da hier die EJMA laut Literatur die größten Schwächen aufweist. Bei beiden Rechengängen wird die Federrate basierend auf DIN 14917 verwendet. In Abb. 4.8 sind die Veränderungen bzw. Anpassungen ersichtlich.

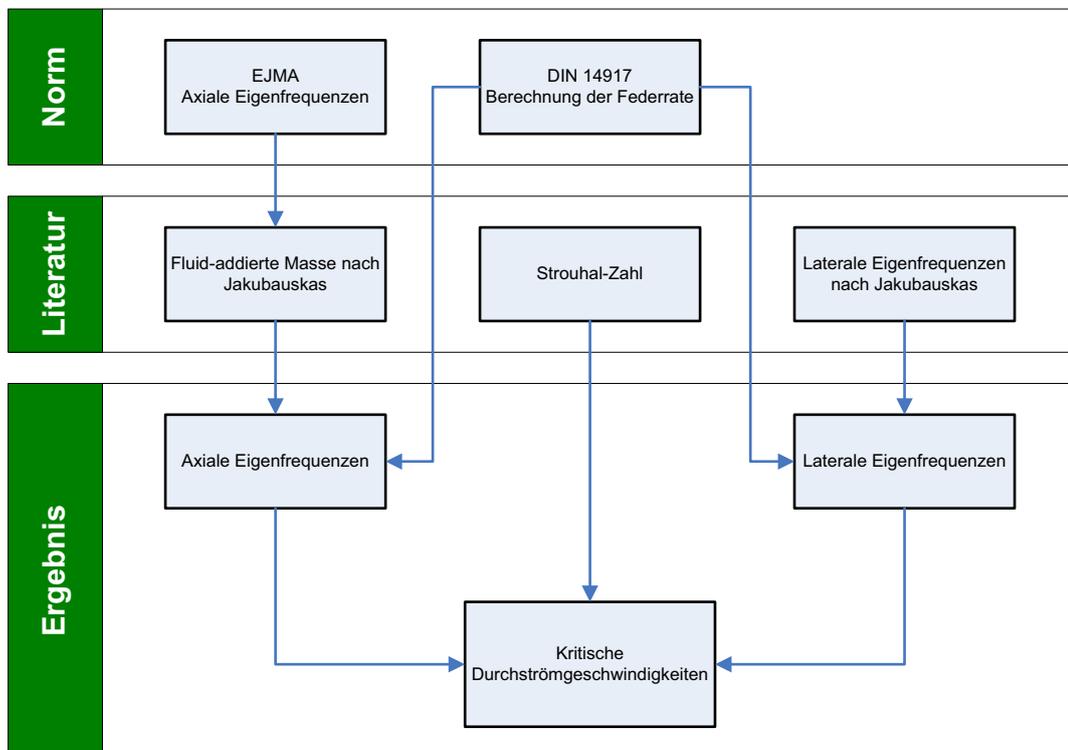


Abbildung 4.8.: Zusammenfassung der Änderungen

Basierend auf den berechneten Eigenfrequenzen können nun mithilfe der Strouhal-Zahl die kritischen Durchströmgeschwindigkeiten abgeschätzt werden. Dies erlaubt bei Kenntnis der auftretenden Durchströmgeschwindigkeiten die Vorhersage der Notwendigkeit eines Leitrohres.

4.4. FE-Modell eines Kompensators

Auf eine Erläuterung der Finite-Elemente-(FE-)Methode wird an dieser Stelle verzichtet, da sie mittlerweile Stand der Technik ist und sehr gute Literatur dafür verfügbar ist. Für die Simulationen in dieser Arbeit wurde das FE-Paket Abaqus der Fa. Simulia in der Version 6.8-1 verwendet.

4.4.1. Randbedingungen

Die Wahl der Randbedingungen ist bei Simulationsmodellen eine häufig auftretende Fehlerquelle. Im Laufe der Untersuchungen hat sich herausgestellt, dass die Einspannungen als Randbedingungen bei der Simulation eines Kompensators als nicht trivial betrachtet werden können. Es werden in der Literatur viele mögliche Einspannvarianten betrachtet, deren analytische Beschreibung sich besonders im Hinblick auf die Berechnung der Eigenfrequenzen teils erheblich unterscheidet.

Exemplarische Ergebnisse von Eigenfrequenzrechnungen sind in Abb. 4.9, Abb. 4.10 und Abb. 4.11 ersichtlich. Die angezeigten Werte der Schwingungsamplitude dienen allerdings nur zur Veranschaulichung der einzelnen Einspannungsarten und sind nicht mit realen Amplituden zu vergleichen.

Tabelle 4.9.: Eigenfrequenzen bei unterschiedlichen Einspannbedingungen

Einspannung	Eigenfrequenzen [Hz]							
Einseitig , Abb. 4.9	30	55	125	177	191	220	274	
Beidseitig, Abb. 4.10	-	51	139	170	191	220	274	
Beidseitig, Abb. 4.11	-	-	139	-	191	220	274	

In Tab. 4.9 sind die ersten Eigenfrequenzen bei unterschiedlichen Einspannverhältnissen ersichtlich.

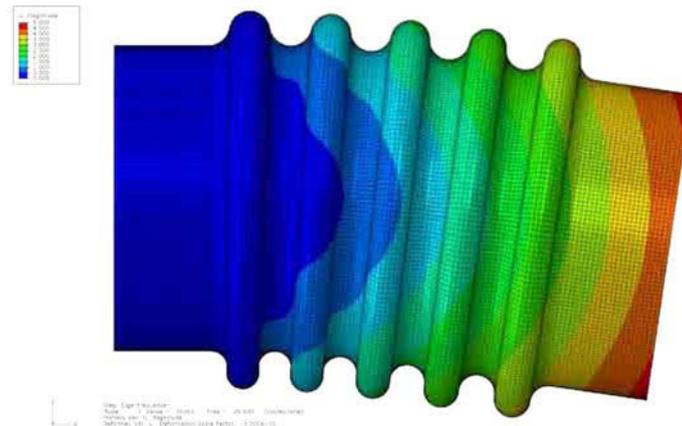


Abbildung 4.9.: Einseitige Einspannung – Sperrung aller Freiheitsgrade an der Einspannstelle

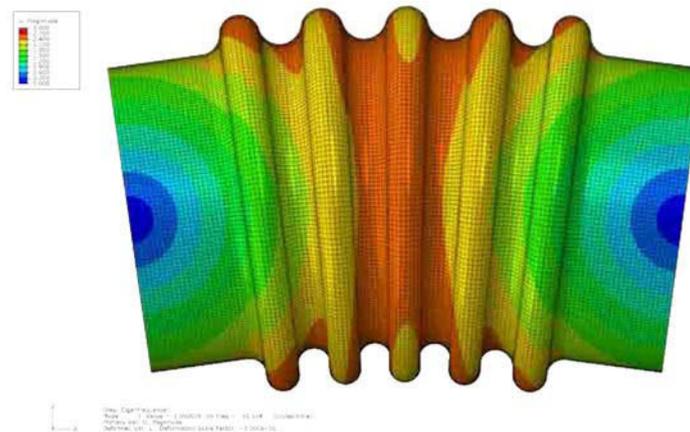


Abbildung 4.10.: Beidseitige Einspannung – Keine Sperrung der Rotationsfreiheitsgrade an den Einspannstellen

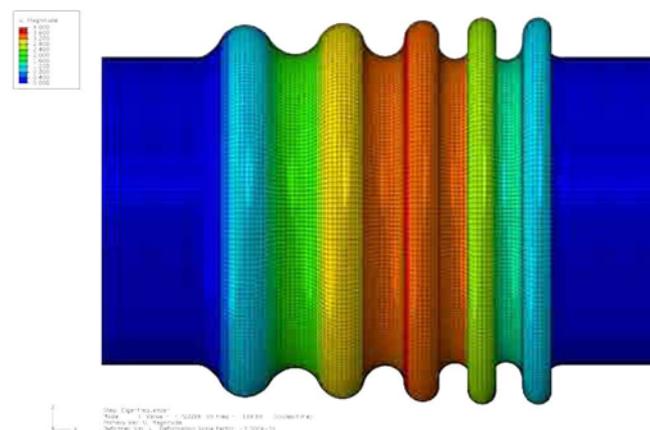


Abbildung 4.11.: Beidseitige Einspannung – Sperrung sämtlicher Freiheitsgrade an den Einspannstellen

Mit höherem Einspanngrad treten offensichtlich besonders im niederfrequenten Bereich einige Eigenfrequenzen nicht mehr auf. Dies ist insofern problematisch, da bei den Ansätzen zur Berechnung der Eigenfrequenzen von letztgenannter Einspannung ausgegangen und damit die kritische Frequenz überschätzt wird. Begründet wird diese beidseitig starre Einspannung mit der um ein vielfaches höheren Steifigkeit der angrenzenden Leitungen im Vergleich zum Kompensator. Bei Sonderfällen, z.B. Angularkompensatoren mit hohen Verdrehwinkeln, trifft diese Annahme allerdings nicht mehr zu und die tatsächlich auftretenden Eigenfrequenzen können erheblich von den analytisch berechneten abweichen.

4.4.2. Belastungen

Die Endborde wurden über Kinematic Coupling² an Referenzpunkte gekoppelt. Dadurch ist eine schnelle Änderung der Belastungen bzw. Einspannverhältnisse möglich. Bei der Berechnung der Federrate wurden die Modelle an einer Seite am Referenzpunkt eingespannt und am anderen Referenzpunkt eine vorgegebene Verschiebung aufgebracht. Falls vorhanden, wurde der Innendruck ganzflächig auf der Innenseite des gesamten Kompensators aufgebracht.

Um die Amplituden bei bestimmten Verhältnissen ermitteln zu können, ist vor der entsprechenden Aufbringung der harmonischen oder stochastischen Erregung eine Eigenfrequenzextraktion erforderlich.

Sind Material- und sonstige Dämpfungswerte des Systems bekannt, kann in einem anschließenden Steady-State-Dynamics-Step³ die Systemantwort, also die Schwingungsamplitude bei harmonischer Erregung berechnet werden. Stochastische Erregungen können hier ebenso untersucht werden. Die Abbildung eines kompletten Belastungszyklus eines Kompensators ist also theoretisch möglich.

Leider sind genau diese Dämpfungswerte in der Praxis selten vorhanden, was wie bei dieser Arbeit den Absolutwert der Amplitude unbrauchbar macht und nur Tendenzen aufzeigen kann.

²Bezeichnung einer Möglichkeit in Abaqus, Verschiebungen und Rotationen von ausgewählten Knoten an Referenzknoten zu koppeln

³Bezeichnung eines Berechnungsschritts in Abaqus, in dem die Antwort eines Systems auf verschiedene Erregungen im stationären Zustand berechnet werden kann

4.4.3. Vernetzung

Zur Vernetzung der Geometrie wurden 8-knotige Schalenelemente mit quadratischer Ansatzfunktion und reduzierter Integration verwendet. Die rasche Änderungsmöglichkeit von Wandstärken und geringe Rechendauer bei guter Genauigkeit sind die größten Vorteile bei der Verwendung von Schalenelementen für dünnwandige Modelle. Da ein Balg in den berechneten Beispielen in den Mittelsektionen hauptsächlich auf Biegung beansprucht wird, führt die Verwendung quadratischer Ansatzfunktionen bei diesen Elementen zu einem guten Ergebnis bereits bei niedrigem Diskretisierungsgrad. In Abb. 4.12 ist eine typische Vernetzung eines Balges ersichtlich.

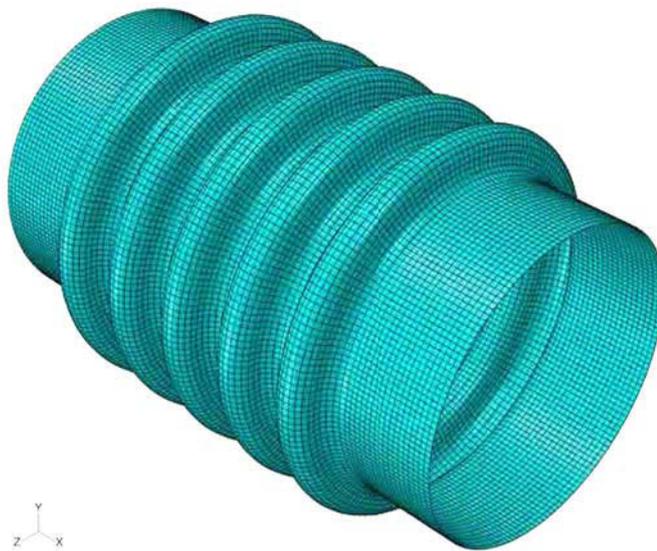


Abbildung 4.12.: Darstellung der Vernetzung eines Balges mit Schalenelementen

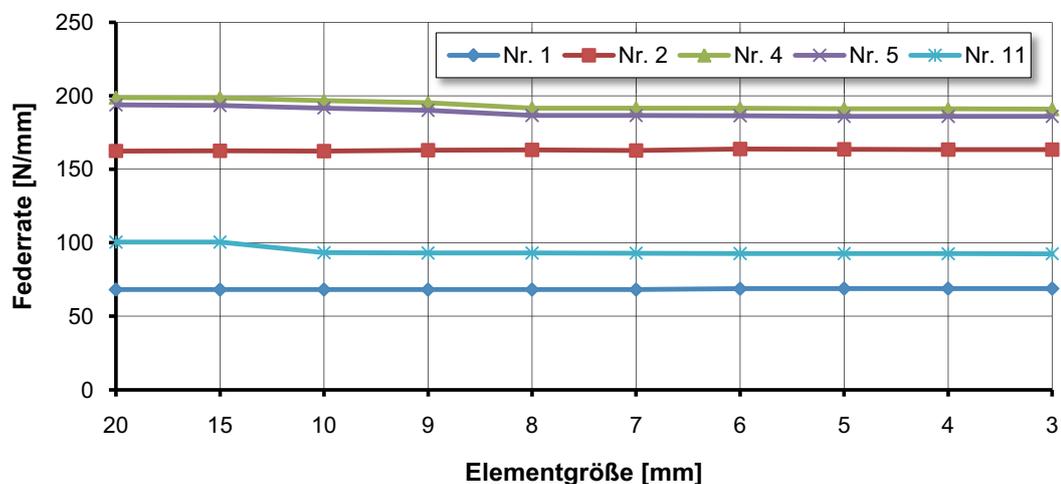


Abbildung 4.13.: Netzkonvergenz ausgewählter Kompensatoren

In Abb. 4.13 sind die ermittelten Federraten in Abhängigkeit von der Vernetzung ersichtlich. Bereits bei einer groben Vernetzung werden sehr gute Ergebnisse erzielt, ab einer Elementgröße von 8 mm wird praktisch keine Veränderung des Ergebnisses mehr erzielt. Eine Erhöhung der Netzdichte ist ab diesem Punkt also nicht mehr sinnvoll, da nur die Rechenzeit erhöht, das Ergebnis aber nicht verbessert wird. Detaillierte Ergebnisse sind in tabellarischer Form in Anhang B zusammengefasst (Tab. B.1).

Bei komplexen Systemen kann allerdings bereits dieser Diskretisierungsgrad zu hoch sein. Es ist allerdings möglich, einen Kompensator als Stab zu modellieren und mit einfachen Balken-Elementen zu vernetzen, die Rechenzeit kann dadurch um den Faktor 100 und höher verringert werden [4] [5].

4.5. Excel-Berechnungsblatt

Basierend auf dem Ergebnis des Normenvergleichs wurde ein Berechnungsblatt mit der Tabellenkalkulations-Software Microsoft Excel erstellt. Neben der Funktionalität der automatisierten normgerechten Auslegung nach DIN 14917 war eine weitere Anforderung seitens des Firmenpartners der Verzicht auf Elemente, die mittels der Programmiersprache VBA⁴ erstellt werden. Dieser Verzicht soll eine größtmögliche Kompatibilität mit neueren Programmversionen sicherstellen. Die aktuelle Version des Berechnungsblattes wurde mit Version 2007 erstellt, ein fehlerloser Betrieb ist aber auch unter der Version 2003 möglich (aus Performance-Gründen bei der Optimierung, siehe Kapitel 5).

Im Anhang befinden sich die Angabe- und Ergebnisblätter des Beispielkompensators (Abb. C.1 und C.2 bzw. Abb. C.3 und C.4) aus Kapitel 3 zur Illustration.

Alle Eingabefelder sind mit Kommentaren versehen, um die Eingabeparameter zu beschreiben und so Fehleingaben zu vermeiden. In einem eigenen Tabellenblatt sind hilfreiche Abbildungen zur Eingabe gesammelt dargestellt. Diese Abbildungen sind ebenfalls im Anhang enthalten (Abb. C.5, C.6 und C.7).

Besonders großer Wert wurde auf die Rückverfolgbarkeit der Berechnung gelegt.

Abb. 4.14 zeigt die wichtigsten Maßnahmen zur Rückverfolgbarkeit der Ergebnisse. Die Formeln zur Berechnung sind abschnittsweise eingeteilt, hier dient die Formel der Membranspannung aus Bewegung $\sigma_{m,m}(\Delta q)$ als Beispiel. Diese Spannung berechnet sich je nach Balgausführung (U–unverstärkt, US–unverstärkt mit Schweißnaht, V–verstärkt) unterschiedlich, die Verwendung eines Farbcodes verdeutlicht einen Unterschied in der Be-

⁴Visual Basic for Applications

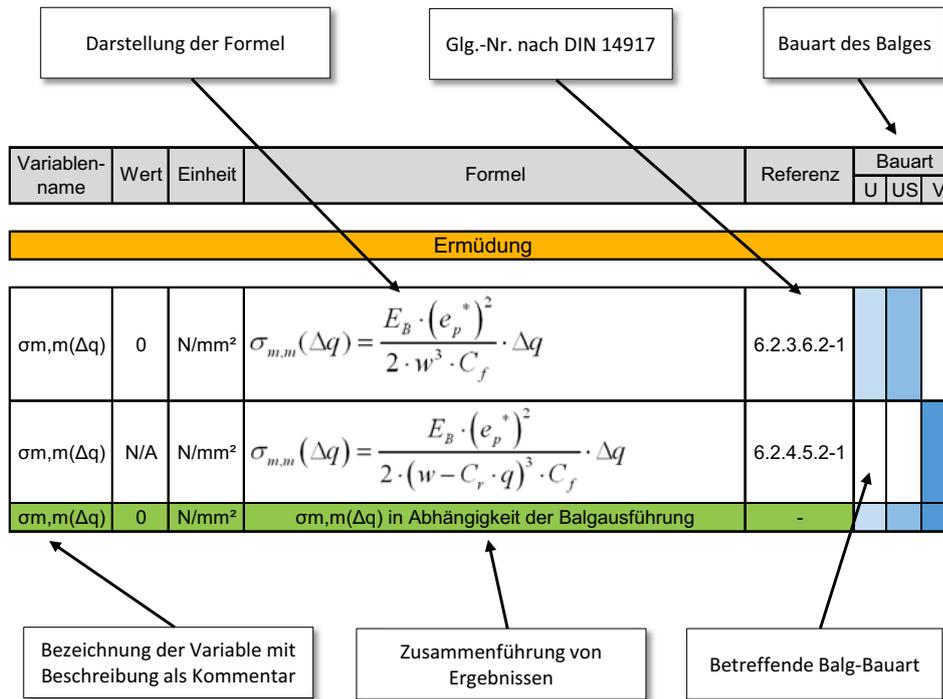


Abbildung 4.14.: Maßnahmen zur Rückverfolgbarkeit der Ergebnisse

rechnung und die Stelle, an denen zwei Berechnungsstränge bzw. Ergebnisse zusammengeführt werden. Bei jeder Variable ist eine Beschreibung nach DIN 14917 als Kommentar hinzugefügt. Weiters sind den Gleichungen die entsprechenden Nummern aus der DIN angefügt. Dies ist sinnvoll, da bei einer Korrektur der DIN die entsprechenden Formeln im Berechnungsblatt schnell gefunden und korrigiert werden können.

Es wird im gesamten Berechnungsblatt das Farbschema nach Abb. 3.3 zur Hervorhebung und der Abgrenzung von Parametergruppen verwendet.

Die Berechnungsergebnisse und alle dazu benötigten Variablen wurden benannt, es kann somit im gesamten Berechnungsblatt über den Variablennamen auf deren Wert zugegriffen werden. Weiters ist damit über den Excel-Namensmanager eine schnelle Kontrolle der Berechnung möglich, siehe Abb. 4.15.

Die Berechnungsparameter C_d , C_f und C_p müssen zwischen vorgegebenen Werten interpoliert werden. Zur Kontrolle dieser Interpolation werden die Diagramme samt den interpolierten Werten dargestellt (Abb. 4.16).

Das Berechnungsblatt wurde um die Berechnungsmethoden aus der Literatur erweitert. Es ist nun die normgerechte Auslegung mitsamt einer genaueren Abschätzung der kritischen Durchströmgeschwindigkeiten aufgrund strömungsinduzierter Schwingungen möglich. Dies stellt dem Konstrukteur ein umfassendes Werkzeug zur Auslegung, Optimierung

Name	Wert	Bezieht sich auf	Bereich	Kommentar
T	210	=Formel!\$B\$20	Arbeitsmappe	
F _{z_aktual}	95,0798939	=Formel!\$B\$250	Arbeitsmappe	
F _{z_lateral}	202,7271577	=Formel!\$B\$256	Arbeitsmappe	
F _{z_aktual}	187,2216192	=Formel!\$B\$251	Arbeitsmappe	
F _{z_lateral}	365,7520313	=Formel!\$B\$257	Arbeitsmappe	
F _{z_aktual}	275,1520479	=Formel!\$B\$252	Arbeitsmappe	
F _{z_lateral}	517,4120988	=Formel!\$B\$258	Arbeitsmappe	
H _{z_aktual}	356,4257126	=Formel!\$B\$253	Arbeitsmappe	
H _{z_lateral}	710,3179562	=Formel!\$B\$259	Arbeitsmappe	
F _{z_aktual}	427,9226153	=Formel!\$B\$254	Arbeitsmappe	
Faktor_alpha_DkA_1	0,00094929	=Formel!\$B\$256	Arbeitsmappe	
Faktor_alpha_DkA_2	0,00130491	=Formel!\$B\$257	Arbeitsmappe	
Faktor_alpha_DkA_3	0,003139549	=Formel!\$B\$259	Arbeitsmappe	
Faktor_alpha_DkA_4	0,008579642	=Formel!\$B\$259	Arbeitsmappe	
Faktor_alpha_DkA_5	0,00071019	=Formel!\$B\$240	Arbeitsmappe	
Faktor_alpha_DkL_1	0,99963692	=Formel!\$B\$276	Arbeitsmappe	
Faktor_alpha_DkL_2	6,794100612	=Formel!\$B\$277	Arbeitsmappe	
Faktor_alpha_DkL_3	26,11202267	=Formel!\$B\$278	Arbeitsmappe	
Faktor_alpha_DkL_4	71,38607446	=Formel!\$B\$279	Arbeitsmappe	
Faktor_c1_aktual	9,61	=Tabellenwert...	Arbeitsmappe	
Faktor_c2_aktual	18,8	=Tabellenwert...	Arbeitsmappe	

Abbildung 4.15.: Darstellung aller Variablen und deren Werte im Excel-Namensmanager

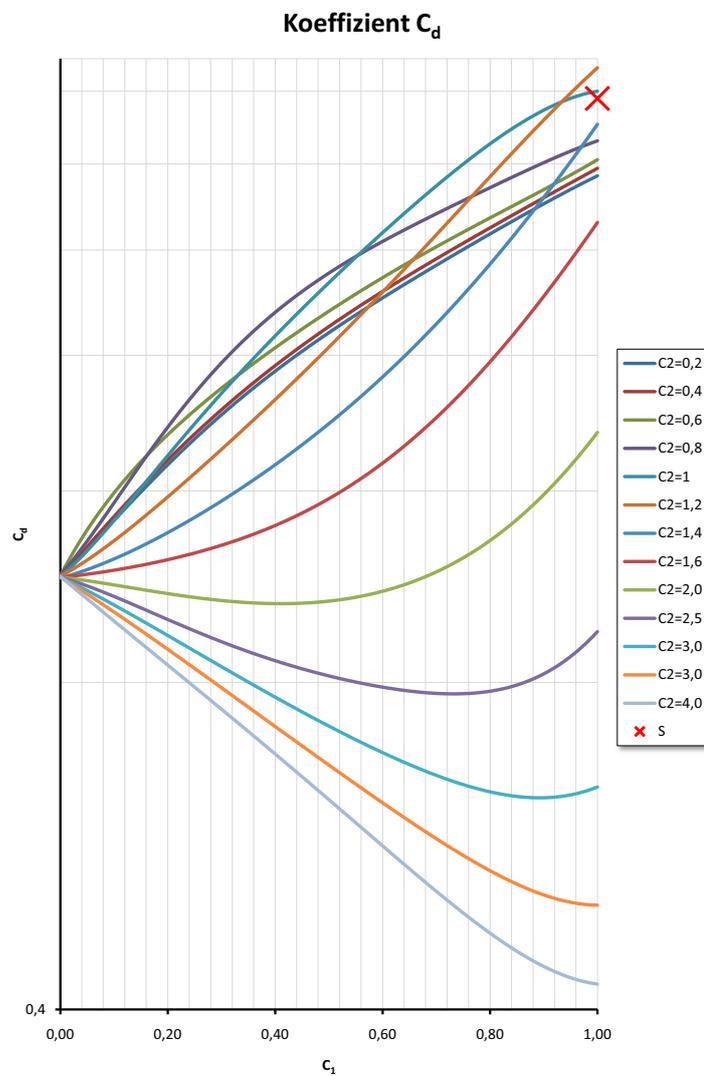


Abbildung 4.16.: Darstellung des Koeffizienten C_d und des interpolierten Wertes (X) zur optischen Kontrolle im Berechnungsblatt

und Kontrolle eines Balges zur Verfügung, da verschiedene Varianten innerhalb kürzester Zeit berechnet werden können. Dieser Geschwindigkeitsvorteil wirkt sich besonders bei der Verwendung eines externen Optimierers aus, siehe dazu auch Kapitel 5.

4.6. Vergleich der Ergebnisse

Zum Vergleich der Berechnungsmethoden wurden die Abmessungen von 10 Kompensatoren (Tab. 4.10), für die experimentell ermittelte Werte vorhanden waren, aus der einschlägigen Literatur entnommen und sowohl mit dem Excel-Berechnungsblatt als auch mittels Finite-Elemente-Methode berechnet. Im Rahmen der Arbeit war es aus Zeitgründen nicht möglich, Fluid-Struktur-Kopplung zu simulieren. Aus diesem Grund wird als durchströmendes Medium Luft verwendet, da hier beim FE-Modell das Gewicht und die Wirkung als Faktor bei der Frequenzrechnung vernachlässigt werden können. Da das Berechnungsblatt die Möglichkeit der Miteinbeziehung des durchströmenden Mediums bietet, wird hier zu Vergleichszwecken Luft mit der Dichte von $1,2 \text{ kg/m}^3$ verwendet.

Da die genauen Wanddicken nach der Umformung nicht bekannt sind und die Umformungsvorgänge aufgrund fehlender Herstellparameter nicht simuliert werden konnten, werden bei der FE-Simulation die Wanddicken aus dem Berechnungsblatt verwendet. Hier wird also ebenso wie in der Norm die Festlegung getroffen, dass der Kompensator über den gesamten Längenverlauf die gleiche mittlere Wanddicke aufweist. Weiters wird nur die erste axiale Eigenfrequenz betrachtet. Für eine korrekte Berechnung der lateralen Eigenfrequenzen wären die genauen Einspannlängen des Kompensators im Versuch nötig, welche allerdings nicht gegeben waren.

Bei der Abweichung der Federrate in Abb. 4.17 ist die geringe Abweichung der Norm von der FE-Simulation ersichtlich, wobei die Norm offensichtlich konservativer als die FE-Simulation ist. Bei den Kompensatoren 1, 2, 7, 9 und 10 stimmen die Ergebnisse gut mit dem Experiment überein, die Kompensatoren 3, 4, 5, 8 und 11 weisen allerdings sehr hohe Abweichungen bis zu 35% auf, siehe auch Tab. 4.11. Der Grund für diese Abweichungen konnte nicht gefunden werden, da er unabhängig von offensichtlichen Faktoren wie Wellenhöhe oder Anzahl der Lagen auftritt.

Die erste axiale Eigenfrequenz in Abb. 4.18 weist eine ebenso geringe Abweichung der Norm von der FE-Simulation auf. Die Norm und die FE-Simulation stimmen offensichtlich qualitativ gut überein. Der Verlauf stimmt bis auf Kompensator 8 und 11 mit dem Verlauf der Abweichung der Federrate überein. Die Abweichung der Federrate überträgt

Tabelle 4.10.: Abmessungen der Kompensatoren [23]

Nr.	D_i	w	q	e_p	R_a	R_i	N	G
1	322,5	24,5	22,4	0,49·1*	6,3	4,9	9	2,46
2	320	25,5	22,4	0,49·2	6,3	4,9	7	3,96
3	198	25,5	33	1,0·1	8,25	8,25	9	3,78
4	198	24,5	33	0,5·2	8,25	8,25	9	3,66
5	198	24,7	33	0,5·2	8,25	8,25	9	3,69
7	192	26	22	0,5·1	6,25	4,75	9	1,56
8	192	26	22	0,5·1	6,25	4,75	10	1,72
9	164	22,5	20	0,5·1	5,5	4,5	9	1,17
10	164	22,5	20	0,5·1	5,5	4,5	12	1,54
11	219	40	40	0,5·2	10	10	5	3,24

* 0,49·1 entspricht einer Materiallage mit der Nennwanddicke 0,49mm

Abmessungen in [mm], Gewichte G in [kg]

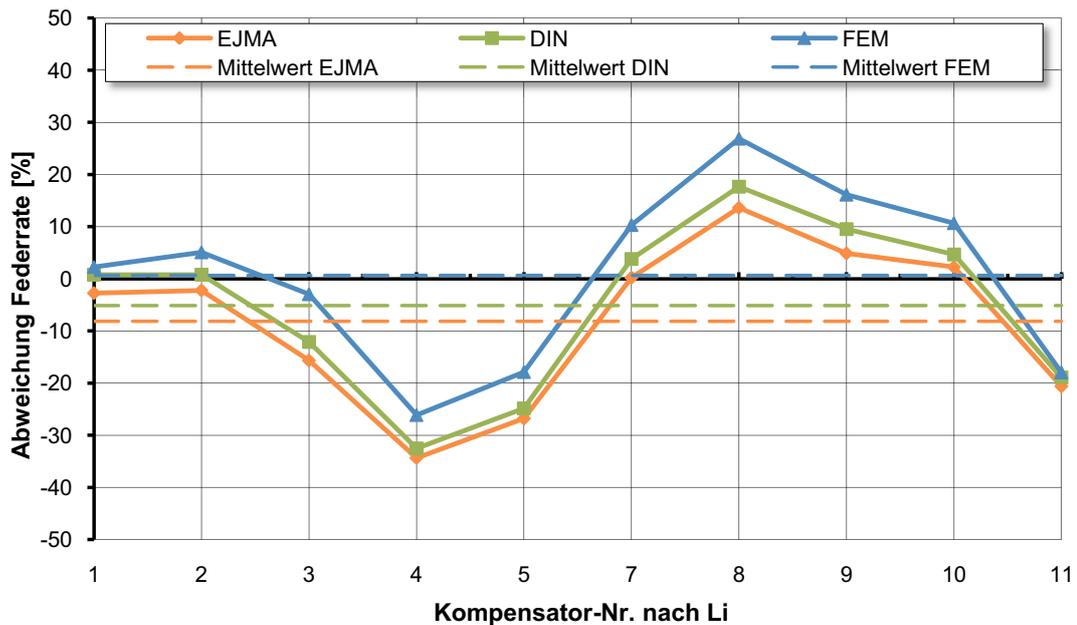


Abbildung 4.17.: Abweichungen der Federrate aus Normberechnung und FE-Simulation vom Experiment

sich offenbar proportional auf die Abweichung der Eigenfrequenzen. Dies ist insofern problematisch, da die Berechnung der Federrate den größten Unsicherheitsfaktor bei der Auslegung darstellt. Durch Verwendung einer gemessenen Federrate sollte es also möglich sein, die Genauigkeit der Frequenzrechnung erheblich zu verbessern.

Die Ergebnisse sind in tabellarischer Form in in Anhang B, Tab. B.2 zusammengefasst.

Tabelle 4.11.: Abweichung der Federraten vom Experiment

Nr.	EJMA	DIN	FEM
1	-2,73	0,77	2,26
2	-2,21	0,78	5,06
3	-15,66	-12,09	-2,97
4	-34,36	-32,51	-26,14
5	-26,80	-24,84	-17,89
7	0,22	3,77	10,29
8	13,63	17,68	26,85
9	4,88	9,53	16,12
10	2,25	4,66	10,66
11	-20,61	-18,93	-17,97

Abweichungen in [%]

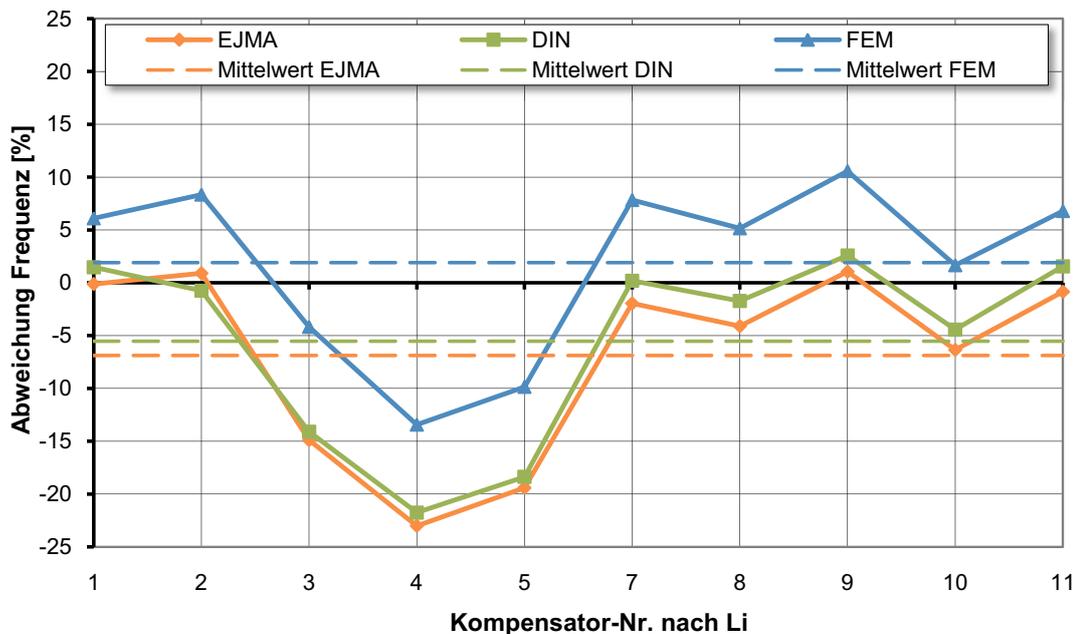


Abbildung 4.18.: Abweichungen der 1. axialen Eigenfrequenz von Normberechnung (EJMA und DIN) und FE-Simulation vom Experiment

4.6.1. Kalibrierung

Das Berechnungsblatt bietet die Möglichkeit, anstelle der berechneten Federrate einen experimentell ermittelten Wert zur Frequenzrechnung zu verwenden. Bei der FE-Simulation ist die Kalibrierung nicht ohne weiteres durchzuführen. Ein möglicher Weg ist hier die künstliche Versteifung bzw. Erweichung des Kompensators durch Veränderung des E-Moduls. Hierzu wird der E-Modul des verwendeten Werkstoffes um die Abweichung der simulierten Federrate vom Experiment verändert. Die Ergebnisse sind in Tab. 4.14 er-

Tabelle 4.12.: Abweichung der ersten axialen Eigenfrequenz vom Experiment

Nr.	EJMA	DIN	FEM
1	-0,12	1,47	6,10
2	0,90	-0,75	8,34
3	-14,89	-14,09	-4,18
4	-23,01	-21,76	-13,43
5	-19,41	-18,37	-9,85
7	-1,95	0,20	7,83
8	-4,11	-1,72	5,15
9	1,05	2,59	10,57
10	-6,35	-4,44	1,66
11	-0,85	1,55	6,79

Abweichungen in [%]

sichtlich. Nach erfolgter Kalibrierung über den E-Modul muss allerdings beachtet werden, dass sich die auftretenden Spannungen ebenso verändern und daher nicht mehr verwendbar sind. Diese Art der Kalibrierung ist also nur für die Frequenzrechnung akzeptabel.

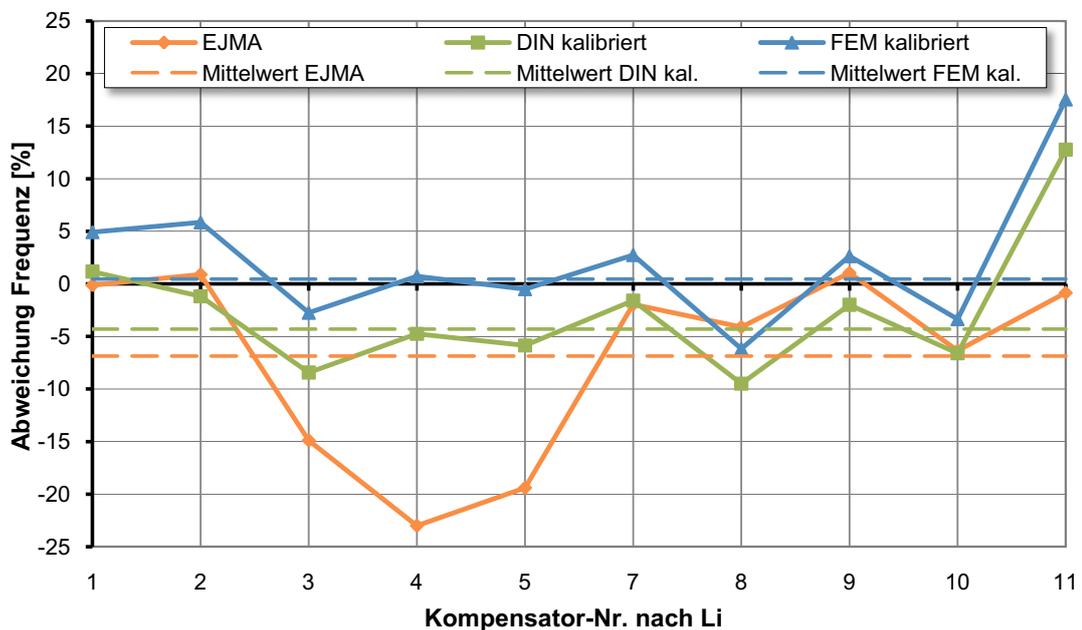


Abbildung 4.19.: Abweichungen der 1. axialen Eigenfrequenz aus Normberechnung (EJMA), kalibrierter Normberechnung (DIN) und kalibrierter FE-Simulation vom Experiment

Die Verbesserungen im Vergleich zur Normberechnung ohne Kalibrierung sind in Abb. 4.19 ersichtlich. Während die EJMA wiederum bis zu 25% vom Experiment abweicht, kann die Abweichung sowohl des Berechnungsblattes als auch der FE-Simulation durch

eine Kalibrierung auf unter 10 % gebracht werden, siehe auch Tab. 4.13. Hier sind wieder die Ergebnisse der Kompensatoren 8 und 11 auffällig. Da der Versuchsaufbau unbekannt ist, können über den Grund dieser offensichtlichen Abweichungen keine Aussagen getroffen werden. Möglicherweise ist er in einer fehlerhaften Angabe von Abmessungen bzw. Messwerten zu suchen.

Tabelle 4.13.: Abweichung der ersten axialen Eigenfrequenz aus Normberechnung (EJMA), kalibrierter Normberechnung (DIN) und kalibrierter FE-Simulation vom Experiment

Nr.	EJMA	DIN kal.	FEM kal.
1	-0,12	1,17	4,93
2	0,90	-1,18	5,85
3	-14,89	-8,43	-2,75
4	-23,01	-4,76	0,73
5	-19,41	-5,85	-0,50
7	-1,95	-1,59	2,74
8	-4,11	-9,50	-6,17
9	1,05	-1,99	2,64
10	-6,35	-6,60	-3,35
11	-0,85	12,78	17,55

Abweichungen in [%]

Tabelle 4.14.: Kalibrierte E-Moduli

Nr.	E-Modul	
	Alt	Neu
1	196000	191674
2	196000	186566
3	196000	201996
4	196000	265370
5	196000	238709
7	196000	177707
8	196000	154508
9	196000	168794
10	196000	177122
11	196000	238925

E-Modul in [N/mm²]

4.6.2. Abschätzung der Schwingungsamplitude

In den späten 70er- und frühen 80er-Jahren wurden im Auftrag der NASA Studien über das Schwingungsverhalten von Kompensatoren durchgeführt [20] [14] [7]. Während die Spannungen und Eigenfrequenzen mittlerweile gut berechnet werden können, stellt die Ermittlung der Schwingungsamplitude bei einer gewissen Frequenz ein großes Problem dar. Ist diese Amplitude bekannt, kann auf einfachem Wege direkt auf die Lebensdauer geschlossen werden, da diese Amplitude als axiale oder laterale Verschiebung in die Berechnung einfließen kann.

In einer NASA-Studie [20] wird die resultierende Lebensdauer mittels Spannungsintensitätsfaktoren berechnet. Mithilfe dieser Faktoren wird auch versucht, den Einfluss von Schwingungen des Balges einfließen zu lassen. Allerdings basieren die zur Berechnung benötigten Faktoren auf Versuchen und es ist nicht offensichtlich, ob diese Werte auch für andere Werkstoffe als die angegebenen verwendet werden können. Auch bietet diese Methode keine Möglichkeit, einen konkreten Wert der Schwingungsamplitude zum Einsetzen in das Berechnungsblatt zu bestimmen.

In einer weiteren NASA-Studie [7] wird ein Verfahren zur Ermittlung der Lebensdauer eines Balges aufgrund strömungsinduzierter Schwingungen vorgestellt. Diese vielversprechende Methode wird allerdings derart eingeschränkt, dass die Anwendung nur für Bälge mit maximal 5 Wellen empfohlen wird. Weiters ist der Effekt der Reibung zwischen mehreren Lagen nicht ausreichend berücksichtigt. Die Berechnung der aus diesem Ansatz gewonnenen Differentialgleichungen ist analytisch nicht möglich, allerdings wird ein Fortran-Programm zur numerischen Näherung beschrieben.

Beide Ansätze sind auf ihren betrachteten Anwendungsfall beschränkt, eine allgemeine Formulierung zur Ermittlung der Amplitude konnte nicht gefunden werden.

Der Schlüssel zur groben Abschätzung der Amplitude steckt in der Ermittlung der Dämpfung des Gesamtsystems. Ein einfaches Gedankenexperiment soll die Ermittlung der Dämpfung illustrieren und die Schwächen dieser Methodik aufzeigen.

Wird der Balg auf ein einfaches Feder-Masse-Dämpfer-System (Abb. 4.20) mit einer Eigenfrequenz reduziert, kann der folgende Ansatz verwendet werden:

Zunächst wird mittels eines Versuches das Schwingungsverhalten eines Balges bestimmt. Dieser Versuch kann mittels eines sogenannten Shaker-Tests (Abb. 4.21b) oder eines Impact-Tests (Abb. 4.21a) durchgeführt werden. Hier ist wiederum auf die richtige Einspannung des Balges zu achten.

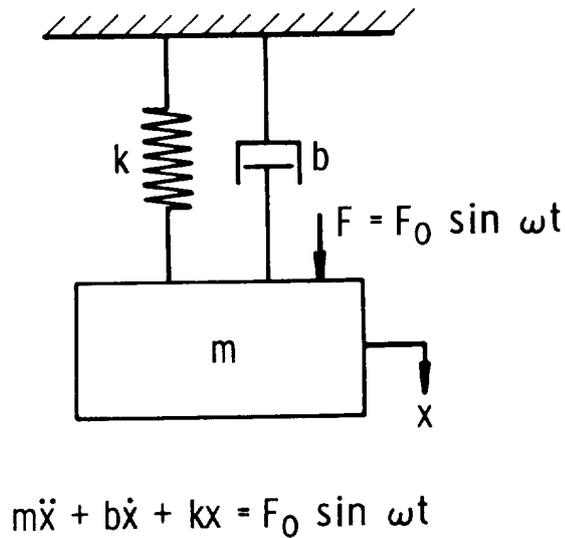
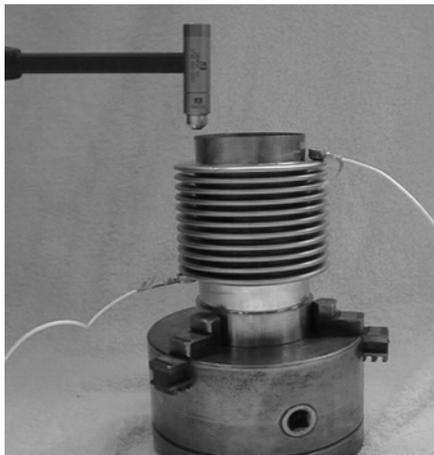


Abbildung 4.20.: Feder-Masse-Dämpfer-System zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens eines Massepunktes



(a) Impact-Test



(b) Shaker-Test

Abbildung 4.21.: Testverfahren zur Ermittlung des Schwingungsverhaltens von Bälgen [24]

Aus den Versuchswerten kann die Dämpfung ermittelt werden. Zwei mögliche Methoden seien an dieser Stelle erwähnt:

- Ermittlung der Dämpfung aus der Abklingkurve

Basierend auf der Abklingzeit (Abb. 4.22a) kann mithilfe des logarithmischen Dekrements Λ nach Glg. (4.19) die Dämpfung D nach Glg. (4.20) ermittelt werden.

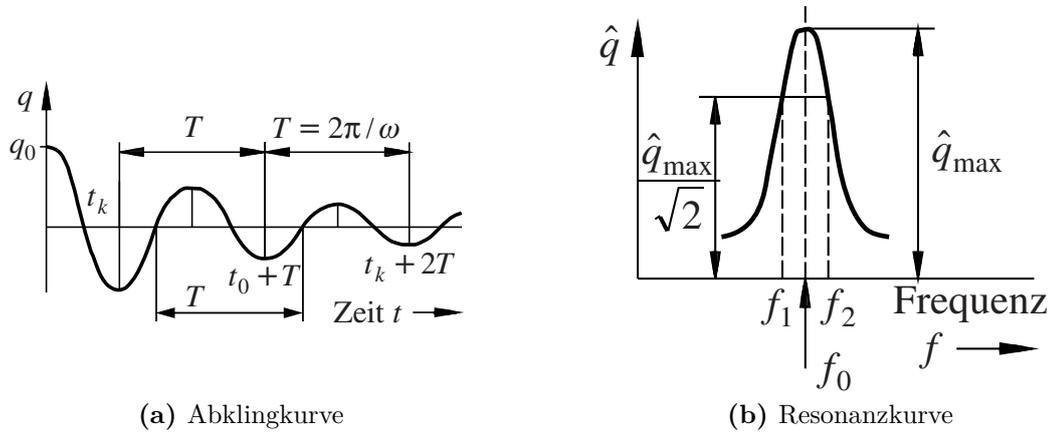


Abbildung 4.22.: Möglichkeiten zur Ermittlung der Dämpfung [9]

$$\Lambda = \frac{1}{n} \cdot \ln \left(\frac{q_k}{q_{k+1}} \right) \quad (4.19)$$

$$D = \frac{\Lambda}{2 \cdot \pi} \quad (4.20)$$

- Ermittlung der Dämpfung aus der Resonanzkurve

Basierend auf der Amplitude, die bei einer Erregung mit einer Eigenfrequenz auftritt (Abb. 4.22b), kann die Dämpfung D nach Glg. (4.21) ermittelt werden.

$$D = \frac{f_2 - f_1}{2 \cdot f_0} \quad (4.21)$$

Basierend auf den ermittelten Werten kann nun die Vergrößerungsfunktion V nach Glg. (4.22) ermittelt werden.

$$V(D, \eta) = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4 \cdot D^2 \eta^2}} \quad (4.22)$$

Darin bezeichnet das Abstimmungsverhältnis $\eta = \frac{f}{f_0}$ das Verhältnis der betrachteten Frequenz f zur Resonanzfrequenz des ungedämpften Systems f_0 . Abb. 4.23 zeigt typische Vergrößerungsfunktionen basierend auf unterschiedlichen Dämpfungskennwerten. Allgemein ist die Amplitude umso geringer, je höher die Dämpfung eines Systems ist.

Mittels Glg. (4.23) kann die Amplitude eines Systems mit der Dämpfung D in Form der Vergrößerungsfunktion V , dass mit einer Erregerkraft F erregt wird, ermittelt werden.

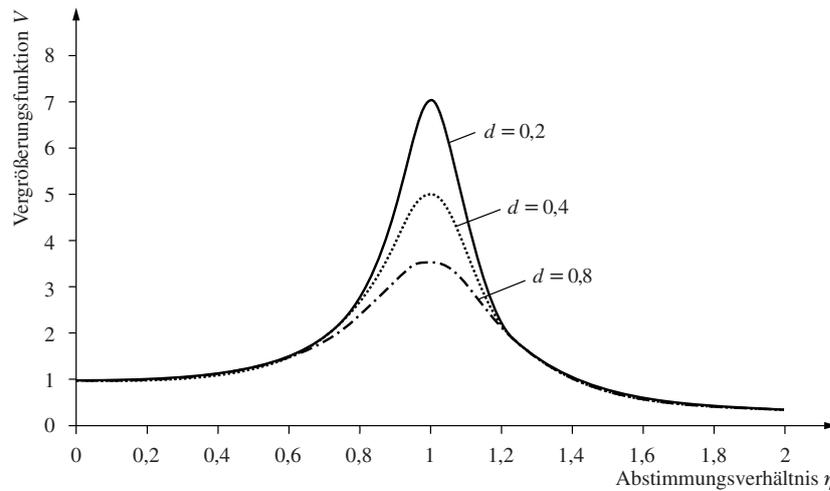


Abbildung 4.23.: Vergrößerungsfunktion und Auswirkungen verschiedener Dämpfungskennwerte auf die Amplitude [9]

$$\hat{q} = V \cdot \frac{F}{K} \quad (4.23)$$

Die Ermittlung dieser Erregerkraft ist analytisch äußerst schwierig. Nach [13] kann diese Kraft nach Glg. (4.24) abgeschätzt werden. Hierzu werden die projizierte Fläche A_p nach Glg. (4.25) und der Berechnungsfaktor C_f nach Abb. 4.24 benötigt. Allerdings stellt dieser Berechnungsfaktor eine große Unsicherheit dar, da er experimentell ermittelt wurde und demnach nicht für alle Balgabmessungen Gültigkeit besitzt.

$$F = C_f \cdot A_p \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho_f \cdot v^2 \right) \quad (4.24)$$

$$A_p \approx \pi \cdot D_m \cdot h \quad (4.25)$$

Der Ablauf der Abschätzung der Amplitude und die darauf basierende Abschätzung der Lebensdauer des schwingenden Balges wird in Abb. 4.25 zusammengefasst.

Folgende Fragen bzw. Probleme werden bei der Betrachtung dieses einfachen Ansatzes allerdings aufgeworfen:

- Der Balg kann nicht als Einmassenschwinger betrachtet werden.
- Es existieren mehrere Eigenfrequenzen. Ist für jede dieser Eigenfrequenzen die Dämpfung konstant?

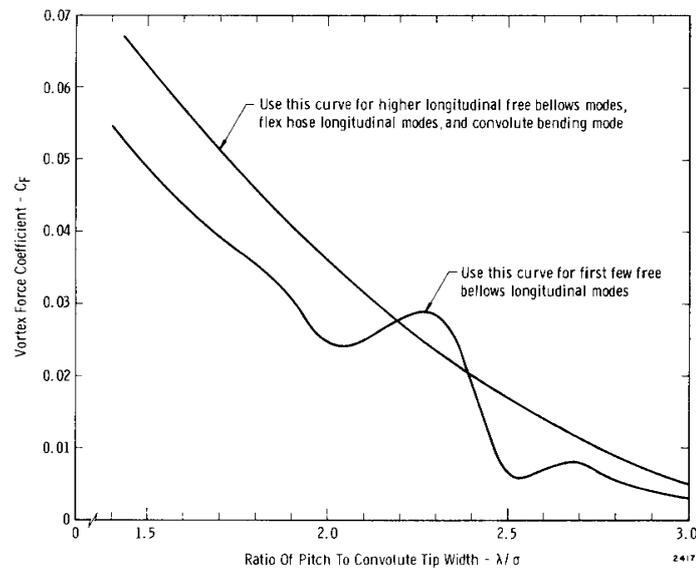


Abbildung 4.24.: Berechnungsfaktor C_f zur Abschätzung der Erregerkraft [13]

- Aufgrund des Ansatzes nach Jakubauskas ändert sich mit steigender Frequenz auch das resultierende Gewicht aufgrund der fluid-addierten Masse. Wie kann dieses frequenzabhängige Gewicht in die Abschätzung eingebaut werden?
- Dieser Ansatz liefert bei jeder Eigenfrequenz die gleiche Amplitude. Versuche zeigen aber eine stark abnehmende Amplitude mit steigender Modennummer.
- Kommt diese abgeschätzte Amplitude überhaupt zustande? Wie wird der Einfluss angrenzender Bauteile eingebracht?
- Wie wird der Einfluss der Reibung bei mehrlagigen Kompensatoren eingebracht?
- Die Erfahrung hat gezeigt, dass bei gleicher Verschiebungsamplitude mit steigender Beanspruchungsfrequenz die Lebensdauer sinkt. Ist es dann überhaupt sinnvoll, die Amplitude zu kennen, wenn der Einfluss der Beanspruchungsfrequenz nicht einfließt?

Dieses einfache Gedankenexperiment zeigt eindrucksvoll, dass weitergehende Nachforschungen in Bezug auf die Abschätzung der Amplitude eines schwingenden Balges angestellt werden müssen. Aufgrund der Komplexität und der vielen Einflussfaktoren erscheint es aber fraglich, ob dieses Problem analytisch lösbar ist. Vielmehr wird hier nur das Zusammenspiel von Versuch, analytischer Lösung und CFD- bzw. FE-Simulationen ein brauchbares Ergebnis liefern können.

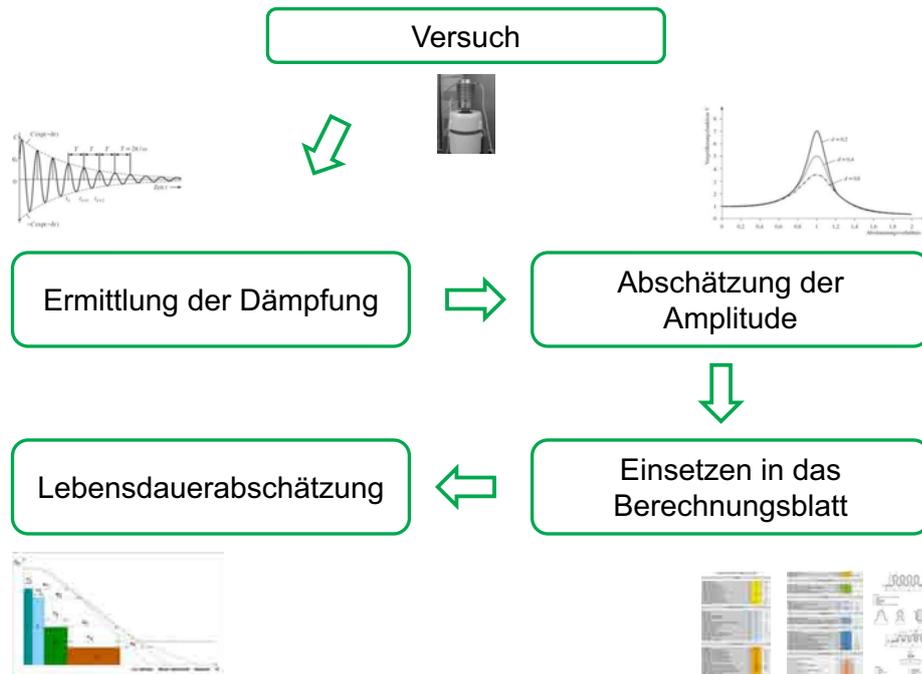


Abbildung 4.25.: Schematischer Ablauf zur Ermittlung der Lebensdauer basierend auf der Amplitude des schwingenden Balges

4.6.3. Einflüsse auf die Federrate

Im Zuge der Berechnungen stellte sich die Frage, welche der verschiedenen Faktoren in welchem Ausmaß das Ergebnis der Federrate beeinflussen und inwieweit sich diese Faktoren gegenseitig beeinflussen. Die Ergebnisse einer Parameterstudie mit je einem veränderlichen Parameter sind in Abb. 4.26 ersichtlich.

Die beiden größten Einflussfaktoren, die Wellenhöhe und die Wanddicke, sind exemplarisch in Tab. 4.15 dargestellt. Bereits hier ist die starke Nichtlinearität der Abweichungen zu erkennen. So bedeutet eine Abweichung der Wellenhöhe um +50% eine Erniedrigung der Federrate um 67%, eine Erniedrigung der Wellenhöhe um 50% allerdings eine Erhöhung der Federrate um 516%. Es muss jedoch beachtet werden, dass in diesem Falle (einparametrische Studie) die gegenseitige Beeinflussung der Parameter nicht berücksichtigt wird. Auch wurde bei diesen Studien die Anzahl der Materiallagen nicht berücksichtigt.

Um dieses nichtlineare Verhalten und die gegenseitige Beeinflussung zu erläutern, wird mit den beiden Haupteinflussfaktoren Wellenhöhe und Nennwanddicke eine weitere, zweiparametrische Studie durchgeführt. Die Ergebnisse der zweiparametrischen Studie in Abb. 4.27 zeigen deutlich, wie stark sich die gegenseitige Beeinflussung einzelner Parameter auf das Gesamtergebnis auswirken kann.

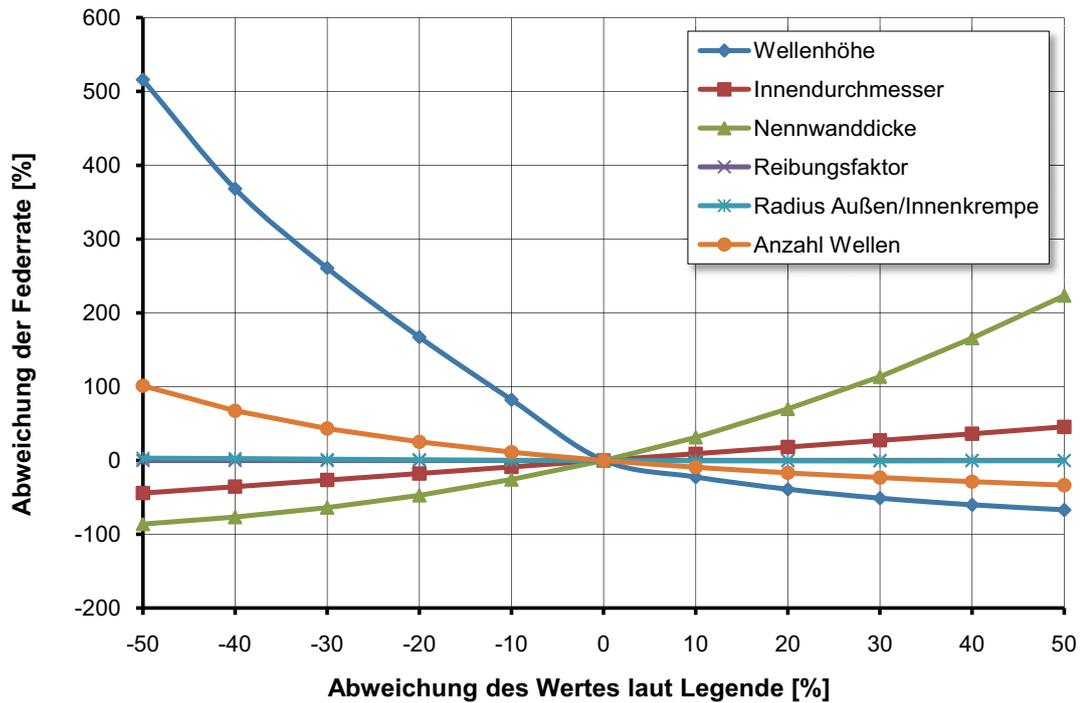


Abbildung 4.26.: Parameterstudie der Einflüsse auf die Federrate

Tabelle 4.15.: Einfluss einzelner Parameter auf die Federrate

Parameter	Abweichung Parameter [%]	Abweichung Federrate [%]
Wellenhöhe	-50	+516
	+50	-67
Nennwanddicke	-50	-86
	+50	+223

Tabelle 4.16.: Einfluss von Wellenhöhe und Nennwanddicke auf die Federrate

Parameter	Abweichung Parameter [%]	Abweichung Federrate [%]
Wellenhöhe	-50	+1860
Nennwanddicke	+50	-95
Wellenhöhe	+50	-95
Nennwanddicke	-50	+1860

In Tab. 4.16 ist ersichtlich, dass eine Erhöhung der Wellenhöhe um 50% bei gleichzeitiger Erniedrigung der Nennwanddicke um 50% zu einer Erniedrigung der Federrate um 95% führt. Der nichtlineare Zusammenhang der Parameter macht sich bei Erniedrigung der Wellenhöhe um 50% und Erhöhung der Nennwanddicke um 50% bemerkbar. Hier beträgt die Abweichung der Federrate knapp 1900%.

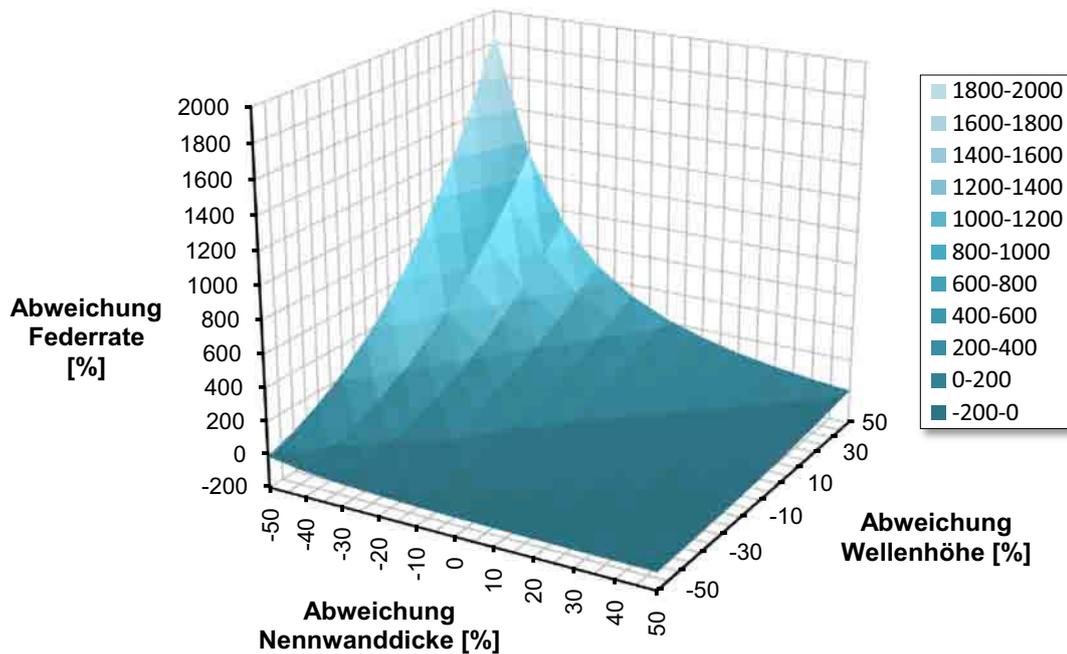


Abbildung 4.27.: Parameterstudie des Einflusses von Wellenhöhe und Nennwanddicke auf die Federrate

Es darf davon ausgegangen werden, dass die Miteinbeziehung weiterer Parameter das Ergebnis noch stärker abweichen lässt. Leider ist es mit konventionellen Softwarepaketen nicht bzw. nur unter hohem Aufwand möglich, Parameterstudien mit einer höheren Anzahl von Einflussparametern durchzuführen. Um trotzdem solche Studien durchführen zu können, wird in einem nächsten Schritt das Berechnungsblatt mit einer externen Optimierungssoftware verknüpft, um sowohl Mehr-Parameter-Studien als auch Optimierungen auf Zielwerte durchführen zu können, siehe hierzu Kapitel 5.

5. Optimierung von Kompensatoren

Zu Beginn einer Auslegung steht der Konstrukteur vor der Aufgabe, aus Randbedingungen wie Belastungen, vorgeschriebenen Durchmessern oder maximalen Gewichten die entsprechenden Abmessungen eines Balges zu finden. In den meisten Fällen wird hierzu ein Balghersteller zu Rate gezogen, da mithilfe von Erfahrungswerten bereits erste Abmessungen bestimmt werden können. Aus Kostengründen wird zumeist auf Katalog- bzw. Lagerware zurückgegriffen. Danach werden diese angenommenen Werte mittels einer Berechnungsvorschrift evaluiert. Es wird also ein Balg entworfen, der mit ausreichender Sicherheit die auftretenden Belastungen erträgt.

Es kann allerdings keine Aussage gemacht werden, ob eine Balgausführung existiert, welche die gleichen Belastungen bei wesentlich kleineren Abmessungen oder Gewichten ertragen würde. Es ist zwar möglich, einzelne Parameter zu ändern und die Änderungen zu verfolgen, bei der großen Anzahl der veränderlichen Parameter eines Balges und der gegenseitigen Beeinflussung derselben ist es aber sinnvoll, auf vorhandene Berechnungs- und Optimierungsprogramme zurückzugreifen. Dies gilt besonders bei Spezial- bzw. Sonderanfertigungen, wo Bälge nach den Vorgaben des Kunden hergestellt werden.

5.1. Optimierungssoftware DAKOTA

Es existiert eine große Anzahl von kommerziellen Optimierungsprogrammen, allerdings sind diese zumeist auf Berechnungsprogramme oder Anwendungsfälle zugeschnitten. Mit dem Programmpaket DAKOTA¹ steht eine frei verfügbare flexible Optimierungssoftware zur Verfügung. Aufgrund des Umfangs dieses Programmpakets sei an dieser Stelle auf das DAKOTA User's Manual [27] verwiesen, das umfassend mit Beispielen die Möglichkeiten dieser Software erläutert. In dieser Arbeit wird der interne Aufbau von DAKOTA nur gestreift und nur die für die Durchführung der Optimierung notwendigen Angaben erläutert.

¹Design Analysis Kit for Optimization and Terascale Applications

Das DAKOTA-Programmpaket bietet eine flexible und erweiterbare Schnittstelle zwischen Berechnungsprogrammen und iterativen Analysemethoden. DAKOTA enthält folgende Algorithmen:

- Optimierung mittels gradienten- und nicht-gradientenbasierter Methoden
- Quantifizierung von Unsicherheiten mittels Stichproben, Zuverlässigkeitsanalysen, o.ä. Methoden
- Parameterabschätzungen mit nichtlinearen Verfahren der kleinsten Fehlerquadrate, Empfindlichkeits- bzw. Varianz-Analysen mit DOE² oder Parameterstudien

Diese Funktionen können eigenständig oder als Komponenten innerhalb fortgeschrittener Strategien wie z.B. Hybrid-Optimierungen genutzt werden. Das Programmpaket ist unter der GNU-GPL³ frei verfügb- und nutzbar.

5.2. Auswahl einer Optimierungsstrategie

Basierend auf den Wertebereichen der Abmessungen soll eine Optimierung eines Balges erfolgen. Es ist von großem Interesse, in welchen Regionen sich die Verbesserungen basierend auf den Wertebereichen bewegen. Dies kann kaum mittels einer Parameterstudie ermittelt werden, da die große Anzahl der Parameter eine solche Studie sehr zeitaufwändig werden lässt. Vielmehr wird hier ein Optimierer benötigt, der selbständig die Grenzen „auskundschaftet“.

Bei einer Optimierung auf mehrere Zielfunktionen tritt meist ein Zielkonflikt auf. Beispielsweise senkt ein niedriges Gewicht des Balges zumeist die Federrate und damit die erste kritische Durchströmgeschwindigkeit, bei der Vibrationen auftreten. Es wird aber ein niedriges Gewicht bei gleichzeitig hoher Federrate und Durchströmgeschwindigkeit angestrebt.

Ein globales Optimum wird also an einer anderen Stelle zu finden sein als an den Optima der einzelnen Zielfunktionen. Auch wird nicht ein einzelnes Optimum auftreten, sondern viele lokale Optima. Erst durch Einführung von Gewichtungen wird sich eine optimale Lösung ergeben. Hier ist wieder hervorzuheben, dass eine Optimierung auf einen Zielwert an dieser Stelle nicht sinnvoll erscheint, da zunächst die sinnvollen Wertebereiche der einzelnen Parameter ausgemacht werden müssen. Erst wenn diese bekannt sind, sind

²Design of Experiments: Statistische Versuchsplanung

³GNU General Public License; unter dieser Lizenz kann Software (mit Auflagen) sowohl wissenschaftlich als auch kommerziell ohne zusätzliche Kosten genutzt werden.

Aussagen über ein globales Optimum möglich. Abb. 5.1 zeigt exemplarisch den Unterschied zwischen einem lokalen und einem globalen Optimum. Bei mehreren Parametern sind selbst bei spezialisierten Optimierern viele Versuche nötig, um die einzelnen Optima voneinander unterscheiden zu können.

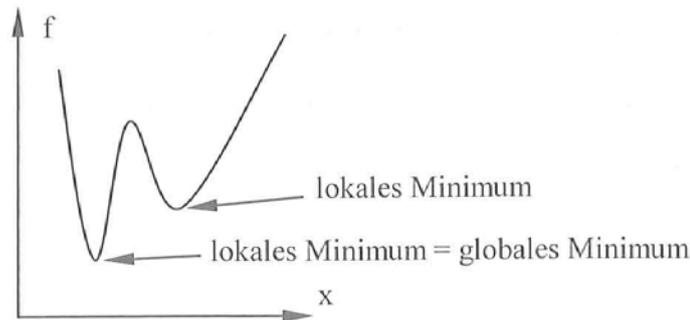


Abbildung 5.1.: Unterschied zwischen einem lokalen und einem globalen Optimum [28]

Bei solchen Optimierungsaufgaben sind sogenannte Vektoroptimierungsprobleme (auch Pareto-Optimierungen genannt) zu lösen. Werden die Werte der Zielfunktionen in Diagrammen eingetragen, können optisch diese Pareto-Fronten bestimmt werden und bereits erste Aussagen über sinnvolle Wertebereiche gemacht werden, siehe Abb. 5.2.

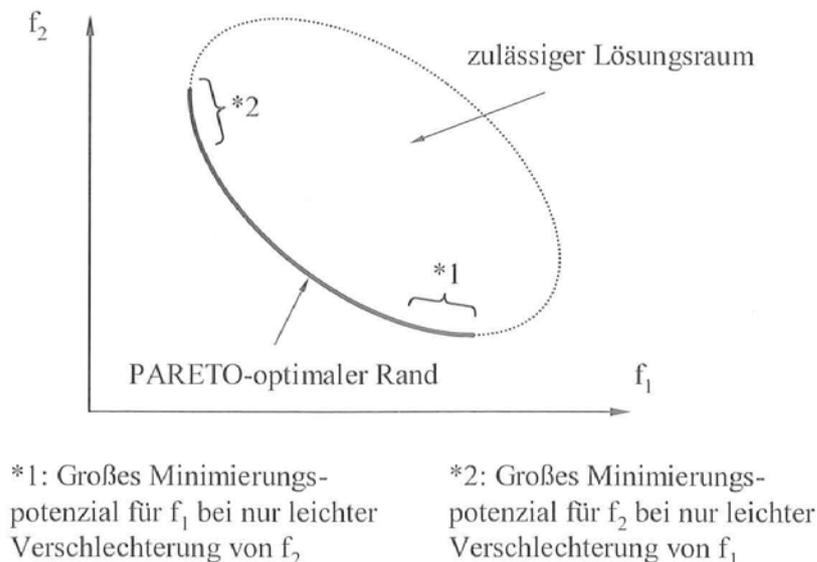


Abbildung 5.2.: Abgrenzung des Wertebereiches durch Pareto-Fronten [28]

Ein weiterer Punkt sollte bei der Auswahl eines Optimierungsalgorithmus beachtet werden. In vielen Fällen sind verschiedene Variablentypen erforderlich: während beispielsweise

die Nennwanddicke eine Fließkommazahl darstellt, ist die Anzahl der Lagen ein ganzzahliger Wert.

Basierend auf diesen Überlegungen hat sich der MOGA⁴-Solver von DAKOTA als passend erwiesen. Dieser Solver arbeitet nach dem Pareto-Prinzip, ermöglicht die Verwendung von Integerzahlen und benutzt einen genetischen Algorithmus, um die Grenzen des Wertebereiches im Gegensatz zu Parameterstudien schneller finden zu können.

Kurz gesagt versucht ein genetischer Algorithmus die Evolution abzubilden. Folgender Ablauf findet hierbei statt:

- Festlegung von Elternentwürfen
- Berechnung der Zielfunktionen für diese Entwürfe
- Generierung von Nachkommen der Elternentwürfe durch Mutation und Rekombination
- Berechnung der Zielfunktionen für diese Nachkommen
- Übernahme der besten Individuen aus Eltern- und Kindgeneration
- Überprüfung der Abbruchkriterien: sind diese nicht erfüllt, wird der Vorgang mit einer neuen Generation wiederholt
- Erhalt der optimalen Lösung

Auf die genaue mathematische Beschreibung dieses Vorganges wird an dieser Stelle verzichtet. Detaillierte Ausführungen zum Thema Optimierung sind in [28] nachzulesen. Hier finden sich detaillierte Beschreibungen zur Versuchsplanung, die in Kombination mit dem DAKOTA-Handbuch zur effizienten Planung von Versuchen bzw. Optimierungen verwendet werden können.

5.3. Schnittstelle DAKOTA – Excel

DAKOTA funktioniert nach dem Black-Box-Prinzip. Es findet also keine direkte Interaktion mit anderen Programmen statt, stattdessen werden Parameter und Ergebnisse über Textfiles ausgetauscht. Die Steuerung der DAKOTA-Solver erfolgt über Inputfiles. Dies hat einerseits den Nachteil, dass immer eine Schnittstelle zum betreffenden Berechnungsprogramm geschaffen werden muss, andererseits den großen Vorteil, dass man bei der Auswahl des Berechnungsprogrammes frei entscheiden kann. Das Programm muss

⁴Multi-Objective Genetic Algorithm

nur in der Lage sein, einfache Textfiles einzulesen, zu verarbeiten und ein Textfile mit den Ergebnissen zu erstellen. Das kann je nach Gestaltung des Programmes mit Fortran, C++, Python (Abaqus) oder in diesem Falle VBA⁵ (Excel) geschehen. DAKOTA bietet auch die Möglichkeit, die Optimierungsklassen direkt in ein Programm zu implementieren; dies bedeutet allerdings einen hohen programmiertechnischen Aufwand und ist für diesen Anwendungsfall nicht notwendig. Die Beschreibungen hierzu finden sich im DAKOTA Developer's Manual [26].

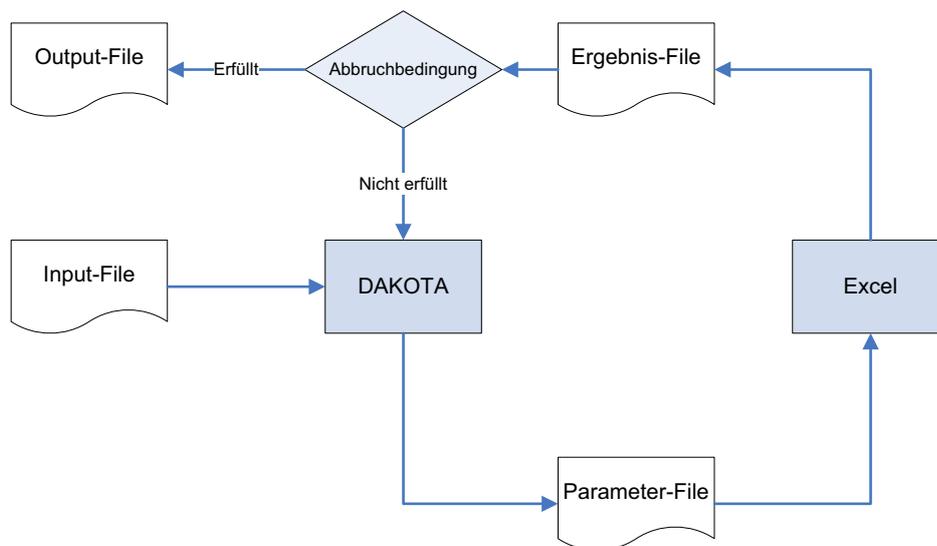


Abbildung 5.3.: Ablauf einer Optimierung

In Abb. 5.3 ist der grundlegende Ablauf einer Optimierung ersichtlich. DAKOTA wird zunächst unter Angabe eines Inputfiles gestartet. Mittels der Einstellungen, die sich im Inputfile befinden, startet DAKOTA den dort angegebenen Optimierungsalgorithmus. Danach wird ein Parameterfile mit Variablen entsprechend den Einstellungen des Inputfiles erstellt. Anschließend wird Excel mit dem Berechnungsblatt gestartet, das Parameterfile in das Berechnungsblatt eingelesen, verarbeitet und ein Ergebnisfile mit den Zielwerten erstellt. Diese Zielwerte werden von DAKOTA eingelesen und entsprechend den Abbruchbedingungen der Optimierung startet der Durchlauf erneut mit anderen Parametern oder endet mit Angabe der Optima der Zielfunktionen und den Werten der entsprechenden Parametern.

Damit die Optimierungsschleife in dieser Form funktionieren kann, sind folgende Dateien bzw. Makros notwendig:

- Inputfile zur Steuerung des DAKOTA-Solvers

⁵Visual Basic for Applications

- Batchfile, damit DAKOTA Excel starten kann
- VBA-Makro innerhalb des Excel-Berechnungsblattes, damit Variablen eingelesen, verarbeitet und ausgegeben werden können

5.3.1. Batch-Aufruf von Excel

Aufgrund des Black-Box-Prinzips ist DAKOTA von sich aus nicht in der Lage, andere Programme zu starten. Es muss im Inputfile ein Startbefehl oder eine Verknüpfung in Form eines Batchfiles zum Start eines externen Berechnungsprogrammes angegeben werden. Zum besseren Verständnis der nächsten Schritte sind an dieser Stelle zunächst die entsprechenden Verzeichnispfade aufgeführt:

- Arbeitsverzeichnis: *C:\optimierung*
- Installationsverzeichnis DAKOTA *C:\Programme\Dakota*
- Installationsverzeichnis Excel *C:\Programme\Microsoft Office\Office12*

Die Namen der Verzeichnisse sind selbsterklärend an den jeweiligen Anwendungsfall anzupassen.

Das entsprechende Batchfile mit dem Namen *excelstart.bat* zum Aufruf von Excel und Öffnen des Berechnungsblattes *Berechnungsblatt_Dakota_small.xls* enthält folgende Anweisungen:

```
1 path="C:\Programme\Microsoft\Office\Office12\"
2 excel.exe/e_/automation/C:\optimierung\Berechnungsblatt_Dakota_small.xls
```

Die Namensgebung dieses Batchfiles obliegt dem Benutzer, wichtig ist allein die Angabe des Dateinamens im DAKOTA-Inputfile.

5.3.2. DAKOTA-Inputfile

Als Inputfile sei hier jenes des ersten globalen MOGA-Durchlaufes beschrieben:

```
1 # DAKOTA INPUT FILE – Excel Balg-Optimierung
2
3 strategy ,
4     single_method
5     graphics , tabular_graphics_data
6     tabular_graphics_file = "MOGA_Beispielbalg.dat"
7
```

```

8 method ,
9     moga
10     seed = 10983
11     population_size = 100
12     max_function_evaluations = 30000
13     initialization_type unique_random
14     crossover_type shuffle_random
15     num_offspring = 2 num_parents = 2
16     crossover_rate = 2
17     mutation_type replace_uniform
18     mutation_rate = 3.0
19     fitness_type domination_count
20     replacement_type below_limit = 6
21     shrinkage_percentage = 0.9
22     niching_type distance 0.5 0.5
23     postprocessor_type
24     orthogonal_distance 0.05 0.05
25     convergence_type metric_tracker
26     percent_change = 0.5 num_generations = 10
27
28 variables ,
29     continuous_state = 9
30     initial_state 1 20 -10 0 0 0 0 0.6 800
31     lower_bounds 0 0 -10 0 0 0 0 0 800
32     upper_bounds 10 20 0 20 0 0 0 1 800
33     descriptors 'Auslegungsdruck' 'xmax' 'xmin' 'ymax' 'ymin' 'amax' 'amin' '
        Umformfaktor' 'Innendurchmesser'
34
35     continuous_design = 3
36     initial_point 95 5 45
37     lower_bounds 80 1 30
38     upper_bounds 120 6 60
39     descriptors 'Wellenhoehe' 'Nennwanddicke' 'Radius'
40
41     discrete_design = 2
42     initial_point 1 5
43     lower_bounds 1 1
44     upper_bounds 5 10
45     descriptors 'Lagenanzahl' 'Wellenanzahl'
46
47 interface ,
48     system
49     asynchronous evaluation_concurrency = 1
50     analysis_driver = '/cygdrive/C/optimierung/excelstart.bat'
51     parameters_file = 'parameter.txt'
52     results_file = 'ergebnis.txt'
53
54 responses ,
55     num_objective_functions = 3
56     multi_objective_weights = .19999 .00001 0.8
57     no_hessians
58     no_gradients

```

Die genaue Beschreibung aller Parameter würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen, es seien hier nur die wichtigsten Einstellungsblöcke erläutert:

- **strategy:** Hier werden Einstellungen zur Darstellung und Speicherung der Ergebnisse getroffen (Anzeige der Ergebnisse in Diagrammen zur laufenden Kontrolle, tabellarische Sicherung der Daten)
- **method:** Einstellungen zum Solver, hier MOGA
- **variables:** Variablen, die DAKOTA einlesen und verarbeiten soll (continuous state: Variablen, die DAKOTA ins Parameterfile schreiben aber nicht verändern soll; continuous design: Fließkomma-Variablen für die Optimierung; discrete design: ganzzahlige Variablen für die Optimierung)
- **interface:** Angabe der gleichzeitigen Aufrufe von Excel, Angabe von Batch-, Parameter- und Ergebnisfile
- **responses:** Angaben zu den Zielfunktionen und ggfs. Gewichtungen für weitere Optimierungsschritte

Bei Mehrkernsystemen ist es möglich, durch mehrmaliges manuelles Aufrufen von Dakota pro Kern eine Optimierung durchzuführen. Tests haben allerdings gezeigt, dass darunter die Stabilität leidet und die Optimierung sehr oft unplanmäßig beendet wird. Der Grund dieses Abbruchs konnte nicht gefunden werden, ein Neustart der Optimierung ist hier notwendig. Bei der Nutzung mehrerer Prozessoren wird daher empfohlen, die erweiterten Funktionen von DAKOTA zur Verteilung von Rechenaufgaben mittels MPI⁶ zu verwenden.

5.3.3. Excel-Makro

Die Funktion des Excel-Makros lässt sich folgendermaßen beschreiben:

Wurde Excel erfolgreich über das Batchfile gestartet, muss das Makro automatisch ausgeführt werden. Dies ist durch die Benennung des Makros in *Auto_open* möglich. Zunächst wird auf ein leeres Tabellenblatt (hier *Dakota_in*) das von DAKOTA erstellte Textfile eingelesen. Die entsprechenden Felder sind mit den Eingabefeldern des Angabeblattes verknüpft, sodass nach dem Einlesen sofort eine Neuberechnung des Blattes mit den neuen Parametern stattfindet. Im Tabellenblatt *Dakota_out* sind je nach Anzahl der Zielfunktionen entsprechend Felder mit Ergebnissen wie z.B. ertragbare Lastspielzahl oder Gewicht

⁶Message Passing Interface: Standard zum Nachrichtenaustausch bei parallelen Berechnungen auf verteilten Computersystemen bzw. Mehrkernsystemen

verknüpft. Dieses Tabellenblatt wird in einem Textfile gespeichert, anschließend wird Excel beendet. Hier ist zu beachten, dass Excel standardmäßig eine Warnung ausgibt, da das Blatt geändert und diese Änderungen nicht gespeichert wurden. Diese Warnung wird im Makro über die Funktion `Application.DisplayAlerts = False` deaktiviert, um ein automatisches Beenden von Excel ohne Benutzerinteraktion zu ermöglichen.

Wird die optische Ausgabe der einzelnen Werte im Inputfile deaktiviert, ist eine Batch-Abarbeitung mehrerer Jobs möglich. Da ein Durchlauf nur Sekunden dauert (in optimierten Umgebungen unter einer Sekunde), sind so mehrere Optimierungen mit tausenden Zwischenschritten binnen kürzester Zeit möglich.

Es sei an dieser Stelle aber erwähnt, dass Excel auf einen automatisierten Start eines Makros vorbereitet werden muss. Die standardmäßige Abfrage (Makrosicherheit) muss deaktiviert werden, ebenso muss für eine reibungslose Interaktion mit DAKOTA das Kommazeichen intern von „,“ auf „.“ umgestellt werden.

Das Makro, das nach dem Öffnen automatisch ein Parameterfile einliest, anschließend die Ergebnisse in einer Datei speichert und danach Excel wieder schließt, sieht wie folgt aus:

```

1 Sub Auto_open()
2
3     Application.DisplayAlerts = False
4
5     Sheets("Dakota_In").Select
6
7     With ActiveSheet.QueryTables.Add(Connection:= _
8         "TEXT;C:\optimierung\parameter.txt", Destination:=Range( _
9             "A1"))
10        .Name = "parameter"
11        .FieldNames = True
12        .RowNumbers = False
13        .FillAdjacentFormulas = False
14        .PreserveFormatting = True
15        .RefreshOnFileOpen = False
16        .RefreshStyle = xlInsertDeleteCells
17        .SavePassword = False
18        .SaveData = True
19        .AdjustColumnWidth = True
20        .RefreshPeriod = 0
21        .TextFilePromptOnRefresh = False
22        .TextFilePlatform = 850
23        .TextFileStartRow = 1
24        .TextFileParseType = xlDelimited
25        .TextFileTextQualifier = xlTextQualifierDoubleQuote
26        .TextFileConsecutiveDelimiter = True
27        .TextFileTabDelimiter = True
28        .TextFileSemicolonDelimiter = False
29        .TextFileCommaDelimiter = False
30        .TextFileSpaceDelimiter = True

```

```

31     .TextFileColumnDataTypes = Array(1, 1, 1)
32     .TextFileTrailingMinusNumbers = True
33     .Refresh BackgroundQuery:=False
34 End With
35 Sheets("Dakota_Out").Select
36 ActiveWorkbook.SaveAs Filename:= _
37     "C:\optimierung\ergebnis.txt", FileFormat:= _
38     xlText, CreateBackup:=False
39 Sheets("Dakota_In").Select
40 Range("A1:D30").Select
41 Selection.ClearContents
42 Selection.QueryTable.Delete
43 Application.Quit
44 End Sub

```

5.4. Ergebnisse der Optimierung

Vor einer Optimierung sind die Zielsetzungen genau festzulegen, da einige Forderungen nur unter Kompromissen erreichbar sind. Ist z.B. minimales Gewicht gefragt, wird voraussichtlich die Steifigkeit des Kompensators dadurch vermindert werden. Folgende Zielsetzungen werden definiert:

- Minimales Gewicht bei annehmbarer kritischer Geschwindigkeit: die berechnete kritische Durchströmgeschwindigkeit basiert wie in den Empfehlungen der Norm auf der ersten axialen Eigenfrequenz, hier allerdings unter Berücksichtigung der fluidaddierten Masse.
- Maximale kritische Durchströmgeschwindigkeit (basierend auf der ersten axialen Eigenfrequenz), Nebenbedingung: das resultierende Gewicht darf das Ausgangsgewicht (200 kg) nicht überschreiten.
- Bestmögliche Ausnutzung des Materials: es wird der Quotient von Masse zu kritischer Durchströmgeschwindigkeit (in weiterer Folge *GV* genannt) des Balges als Bewertungskriterium verwendet. Allerdings wird dieser Kennwert nicht als Zielfunktion der Optimierung vorgegeben, sondern bei der Auswertung aus den vorliegenden Daten berechnet.
- Maximale Lebensdauer nach Norm von 10^6 Lastwechseln

Zunächst ist es von Interesse, die groben Grenzen der Zielwerte aus den Wertebereichen der Eingabeparameter zu ermitteln. Aus diesen Grenzen lässt sich bereits zu Beginn herausfinden, in welchem Umfang der Balg optimiert werden kann. Können Zielsetzungen

bereits hier nicht annähernd erfüllt werden, macht eine Detailoptimierung keinen Sinn mehr.

5.4.1. Globaler Durchlauf zur Ermittlung der groben Optimierungsgrenzen

Der Versuchsplan ist im Anhang D, Abb. D.1 angeführt. In Tab. 5.1 sind die Ergebnisse des ersten globalen Durchlaufes (30000 Versuche) ersichtlich.

Tabelle 5.1.: Ergebnisse des ersten globalen Durchlaufes zur groben Ermittlung der Optimierungsgrenzen

Balg-Nr.	V_{krit}	Lebensdauer	Gewicht	GV
1	44.65	390000	198.70	4.450
2-1	33.02	1000000	154.46	4.678
2-2	37.87	1000000	198.98	5.255
2-3	22.62	1000000	109.15	4.825
3-1	31.80	385447	116.91	3.676
3-2	46.49	417403	197.86	4.256
3-3	27.30	450246	103.78	3.802

V_{krit} in [m/s], Gewicht in [kg], GV in [kg/(m/s)]

Die Abweichungen im Vergleich zu den Ausgangswerten sind in Tab. 5.2 zu sehen.

Tabelle 5.2.: Änderungen der Bälge des ersten globalen Durchlaufes im Vergleich zum Ausgangsbalg

Balg-Nr.	V_{krit}	Lebensdauer	Gewicht	GV
1	0.00	0.00	0.00	0.00
2-1	-26.05	156.41	-22.27	5.11
2-2	-15.19	156.41	0.14	18.08
2-3	-49.33	156.41	-45.07	8.41
3-1	-28.78	-1.17	-41.16	-17.39
3-2	4.11	7.03	-0.42	-4.36
3-3	-38.86	15.45	-47.77	-14.57

Änderungen in [%]

Abb. 5.4 zeigt das Ergebnis des ersten globalen Durchlaufes. Ersichtlich ist die Korrelation zwischen Gewicht und Lebensdauer des Balges. Während die obere Grenze hier nicht von Interesse ist, stellt die untere Grenze die minimalen Gewichte bei den entspre-

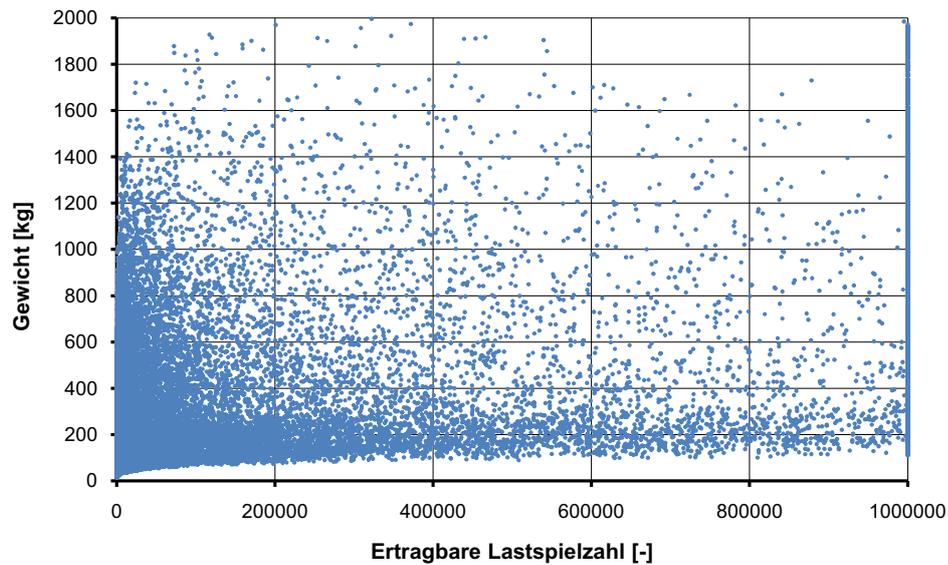


Abbildung 5.4.: Ergebnisse des ersten globalen Durchlaufes (Gewicht bezogen auf die Lebensdauer)

chenden ertragbaren Lastspielzahlen dar. Innerhalb der angegebenen Wertebereiche der Anfangsparameter wird hier keine signifikante Verringerung des Gewichts mehr erzielbar sein. Abb. 5.5 zeigt diese untere Gewichtsgrenze im Detail.

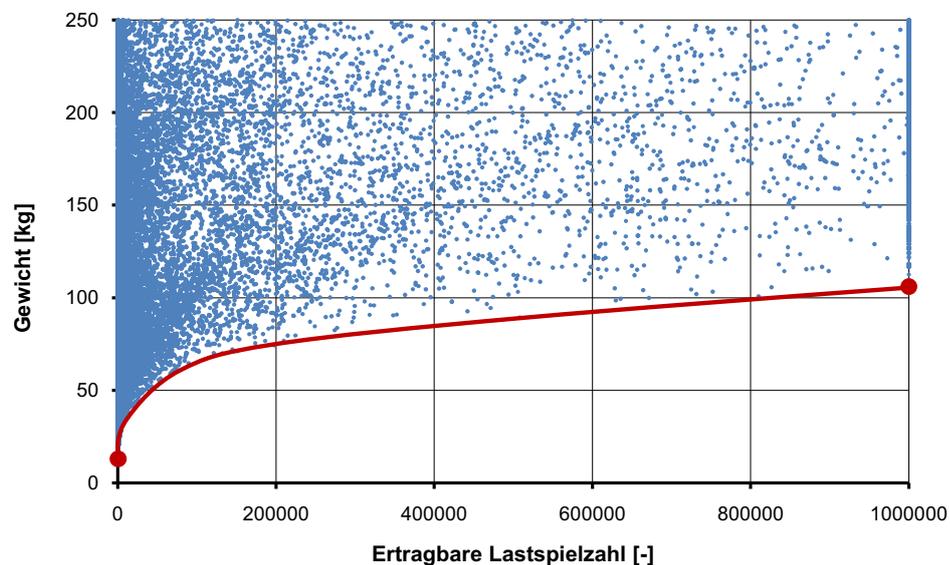


Abbildung 5.5.: Detailansicht der unteren Gewichtsgrenze des ersten globalen Durchlaufes – Pareto-Front bezogen auf Optimierung von Gewicht und Lastspielzahl

Abb. 5.6 zeigt den Zusammenhang zwischen der kritischen Durchströmgeschwindigkeit und der ertragbaren Lastspielzahl. Hier ist ebenfalls die Pareto-Front erkennbar, in der Detailansicht in Abb. 5.7 wurde sie zur Verdeutlichung hervorgehoben.

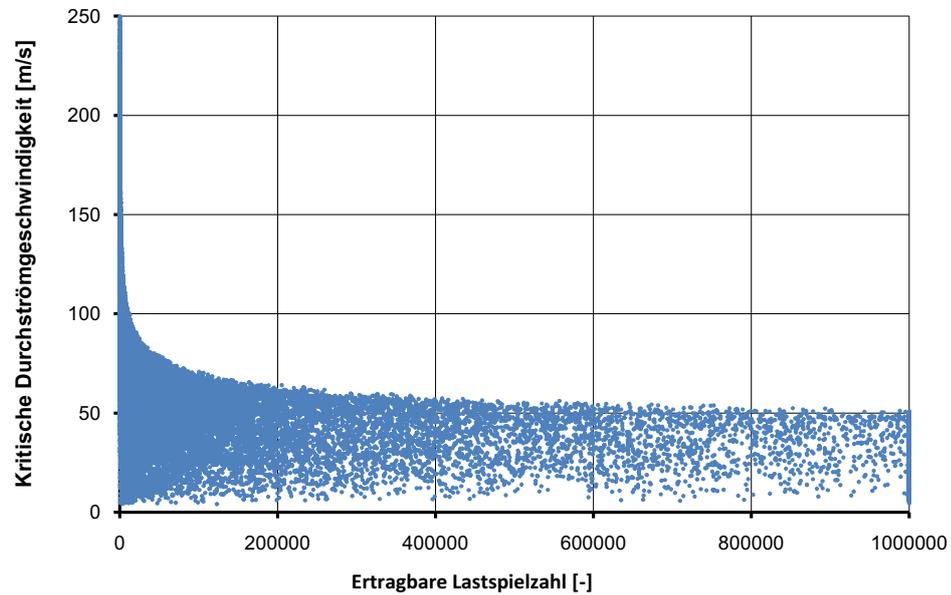


Abbildung 5.6.: Ergebnisse des ersten globalen Durchlaufes (V_{krit} bezogen auf die Lebensdauer)

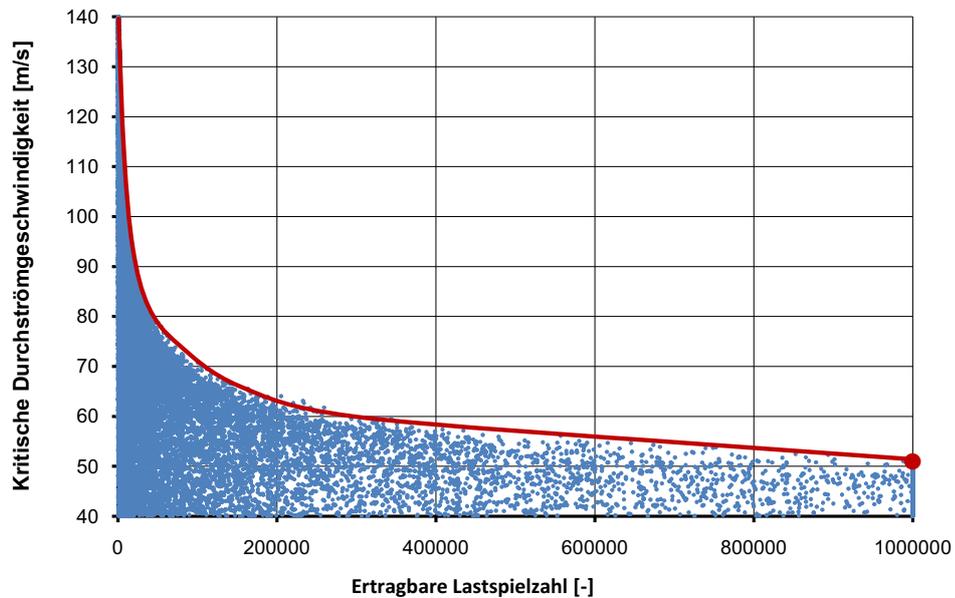


Abbildung 5.7.: Detailansicht der oberen Grenze der kritischen Durchströmgeschwindigkeit – Pareto-Front bezogen auf Optimierung von kritischer Durchströmgeschwindigkeit und Lastspielzahl

In Abb. 5.8 ist der Zusammenhang zwischen ertragbarer Lastspielzahl und Gewichts-Geschwindigkeitsverhältnis GV ersichtlich. Auch hier lässt sich die Pareto-Front bestimmen.

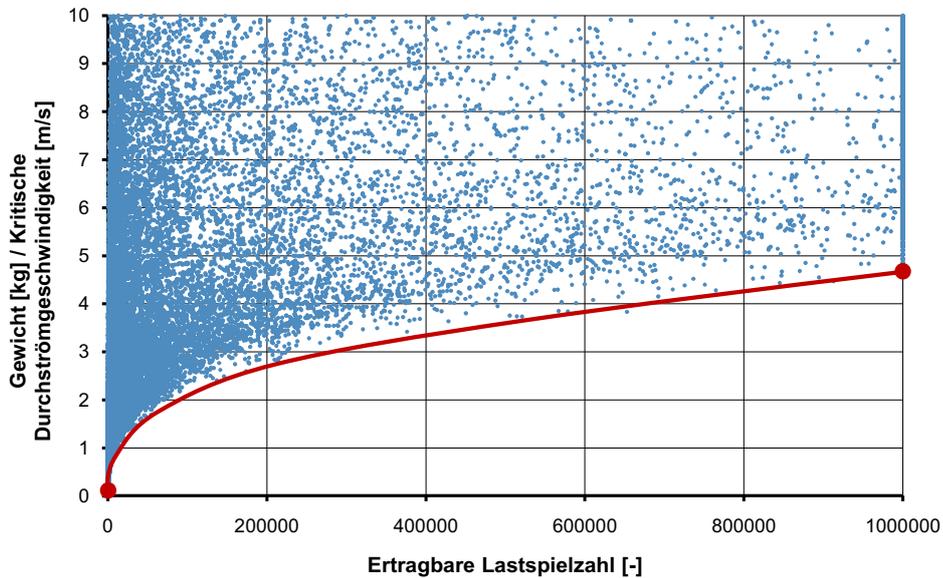


Abbildung 5.8.: Ergebnisse des ersten Durchlaufes – Pareto-Front bezogen auf Gewichts-Geschwindigkeitsverhältnis GV und Lastspielzahl

5.4.2. Lokale Optimierungen auf Zielparameter

Sind die globalen Grenzen bekannt, können im Anschluss Detailauswertungen bzw. Detailoptimierungen stattfinden. Zur Verdeutlichung werden jeweils die Bälge mit maximaler kritischer Durchströmgeschwindigkeit V_{krit} , minimalem Gewicht G und minimalem Gewichts-Geschwindigkeitsverhältnis GV bei einer ertragbaren Lastspielzahl von 10^6 untersucht.

Abb. 5.9 zeigt die globalen Grenzen zu Vergleichszwecken. Basierend auf diesem Diagramm werden die Bälge mit den besten Werten für die Detailoptimierungen gewählt. Der Wertebereich wird auf die Abmessungen $\pm 10\%$ eingeschränkt, weiters wird die Versuchsanzahl auf 5000 reduziert. Es wird wiederum der MOGA-Algorithmus verwendet.

Als Ausgangsgrenzen dienen das minimale Gewicht G mit 109,15 kg, die größte kritische Durchströmgeschwindigkeit V_{krit} mit 37,87 m/s bei einem Maximalgewicht von 200 kg und ein minimales Gewichts-Geschwindigkeitsverhältnis GV von 4,67 kg/(m/s). Die folgenden Detailoptimierungen sollen zeigen, wie weit diese Grenzen noch verschoben werden

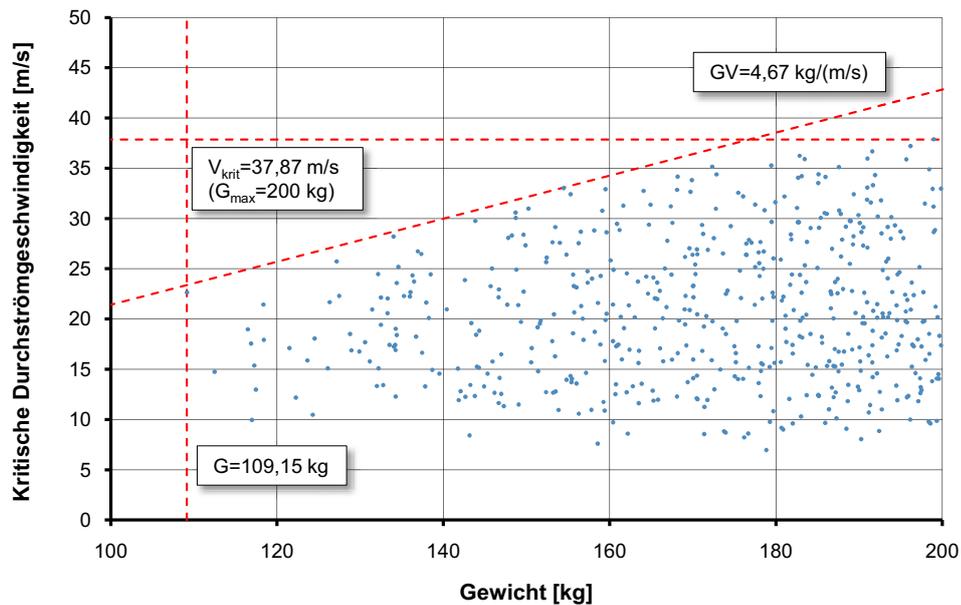


Abbildung 5.9.: Detailauswertung bei 10^6 Lastwechsel zur Bestimmung der Optimierungsgrenzen

können. Zur Veranschaulichung der Veränderungen sind in den weiteren Diagrammen die Ausgangsgrenzen als Orientierungshilfe eingezeichnet.

Die Auswertung von Balg 2-1 (Abb. 5.10) zur Minimierung von GV führt zu einer leichten Erniedrigung von GV auf $4,42 \text{ kg}/(\text{m/s})$. Eine Verbesserung von V_{krit} und G wird nicht erreicht.

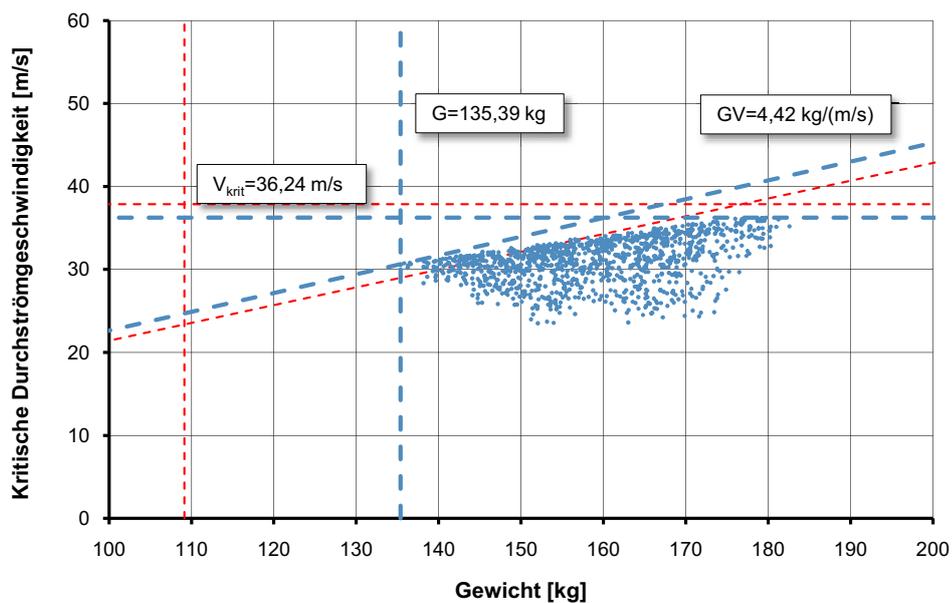


Abbildung 5.10.: Detailauswertung zur Minimierung des Gewichts-Geschwindigkeitsverhältnisses GV

Abb. 5.11 zeigt die Auswertung von Balg 2-2 zur Verbesserung von V_{krit} . Diese kann auf 38,71 m/s gesteigert werden. Eine Verbesserung der anderen Grenzen wird wiederum nicht erreicht.

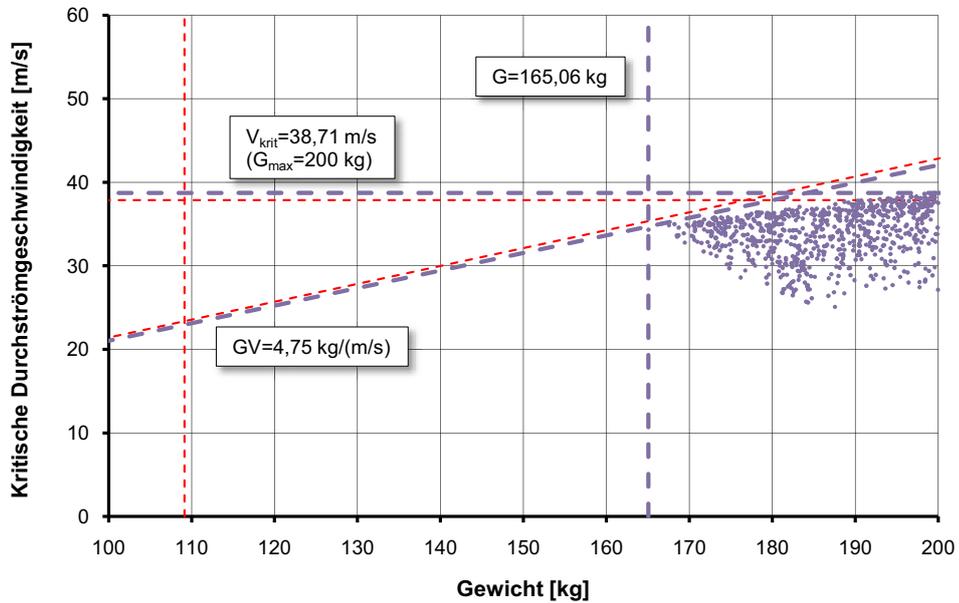


Abbildung 5.11.: Detailauswertung zur Maximierung der kritischen Durchströmgeschwindigkeit V_{krit}

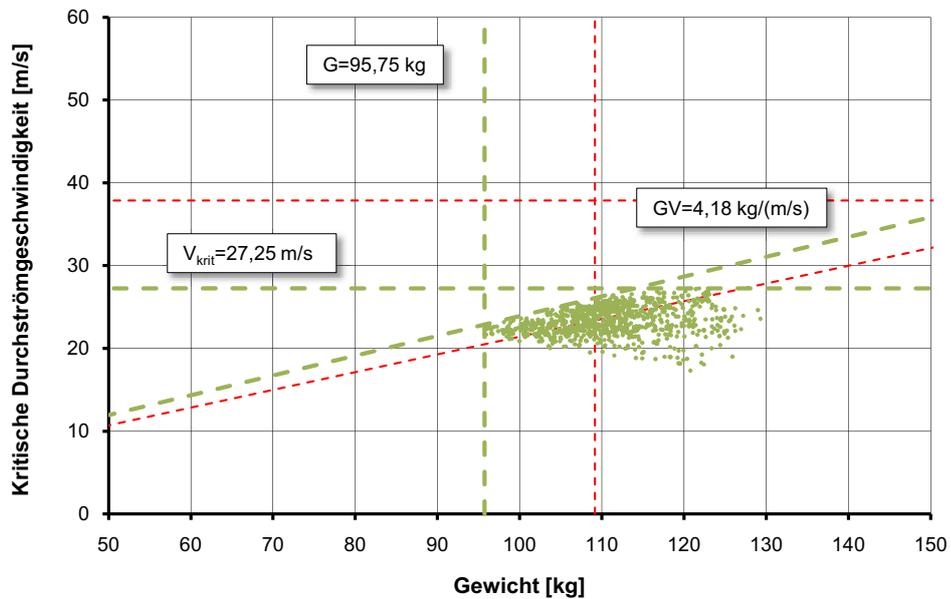


Abbildung 5.12.: Detailauswertung zur Minimierung des Gewichts G

In Abb. 5.12 ist die Auswertung von Balg 2-3 ersichtlich. Das minimale Gewicht G kann auf 95,75 kg gesenkt werden, allerdings sinkt dadurch auch V_{krit} . Im Gegensatz zu den anderen Detailoptimierungen kann hier auch eine weitere Grenze verschoben werden: GV kann auf 4,18 kg/(m/s) gesenkt werden.

Diese Detailauswertungen wurden auch mit der ursprünglich berechneten Lebensdauer von 390.000 Lastwechsel durchgeführt. Sie sollen zeigen, inwieweit bei einer gleichbleibenden Lebensdauer die übrigen Eigenschaften des Balges verbessert werden können. Sie dienen allerdings nur als weiteres Beispiel und sind aufgrund der Übersichtlichkeit in Anhang D angeführt.

5.4.3. Zusammenfassung der Ergebnisse

Basierend auf dem Beispielkompensator aus Kapitel 3 wurden Optimierungsrechnungen durchgeführt. Die Auswertung wurde auf zwei Bereiche beschränkt: Erhöhung der Lebensdauer auf 10^6 Lastwechsel bei möglichst geringer Verschlechterung der anderen Eigenschaften und gleichbleibende Lebensdauer mit 390.000 Lastwechsel bei möglichst hoher Verbesserung der anderen Eigenschaften. Die Ergebnisse sind in Form der markantesten Bälge in Tab. 5.3 bzw. Abweichungen in Tab. 5.4 angeführt. Die optimierten Balgeometrien und weitere Ergebnisse sind in ausführlicher Form in Anhang D angeführt.

Tabelle 5.3.: Zusammenfassung der Ergebnisse der markantesten Bälge nach beiden Optimierungsschritten

Balg-Nr.	V_{krit}	Lebensdauer	Gewicht	GV
1	44.65	390000	198.70	4.450
2-2-2	38.71	1000000	199.55	5.154
2-3-1	25.14	1000000	105.16	4.183
2-3-3	21.78	1000000	95.75	4.395
3-2-2	46.79	399222	198.57	4.244
3-3-1	30.42	390655	102.36	3.365
3-3-3	25.09	392594	86.00	3.427

V_{krit} in [m/s], Gewicht in [kg], GV in [kg/(m/s)]

Zusammenfassend können folgende Erkenntnisse gewonnen werden:

- Erhöhung der Lebensdauer auf 10^6 Lastwechsel:

Offensichtlich ist es nicht möglich, gleichzeitig die Lebensdauer und die kritische Durchströmgeschwindigkeit zu steigern. Die Erhöhung von V_{krit} führt zu einer zu hohen Ver-

Tabelle 5.4.: Zusammenfassung der Abweichungen der markantesten Bälge nach beiden Optimierungsschritten

Balg-Nr.	V_{krit}	Lebensdauer	Gewicht	GV
1	0.00	0.00	0.00	0.00
2-2-2	-13.29	156.41	0.43	15.83
2-3-1	-43.70	156.41	-47.08	-6.00
2-3-3	-51.21	156.41	-51.81	-1.23
3-2-2	4.79	2.36	-0.06	-4.63
3-3-1	-31.86	0.17	-48.48	-24.40
3-3-3	-43.80	0.67	-56.72	-22.99

Änderungen in [%]

steifung des Balges, dadurch sinkt wiederum die Lebensdauer. Balg 2-2-2 weist eine um 13% gesunkene V_{krit} auf, wobei das Gewicht gleichbleibend bei knapp 198 kg liegt. Das Material wird in Bezug auf GV nicht mehr optimal ausgenutzt, hier kann durch Balg 2-3-1 eine Verbesserung von 6% erzielt werden. Das Gewicht kann bei Verwendung von Balg 2-3-3 um 51% auf 96 kg erniedrigt werden, was allerdings zu Lasten der Steifigkeit und V_{krit} geht. Allerdings bietet sich bei einer solch massiven Reduktion des Gewichts die Möglichkeit, ein Leitrohr zu benutzen. Ist mit Leitrohr das Gewicht im Vergleich zur Ausgangsgeometrie immer noch geringer, erhält man einen leichteren Kompensator, der eine höhere Lebensdauer und eine bessere Materialausnutzung bei gleichzeitiger Unempfindlichkeit gegenüber strömungsinduzierten Schwingungen aufweist.

- Dimensionierung auf eine Lebensdauer von 390.000 Lastwechsel:

Es ist nicht immer zielführend, ein Bauteil auf maximale Lebensdauer auszulegen, da dadurch sein Gewicht unnötig erhöht wird. Vielmehr werden Bauteile oft auf eine bestimmte Lebensdauer ausgelegt, in diesem Falle 390.000 Lastwechsel. Im Gegensatz zur Optimierung für 10^6 Lastwechsel ist in diesem Fall mit Balg 3-2-2 eine Erhöhung von V_{krit} um knapp 5% möglich, allerdings kann dadurch das Gewicht nicht gesenkt werden. Die bestmögliche Materialausnutzung bietet Balg 3-3-1, hier kann GV um 24% gesenkt werden, was allerdings zu Lasten von V_{krit} und des Gewichts geht. Balg 3-3-3 weist ein minimales Gewicht von 86 kg auf, V_{krit} fällt aufgrund der geringeren Steifigkeit aber um 44%. Hier sind allerdings die gleichen Überlegungen wie bei der Optimierung auf 10^6 Lastwechsel angebracht: bei Einsatz eines Leitrohres kann dieses Problem bei gleichzeitig niedrig bleibendem Gewicht beseitigt werden. Es sollte an dieser Stelle allerdings angemerkt werden, das Balg 2-3-3 im Vergleich zu Balg 3-3-3 zwar ein um 11 kg höheres Gewicht aufweist, im Gegenzug allerdings eine höhere Lebensdauer aufweist und sich die niedrige V_{krit} bei Verwendung eines Leitrohres nicht auswirkt.

Mithilfe dieser Optimierungsschritte ist ersichtlich, dass die Kombination von Excel-Berechnungsblatt und DAKOTA eine Fülle neuer Möglichkeiten bietet und binnen kürzester Zeit mehrere Auslegungsszenarien durchgespielt werden können. Dies stellt besonders bei immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten eine erhebliche Verbesserung bei der überschlägigen Abschätzung und letztendlich bei der Auslegung eines Kompensators dar. Allerdings sollte nicht vergessen werden, dass die ermittelten Werte aus der Optimierung vorerst theoretischer Natur sind und zunächst noch zu klären ist, ob die Bälge mit den so ermittelten Abmessungen herstellbar sind.

6. Zusammenfassung und Ausblick

6.1. Zusammenfassung

In einem anfänglichen Vergleich der beiden aktuellsten Berechnungsregelwerke für Kompensatoren wurde anhand eines Beispiels die für den Anwendungsfall passende ermittelt. Es konnten Schwachstellen bei der Auslegung und Fehler in der Berechnung aufgedeckt werden.

Der größte Schwachpunkt aktueller normierter Berechnungsmethodiken liegt in der Vorhersage der Eigenfrequenzen. Dieses Wissen ist zur Bestimmung der kritischen Geschwindigkeiten, bei denen der Kompensator aufgrund des durchfließenden Mediums in Resonanz gerät, von immenser Wichtigkeit. Auch sollte nicht verschwiegen werden, dass die Abschätzung der Federrate bereits im elastischen Bereich einen hohen Unsicherheitsfaktor aufweist. Sind plastische Effekte zu erwarten, erscheint die rein analytische Abschätzung nicht mehr sinnvoll und muss durch begleitende Versuche abgesichert werden.

In einer anschließenden Literaturrecherche konnte geklärt werden, dass diese kritischen Geschwindigkeiten nach aktuellem Forschungsstand analytisch ausreichend genau bestimmt werden können. Allerdings spielt bei dieser Berechnung die genaue Bestimmung der Federrate eine entscheidende Rolle; treten Abweichungen bei der Federrate auf, werden diese proportional auf die Eigenfrequenzen und weiter auf die kritischen Geschwindigkeiten übertragen.

Basierend auf diesen Erkenntnissen wurde die Berechnungsmethodik nach DIN 14917 erweitert und in einem Berechnungsblatt für Microsoft Excel implementiert.

Es konnte weiters gezeigt werden, dass ein Kompensator ein höchst nichtlineares System darstellt und sehr sensibel auf die Änderung einzelner Parameter reagiert; hier seien die Wellenhöhe und die Wanddicke besonders hervorgehoben.

Zur sinnvollen Erweiterung der Möglichkeiten des Berechnungsblattes wurde eine Schnittstelle zwischen Excel und dem Open-Source-Optimierungspaket DAKOTA etabliert. Es

konnte anhand eines Beispiels gezeigt werden, wie innerhalb kürzester Zeit ein Kompensator normgerecht auf einen Anwendungsfall hin optimiert werden kann.

Die Abschätzung der Lebensdauer aufgrund strömungsinduzierter Schwingungen ist derzeit auf analytischem Wege nicht umfassend möglich. Entweder wird der Anwendungsbereich in unrealistischer Weise eingeschränkt (z.B. maximal 5 Wellen), oder die Berechnung erfordert zusätzliche Versuche zur Ermittlung benötigter Parameter. Da ein Kompensator ein höchst komplexes nichtlineares System darstellt, erscheint es äußerst schwierig, eine rein analytische allgemein gültige Berechnungsmethodik zu entwickeln. Vielmehr müssen für jeden Einsatzfall Parameter wie Dämpfung oder Federrate experimentell ermittelt werden, um ein brauchbares Ergebnis zu erstellen. Weiters erscheint es fraglich, ob die Genauigkeit der ermittelten Amplitude ausreicht, um eine sinnvolle Abschätzung der Lebensdauer durchführen zu können.

Möglicherweise wird eine genaue Auslegung eines Kompensators samt der Einflüsse strömungsinduzierter Schwingungen auf die Lebensdauer erst mittels Verwendung von FE- bzw. CFD-Programmen in Kombination mit entsprechenden Versuchen möglich. Eine umfassende Berechnungsmöglichkeit konnte im Zuge der Literaturrecherche nicht gefunden werden. Die Berechnungen beschränken sich meist auf resultierende Spannungen und ertragbare Lastspielzahlen aufgrund der auftretenden Belastungen (Verschiebung und Druck). Es werden zwar Ansätze zur Abschätzung der Amplitude in Einzelfällen erläutert, der Einfluss einer zusätzlichen Dehnung aufgrund von Schwingungen ausgelöst durch die Durchströmung wird allerdings nicht umfassend betrachtet.

6.2. Offene Fragestellungen

Im Zuge der Arbeit hat sich gezeigt, dass viele Teilaspekte von Kompensatoren bis dato nicht oder unzureichend bearbeitet worden sind. Die folgenden Punkte sollen einen Eindruck über das große Forschungspotenzial dieses Themengebiets geben.

- **Ansatz der mittleren Wanddicke**

Die Formeln zur normgerechten Auslegung eines Kompensators gehen von einer konstanten Wanddicke über den gesamten Querschnitt aus. In Abb. 6.1 ist ersichtlich, dass sich tatsächlich nach der Umformung ein Dickenverlauf einstellt, der zwischen einer Maximal- und Minimalwanddicke pendelt.

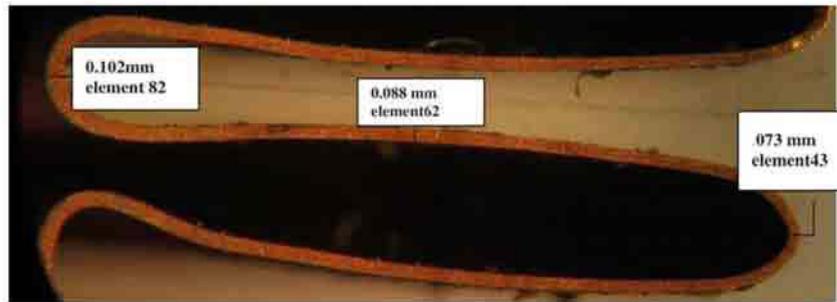


Abbildung 6.1.: Wanddickenverlauf nach der Umformung [11]

Hier stellt sich die Frage, inwieweit der Ansatz der konstanten Wanddicke von der Realität abweicht. Im Zuge dieser Arbeit wurde folgende Parameterstudie durchgeführt, die hier als Denkanstoß dienen soll:

Hierzu wurde ein Kompensator (Nr. 8 nach Li [23]) in 3 Sektionen unterteilt (Abb. 6.2), diesen Sektionen wurden unterschiedliche Wanddicken zugeordnet. Die Ergebnisse sind für gleiche Dickenänderungen aller Sektionen in Tab. 6.1 und für unterschiedliche Variation der Dicken in Tab. 6.2 ersichtlich. Die wesentlichen Erkenntnisse daraus sind in Tab. 6.3 zusammengefasst. Hier ist auffällig, dass trotz Variation der Wanddicken der Innen- und Außensektion bei gleicher Wanddicke der Mittelsektion annähernd die gleichen Abweichungen auftreten. Dies ist durch das alleinige Auftreten von axialer Verschiebung zu erklären. Hier wird hauptsächlich die Mittelsektion auf Biegung beansprucht. Die Wanddicken der beiden anderen Sektionen wirken sich offensichtlich nur minimal auf das Ergebnis aus. Dieser Sachverhalt wird sich vermutlich bei unterschiedlichen Belastungen wie lateraler und angularer Verschiebung oder Innendruckbeaufschlagung ändern.

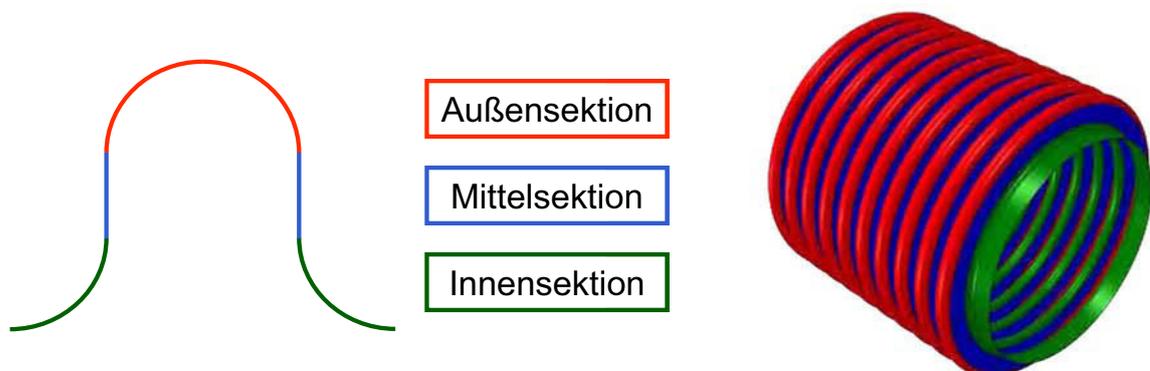


Abbildung 6.2.: Unterteilung der Balgwellen zur Ermittlung des Einflusses unterschiedlicher Wanddicken

Tabelle 6.1.: Gleichmäßige Variation der Wanddicken aller Sektionen

Außensektion	0,5	0,495	0,49	0,485	0,48	0,475	0,47	0,465	0,46
Mittelsektion	0,5	0,495	0,49	0,485	0,48	0,475	0,47	0,465	0,46
Innensektion	0,5	0,495	0,49	0,485	0,48	0,475	0,47	0,465	0,46
Federrate	45,52	44,37	43,24	42,14	41,05	39,98	38,93	37,9	36,88
Abweichung Aus- gangsdicke	4,17	3,13	2,08	1,04	0	-1,04	-2,08	-3,13	-4,17
Abweichung Federrate	10,89	8,09	5,33	2,66	0	-2,61	-5,16	-7,67	-10,16

Abmessungen in [mm], Federraten in [N/mm], Abweichungen in [%]

Tabelle 6.2.: Ungleichmäßige Variation der Wanddicken der einzelnen Sektionen

Außensektion	0,5	0,495	0,49	0,485	0,48	0,475	0,5	0,49	0,5
Mittelsektion	0,495	0,49	0,485	0,48	0,475	0,47	0,49	0,48	0,48
Innensektion	0,49	0,485	0,48	0,475	0,47	0,465	0,48	0,47	0,46
Federrate	44,37	43,25	42,14	41,05	39,98	38,93	43,24	41,05	41
Abweichung mittlere Dicke	3,12	2,08	1,04	0	-1,04	-2,08	-2,08	0	0
Abweichung Fe- derrate	8,09	5,36	2,66	0	-2,61	-5,16	5,33	0	-0,12

Abmessungen in [mm], Federraten in [N/mm], Abweichungen in [%]

Tabelle 6.3.: Zusammenfassung der Ergebnisse aus der Wanddicken-Parameterstudie

Außensektion	0,495	0,5	0,485	0,49	0,5
Mittelsektion	0,49	0,49	0,48	0,48	0,48
Innensektion	0,485	0,48	0,475	0,47	0,46
Federrate	43,25	43,24	41,05	41,05	41
Abweichung mittlere Dicke	2,08	-2,08	0	0	0
Abweichung Federrate	5,36	5,33	0	0	-0,12

Abmessungen in [mm], Federraten in [N/mm], Abweichungen in [%]

• Optimierung des Umformprozesses

Kompensatoren werden hauptsächlich durch zwei Umformverfahren hergestellt: hydraulisch oder durch Rollumformung. Durch Kombination dieser beiden Verfahren kann offensichtlich die Lebensdauer fast verdreifacht werden [31].

Noch gänzlich unbetrachtet sind Einflüsse wie Oberflächenbeschaffenheit und Fehler bei der Umformung. Die Erfahrung bei der Herstellung von Kompensatoren zeigt, dass beispielsweise der Einschluss von Luftblasen zwischen den einzelnen Lagen bei mehrlagigen

Kompensatoren bis zu einer gewissen Größe keinen Einfluss hat. Hier ist beispielsweise interessant, zu klären, ab welcher Oberflächenfehlergröße sich die Eigenschaften markant ändern.

- **Strömungssimulation**

Aufgrund der Komplexität von Strömungssimulationen konnte dieser Punkt im Rahmen der Arbeit nicht bearbeitet werden. Es sollte mittels einer gekoppelten Fluid-Struktur-Simulation möglich sein, den Einfluss des bewegten Fluids in die Frequenz-Simulation einzubauen. Werden die benachbarten Teile ebenso abgebildet, könnte mit steigender Rechenleistung in absehbarer Zukunft mit begleitenden Versuchen sogar eine realistische Abschätzung der Schwingungsamplitude und damit der Lebensdauer bei tatsächlichen Betriebsbedingungen durchgeführt werden. Abb. 6.3 zeigt exemplarisch die Ergebnisse einer Strömungssimulation eines Kompensators, durchgeführt von der NASA Supercomputing Division [22].

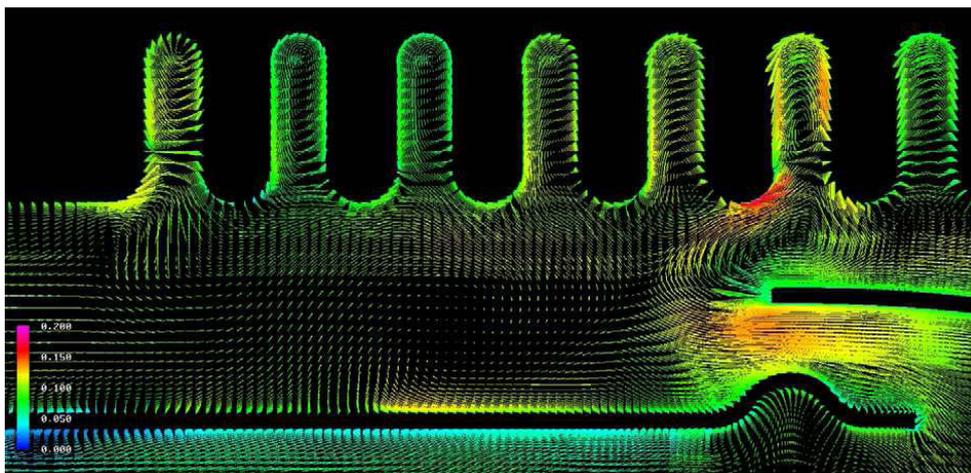


Abbildung 6.3.: Ergebnisse einer Strömungssimulation [22]

- **Beeinflussung des Schwingungsverhaltens**

In der Literatur finden sich viele Ansätze, wie das Problem der strömungsinduzierten Schwingungen vermieden bzw. ihre Auswirkung vermindert werden kann. Einige seien an dieser Stelle aufgezählt:

- Verwendung von dämpfenden Zwischenlagen bei mehrlagigen Bälgen zur Verringerung der Amplitude [20]
- Überziehen des Kompensators mit einem Stahlnetz – durch die Mehrpunktberührung der Stahllitzen auf der Außenhaut kann die Amplitude um den Faktor 100 gesenkt werden [32], siehe Abb. 6.4.

- Aufheizen der Zwischenräume in den Balgwellen – durch die aufsteigenden Blasen können Wirbelablösungen und somit strömungsinduzierte Schwingungen unterbunden werden, allerdings entsteht dadurch Kavitationsgefahr [14], siehe Abb. 6.5.

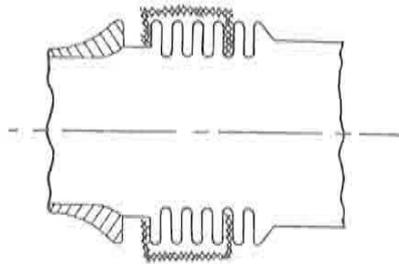


Abbildung 6.4.: Querschnitt eines Kompensators mit der wirksamsten Positionierung des Stahlnetzes [32]

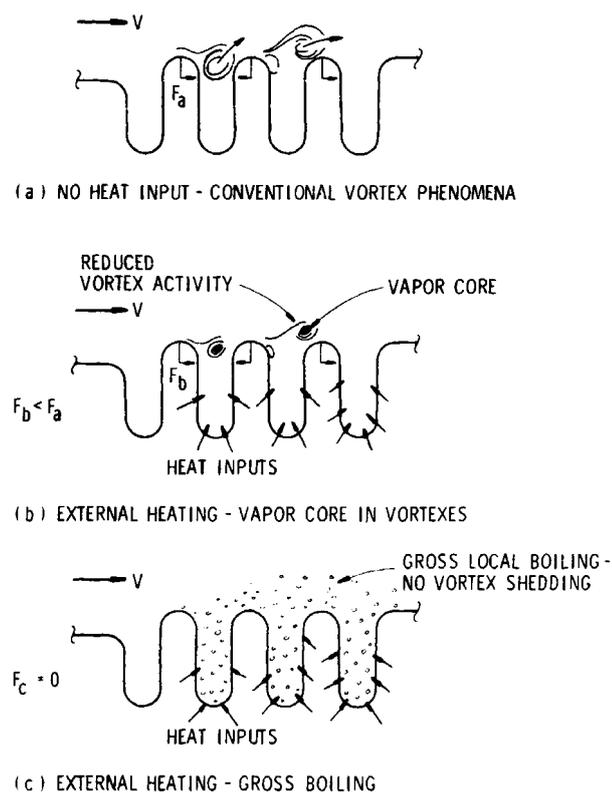


Abbildung 6.5.: Aufheizen des Fluids zwischen den Wellen zur Vermeidung von Wirbelablösungen [14]

6.3. Ausblick

Ein Kompensator bzw. ein Balg ist besonders in Bezug auf sein dynamisches Verhalten ein äußerst komplexes Maschinenelement. Obwohl Untersuchungen zu dieser Thematik bis zur Mitte des vorigen Jahrhunderts zurückreichen, sind viele Fragen bis jetzt noch unzureichend beantwortet. Der Leichtbau und damit eine immer höhere Materialausnutzung zwingen den Konstrukteur, dieses Maschinenelement sowohl aus spannungsmechanischer als auch aus dynamischer Sicht immer besser verstehen zu müssen.

Im Laufe dieser Diplomarbeit konnten über die bestehenden Normen hinaus einige Hilfsmittel zur schnellen Auslegung und Optimierung von Bälgen erarbeitet werden. Trotzdem blieben viele Fragen aufgrund ihres Umfangs und ihrer Komplexität unbeantwortet. Diese Arbeit soll daher nicht zuletzt auch als Denkanstoß für weitere Arbeiten auf diesem Gebiet dienen und aufzeigen, welch enormes Forschungspotenzial in diesem vermeintlich „unscheinbaren“ Maschinenelement steckt.

Tabellenverzeichnis

3.1	Übersicht der gängigsten Normen für die Auslegung von Metallkompensatoren [35]	16
3.2	Ergebnisse des Berechnungsbeispiels	20
3.3	Einfluss des Reibbeiwertes μ und der Verschiebung auf die Federrate	32
3.4	Umformfaktor nach DIN [8]	36
3.5	Umformfaktor nach EJMA [10]	36
3.6	Benötigte Angaben zur Auslegung	39
3.7	Vergleich zwischen DIN und EJMA	44
4.1	Faktor C_n in $\sqrt{\text{in}}/\text{s}$ zur Berechnung der axialen Eigenfrequenzen nach EJMA [10]	53
4.2	Faktor C_n zur Berechnung der axialen Eigenfrequenzen nach Li [23]	53
4.3	Exemplarische Werte für die Komponenten der fluid-addierten Masse bei axialen Schwingungen zur Verdeutlichung der Größenordnungen [15]	53
4.4	Vergleich der Abweichungen zwischen dem Experiment und den Berechnungsansätzen bei axialen Schwingungen [15]	56
4.5	Exemplarische Werte für die Komponenten der fluid-addierten Masse bei lateralen Schwingungen zur Verdeutlichung der Größenordnungen [17] . . .	58
4.6	Faktoren für die Berechnung der lateralen Eigenfrequenzen [17]	58
4.7	Vergleich zwischen EJMA und dem Ansatz nach Jakubauskas (Luft) [18] .	58
4.8	Vergleich zwischen EJMA und dem Ansatz nach Jakubauskas (Wasser) [18]	59
4.9	Eigenfrequenzen bei unterschiedlichen Einspannbedingungen	60
4.10	Abmessungen der Kompensatoren [23]	68
4.11	Abweichung der Federraten vom Experiment	69
4.12	Abweichung der ersten axialen Eigenfrequenz vom Experiment	70

4.13 Abweichung der ersten axialen Eigenfrequenz aus Normberechnung (EJ- MA), kalibrierter Normberechnung (DIN) und kalibrierter FE-Simulation vom Experiment	71
4.14 Kalibrierte E-Moduli	71
4.15 Einfluss einzelner Parameter auf die Federrate	78
4.16 Einfluss von Wellenhöhe und Nennwanddicke auf die Federrate	78
5.1 Ergebnisse des ersten globalen Durchlaufs zur groben Ermittlung der Op- timierungsgrenzen	90
5.2 Änderungen der Bälge des ersten globalen Durchlaufs im Vergleich zum Ausgangsbalg	90
5.3 Zusammenfassung der Ergebnisse der markantesten Bälge nach beiden Op- timierungsschritten	96
5.4 Zusammenfassung der Abweichungen der markantesten Bälge nach beiden Optimierungsschritten	97
6.1 Gleichmäßige Variation der Wanddicken aller Sektionen	102
6.2 Ungleichmäßige Variation der Wanddicken der einzelnen Sektionen	102
6.3 Zusammenfassung der Ergebnisse aus der Wanddicken-Parameterstudie	102
B.1 Netzkonvergenzstudie – Ergebnisse der Federraten in Abhängigkeit der ver- wendeten Elementgröße	118
B.2 Vergleich der Federraten nach EJMA, DIN und FEM	118
D.1 Abmessungen der Bälge (Innendurchmesser aller Bälge = 800 mm)	126
D.2 Ergebnisse der Optimierungen	128
D.3 Änderungen im Vergleich zum Ausgangsbalg	129

Abbildungsverzeichnis

0.1	Darstellung der wichtigsten Abmessungen eines Kompensators [8]	xiii
1.1	Kryogene Treibstoffleitungen in der Raumfahrt (Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co KG)	1
1.2	Einfluss der Wanddicke auf die Lebensdauer	2
2.1	Metall-Balg (Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co KG)	5
2.2	Kompensatoren in Treibstoffleitungen (Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co KG)	6
2.3	Ausführungsformen von Axial-Kompensatoren [8]	7
2.4	Ausführungsformen von Lateral-Kompensatoren [8]	8
2.5	Lateral-Kompensator mit einfachem Doppelgelenk [8]	8
2.6	Ausführungsformen von Angular-Kompensatoren [8]	9
2.7	Universal-Kompensator, druckentlastet (eckentlastet) [8]	9
2.8	Geometrische Ähnlichkeit (Prinzipdarstellung) [29]	10
2.9	Prinzipskizze der Kármánschen Wirbelstraße [21]	13
2.10	Luftaufnahme einer Kármánschen Wirbelstraße (NASA)	14
3.1	Berechnungsablauf bei normgerechter Auslegung	17
3.2	Beispielgeometrie zum Vergleich von DIN und EJMA	18
3.3	Farbschema der Berechnungsabläufe und des Berechnungsblattes	19
3.4	Ergebnisse einer Finite-Elemente-Simulation zur Veranschaulichung des Unterschieds der Von-Mises-Spannungen aufgrund der Bewegung und des Innendrucks zwischen einer End- und einer Zwischenwelle	21
3.5	Berechnung der Spannungen aufgrund des Innendrucks und Stabilitätsnachweis nach DIN	22

3.6	Berechnung der Spannungen aufgrund des Innendrucks und Stabilitätsnachweis nach EJMA	23
3.7	Berechnung der Spannungen aufgrund der Bewegung und der Lebensdauer nach DIN	25
3.8	Berechnung der Spannungen aufgrund der Bewegung und der Lebensdauer nach EJMA	26
3.9	Verwendete (virtuelle) Wöhlerlinie zur Auslegung eines Balges	27
3.10	Erläuterung der Federrate nach DIN	29
3.11	Erläuterung der Federrate nach EJMA [10]	30
3.12	Berechnung der Federrate nach DIN	31
3.13	Berechnung der Federrate nach EJMA	31
3.14	Einfluss des Flankenwinkels auf die Federrate	32
3.15	Säuleninstabilität [8]	37
3.16	Welleninstabilität [8]	37
3.17	Ausführungsformen von Leitrohren [35]	40
3.18	Empfehlungen für den Einsatz von Leitrohren	41
3.19	Abschätzung von Leitrohren nach DIN	42
3.20	Abschätzung von Leitrohren nach EJMA	43
4.1	Prinzipdarstellung der Wirbelablösung, die zur Entstehung von Schwingungen in Bälgen führt	48
4.2	Strouhal-Zahl nach Gerlach [12]	50
4.3	Strouhal-Zahl nach EJMA [10]	50
4.4	Unterschied des Faktors C_n zwischen Li und EJMA	54
4.5	Abmessungen für die formelmäßige Beschreibung der fluid-addierten Masse [21]	55
4.6	Massenfaktor μ für axiale Schwingungen [15] [21]	55
4.7	Massenfaktor μ für laterale Schwingungen [21]	57
4.8	Zusammenfassung der Änderungen	59
4.9	Einseitige Einspannung – Sperrung aller Freiheitsgrade an der Einspannstelle	61
4.10	Beidseitige Einspannung – Keine Sperrung der Rotationsfreiheitsgrade an den Einspannstellen	61

4.11	Beidseitige Einspannung – Sperrung sämtlicher Freiheitsgrade an den Einspannstellen	61
4.12	Darstellung der Vernetzung eines Balges mit Schalenelementen	63
4.13	Netzkonvergenz ausgewählter Kompensatoren	63
4.14	Maßnahmen zur Rückverfolgbarkeit der Ergebnisse	65
4.15	Darstellung aller Variablen und deren Werte im Excel-Namensmanager	66
4.16	Darstellung des Koeffizienten C_d und des interpolierten Wertes (X) zur optischen Kontrolle im Berechnungsblatt	66
4.17	Abweichungen der Federrate aus Normberechnung und FE-Simulation vom Experiment	68
4.18	Abweichungen der 1. axialen Eigenfrequenz von Normberechnung (EJMA und DIN) und FE-Simulation vom Experiment	69
4.19	Abweichungen der 1. axialen Eigenfrequenz aus Normberechnung (EJMA), kalibrierter Normberechnung (DIN) und kalibrierter FE-Simulation vom Experiment	70
4.20	Feder-Masse-Dämpfer-System zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens eines Massepunktes	73
4.21	Testverfahren zur Ermittlung des Schwingungsverhaltens von Bälgen [24]	73
4.22	Möglichkeiten zur Ermittlung der Dämpfung [9]	74
4.23	Vergrößerungsfunktion und Auswirkungen verschiedener Dämpfungskennwerte auf die Amplitude [9]	75
4.24	Berechnungsfaktor C_f zur Abschätzung der Erregerkraft [13]	76
4.25	Schematischer Ablauf zur Ermittlung der Lebensdauer basierend auf der Amplitude des schwingenden Balges	77
4.26	Parameterstudie der Einflüsse auf die Federrate	78
4.27	Parameterstudie des Einflusses von Wellenhöhe und Nennwanddicke auf die Federrate	79
5.1	Unterschied zwischen einem lokalen und einem globalen Optimum [28]	82
5.2	Abgrenzung des Wertebereiches durch Pareto-Fronten [28]	82
5.3	Ablauf einer Optimierung	84

5.4	Ergebnisse des ersten globalen Durchlaufes (Gewicht bezogen auf die Lebensdauer)	91
5.5	Detailansicht der unteren Gewichtsgrenze des ersten globalen Durchlaufes – Pareto-Front bezogen auf Optimierung von Gewicht und Lastspielzahl	91
5.6	Ergebnisse des ersten globalen Durchlaufes (V_{krit} bezogen auf die Lebensdauer)	92
5.7	Detailansicht der oberen Grenze der kritischen Durchströmgeschwindigkeit – Pareto-Front bezogen auf Optimierung von kritischer Durchströmgeschwindigkeit und Lastspielzahl	92
5.8	Ergebnisse des ersten Durchlaufes – Pareto-Front bezogen auf Gewichts-Geschwindigkeitsverhältnis GV und Lastspielzahl	93
5.9	Detailauswertung bei 10^6 Lastwechsel zur Bestimmung der Optimierungsgrenzen	94
5.10	Detailauswertung zur Minimierung des Gewichts-Geschwindigkeitsverhältnisses GV	94
5.11	Detailauswertung zur Maximierung der kritischen Durchströmgeschwindigkeit V_{krit}	95
5.12	Detailauswertung zur Minimierung des Gewichts G	95
6.1	Wanddickenverlauf nach der Umformung [11]	101
6.2	Unterteilung der Balgwellen zur Ermittlung des Einflusses unterschiedlicher Wanddicken	101
6.3	Ergebnisse einer Strömungssimulation [22]	103
6.4	Querschnitt eines Kompensators mit der wirksamsten Positionierung des Stahlnetzes [32]	104
6.5	Aufheizen des Fluids zwischen den Wellen zur Vermeidung von Wirbelablösungen [14]	104
A.1	Erratum DIN 14917 (Auszug)	117
C.1	Angabeblatt Seite 1	119
C.2	Angabeblatt Seite 2	120
C.3	Ergebnisblatt Seite 1	121
C.4	Ergebnisblatt Seite 2	122

C.5	Eingabehilfen Seite 1	123
C.6	Eingabehilfen Seite 2	124
C.7	Eingabehilfen Seite 3	125
D.1	Versuchsplan	127

Literaturverzeichnis

- [1] ANDERSON, W. F.: *Analysis of stress in bellows*. Techn. Ber. NAA-SR-4527, Atomics International, Canoga Park, Kanada, 1965.
- [2] BASS, R. L. und J. L. HOLSTER: *Bellows Vibration with Internal Cryogenic Flows*. ASME Journal of Engineering for Industry, 100:70–75, 1978.
- [3] BECHT, C.: *Fatigue of bellows, a new design approach*. Journal of Pressure Vessels and Piping, 77:843–850, 2000.
- [4] BROMAN, G., M. HERMANN und A. JÖNSSON: *Modelling Flexible Bellows by Standard Finite Beam Elements*. Techn. Ber. ISSN 1103-1581, Department of Mechanical Engineering, University of Karlskrona/Ronneby, Karlskrona, Schweden, 1999.
- [5] BROMAN, G. I., A. P. JÖNSSON und M. P. HERMANN: *Determining dynamic characteristics of bellows by manipulated beam finite elements of commercial software*. Journal of Pressure Vessels and Piping, 77:445–453, 2000.
- [6] BROYLES, R. K.: *EJMA Design Equations*. ASME Journal of Pressure Vessels and Piping, 279:43–50, 1994.
- [7] DESAI, P. V. und L. THORNHILL: *Fatigue behavior of flexhoses and bellows due to flow-induced vibrations*. Techn. Ber. NASA-CR-176481, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia, 1986.
- [8] DIN EN 14917: *Kompensatoren mit metallischen Bälgen für Druckanwendungen*, 1. Aufl., 2009. Deutsche Fassung.
- [9] DRESIG, H. und F. HOLZWEISSIG: *Maschinendynamik*. Springer, Berlin, 9. Aufl., 2009.
- [10] EJMA: *The Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, Inc.*, 9. Aufl., 2008.
- [11] FARAJI, G., M. K. BESHARATI und M. MOSAVI: *Experimental and finite element analysis of parameters in manufacturing of metal bellows*. Journal of Advanced Manufacturing Technology, 38:641–648, 2008.

- [12] GERLACH, C. R.: *Flow Induced Vibrations of Metal Bellows*. ASME Journal of Engineering for Industry, 91:1196–1202, 1969.
- [13] GERLACH, C. R., E. C. SCHROEDER und R. L. BASS: *Bellows Flow-Induced Vibrations and Pressure Loss*. Techn. Ber. NAS8-21133, Southwest Research Institute, San Antonio, Texas, 1973.
- [14] GERLACH, C. R., P. J. TYGIELSKI und H. M. SMYLY: *Bellows Flow-Induced Vibrations*. Techn. Ber. NASA TM-83556, Marshall Space Flight Center, Alabama, 1986.
- [15] JAKUBAUSKAS, V. F.: *Added Fluid Mass for Bellows Expansion Joints in Axial Vibrations*. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 121:216–219, 1999.
- [16] JAKUBAUSKAS, V. F. und D. S. WEAVER: *Axial Vibrations of Fluid-Filled Bellows Expansion Joints*. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 118:484–490, 1996.
- [17] JAKUBAUSKAS, V. F. und D. S. WEAVER: *Transverse Vibrations of Bellows Expansion Joints, Part I: Fluid-Added Mass*. Journal of Fluids and Structures, 12:445–456, 1998.
- [18] JAKUBAUSKAS, V. F. und D. S. WEAVER: *Transverse Vibrations of Bellows Expansion Joints, Part II: Beam Model Development and Experimental Verification*. Journal of Fluids and Structures, 12:457–473, 1998.
- [19] JAKUBAUSKAS, V. F. und D. S. WEAVER: *Transverse Natural Frequencies and Flow-Induced Vibrations of Double Bellows Expansion Joints*. Journal of Fluids and Structures, 13:461–479, 1999.
- [20] JOHNSON, J. E., D. DEFFENBAUGH und W. J. ASTLEFORDH: *Bellows flow-induced vibrations*. Techn. Ber. NASA-CR-161308, Southwest Research Institute, San Antonio, Texas, 1979.
- [21] KANEKO, S., T. NAKAMURA und F. INADA: *Flow Induced Vibrations: Classifications and Lessons from Practical Experiences*. Elsevier, New York, 1. Aufl., 2008.
- [22] KIRIS, C. C., D. KWAK, W. CHAN und J. A. HOUSMAN: *High-fidelity simulations of unsteady flow through turbopumps and flowliners*. Computers & Fluids, 37:536–546, 2008.
- [23] LI, T.-X., B.-L. GUO und T.-X. LI: *Natural Frequencies of U-Shaped Bellows*. ASME Journal of Pressure Vessels and Piping, 42:61–740, 1990.

- [24] LINDBERG, T. und S. MÖRTMAN: *Dynamic Characteristics of Flexible Bellows*. Diplomarbeit, Department of Mechanical Engineering, University of Karlskrona/Ronneby, Schweden, November 1998.
- [25] MORISHITA, M., N. IKAHATA und S. KITAMURA: *Dynamic Analysis Methods of Bellows including Fluid-Structure Interaction*. ASME Journal of Pressure Vessels and Piping, 168:149–157, 1989.
- [26] SANDIA NATIONAL LABORATORIES: *DAKOTA Version 4.2 Developer's Manual*, 2008. SAND2006-4056.
- [27] SANDIA NATIONAL LABORATORIES: *DAKOTA Version 4.2 User's Manual*, 2008. SAND2006-6337.
- [28] SCHUMACHER, A.: *Optimierung mechanischer Strukturen*. Springer, Berlin, 1. Aufl., 2004.
- [29] SIGLOCH, H.: *Technische Fluidmechanik*. Springer, Berlin, 6. Aufl., 2008.
- [30] SKOCZEN, B. T.: *Compensation systems for low temperature applications*. Springer, Berlin, 1. Aufl., 2004.
- [31] SUBRAMANIAN, G. und C. RAGUNANDAN: *On improving the fatigue life of U-formed bellows*. Journal of Materials Processing Technology, 41:105–114, 1994.
- [32] WEAVER, D. S. und P. AINSWORTH: *Flow-Induced Vibrations of Bellows*. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 111:402–406, 1989.
- [33] WIKIPEDIA: *Burj al Arab*. http://de.wikipedia.org/wiki/Burj_Al_Arab. Zugriff: 25.05.2010.
- [34] WIKIPEDIA: *Tacoma-Narrows-Brücke*. http://de.wikipedia.org/wiki/Tacoma_Narrows_Bridge. Zugriff: 25.05.2010.
- [35] WOSSOG, G.: *Handbuch Rohrleitungsbau, Band 1: Planung, Herstellung, Errichtung*. Vulkan, München, 2. Aufl., 2001.
- [36] ZHU, Y. Z., H. F. WANG und Z. F. SANG: *The effect of environmental medium on fatigue life for u-shaped bellows expansion joints*. International Journal of Fatigue, 28:28–32, 2006.

Anhang

A. Erratum DIN 14917

Max. zulässige Stauchung (Gl. 6.2.8.2-4b)

$$\Delta q_{e,alw} \leq 0,1336 \cdot \left(\frac{w}{2 \cdot r_m} \right)^{0,67} \cdot \left\{ r_m \cdot (D_i + 2 \cdot w + e^*) \cdot K_d \cdot \frac{R_{p1,0,t}}{R_{p1,0}} \right\}^{0,5}$$

Max. Stauchung (Gl. 6.2.8.2-3a)

$$\Delta q_c = \min[0, \Delta q_{\Sigma,1}, \Delta q_{\Delta,1}, \Delta q_{\Sigma,2}, \Delta q_{\Delta,2}]$$

Max. Streckung (Gl. 6.2.8.2-4a)

$$\Delta q_c = \min[0, \Delta q_{\Sigma,1}, \Delta q_{\Delta,1}, \Delta q_{\Sigma,2}, \Delta q_{\Delta,2}]$$

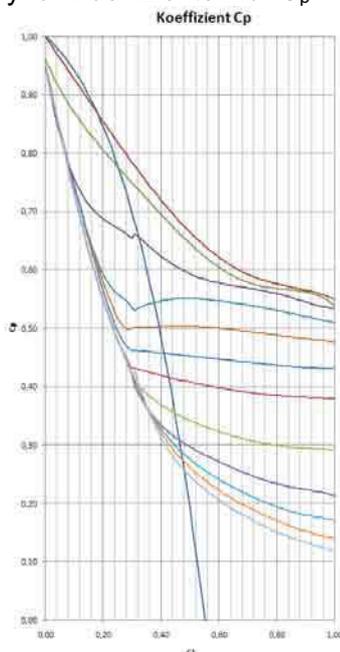
max

Mittlere Umfangsspannung aus Umfangsdruck bei Endwellen (Gl. 6.2.3.4.1-3)

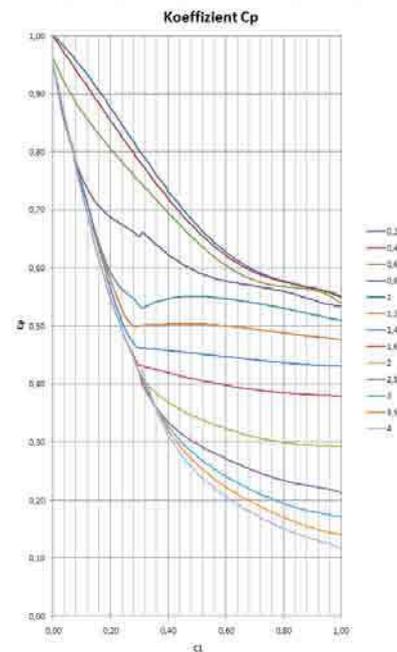
$$\sigma_{\Theta,E}(P) = \frac{1}{2} \cdot \frac{q \cdot D_m \cdot L_t \cdot (D_i + e)}{A_c + e^* \cdot L_t} \cdot P$$

Einheitenfehler (N statt N/mm²)

Polynomkoeffizienten für C_p



Falscher Verlauf C₂=0,2



Richtiger Verlauf C₂=0,2

Tab. G.1+Tab.G.2: Koeffizient α₃ = **-1,932**

Tab. G.1+Tab.G.2: Koeffizient α₃ = **+1,932**

Abbildung A.1.: Erratum DIN 14917 (Auszug)

B. Ergänzungen zu Kapitel 4

Tabelle B.1.: Netzkonvergenzstudie – Ergebnisse der Federraten in Abhängigkeit der verwendeten Elementgröße

Kompensator Nr.										
EG	1	2	3	4	5	7	8	9	10	11
20	68,14	162,4	382	198,8	193,7	44,79	40,88	57,5	42,89	100,44
15	68,14	162,5	382	198,6	193,4	44,75	40,84	57,44	42,86	100,43
10	68,17	162,3	385	196,7	191,6	44,78	40,88	57,41	42,84	93,18
9	68,15	163,0	386	195,2	190,1	44,75	40,85	57,4	42,83	93,02
8	68,18	163,1	387	191,6	186,6	44,92	41,00	57,44	42,86	92,97
7	68,15	162,7	387	191,6	186,5	44,94	41,02	57,41	42,83	92,90
6	68,69	163,8	387	191,5	186,4	45,07	41,11	57,55	42,95	92,66
5	68,86	163,5	387	191,1	186,0	45,09	41,12	57,96	43,25	92,60
4	68,87	163,3	387	191,0	186,0	45,00	41,05	57,86	43,19	92,53
3	68,87	163,3	387	190,9	185,9	45,00	41,05	57,85	43,19	92,51

EG = Elementgröße in [mm], Federraten in [N/mm]

Tabelle B.2.: Vergleich der Federraten nach EJMA, DIN und FEM

Nr.	EJMA			DIN		FEM	
	Exp.	Ber.	Abw.	Ber.	Abw.	Ber.	Abw.
1	67,35	65,51	-2,73	67,87	0,77	68,87	2,26
2	155,44	152	-2,21	156,66	0,78	163,30	5,06
3	398,84	336,37	-15,66	350,61	-12,09	387,00	-2,97
4	258,6	169,75	-34,36	174,53	-32,51	191,00	-26,14
5	226,53	165,83	-26,80	170,26	-24,84	186,00	-17,89
7	40,8	40,89	0,22	42,34	3,77	45	10,29
8	32,36	36,77	13,63	38,08	17,68	41,05	26,85
9	49,82	52,25	4,88	54,57	9,53	57,85	16,12
10	39,03	39,91	2,25	40,85	4,66	43,19	10,66
11	112,77	89,53	-20,61	91,42	-18,93	92,51	-17,97

Proben-Nr. nach Li [23], Federraten in [N/mm], Abweichungen in [%]

C. Excel-Berechnungsblatt

Angaben DIN 14917 - Bälge mit U-Profil

Belastung			
Auslegungsdruck P	=	1	N/mm ²
Auslegungstemperatur T	=	100	°C
Axiale Verschiebung, x2, xmax	=	20	mm
Axiale Verschiebung, x1, xmin	=	-10	mm
Angulare Verdrehung, Minimum 1	=	0	rad
Angulare Verdrehung, Maximum 2	=	0	rad
Spezifizierte Lastspielzahl	=	10000	-
Laterale Verschiebung, Minimum	=	0	mm
Laterale Verschiebung, Maximum	=	0	mm
Maximal erlaubter Auslegungsdruck	=	2	N/mm ²
Torsionsmoment	=	0	Nmm
Allgemeine Abmessungen			
Balgbauart	=	Axial	-
Wellenhöhe	=	95	mm
Innendurchmesser Balgwelle	=	800	mm
Nennwanddicke einer Balglage	=	5	mm
Anzahl Lagen	=	1	-
Koeffizient für die max. Reibung zwischen den Lagen	=	0,3	-
Radius der Balg-Außenkrempe	=	45	mm
Radius der Balg-Innenkrempe	=	45	mm
Länge einer Balgwelle	=	190	mm
Durchmesser Endbord	=	800	mm
Ursprüngliche gewellte Länge eines Balges	=	950	mm
Länge des zylindrischen Balgbordes	=	200	mm
Anzahl Bälge	=	1	-
Anzahl Wellen eines Balges	=	5	-
Werkstoffdaten Balg			
Werkstoffart	=	Austenit	-
Zugfestigkeit bei Raumtemperatur	=	700	N/mm ²
Zugfestigkeit bei Auslegungstemperatur	=	600	N/mm ²
1%-Dehngrenze bei Raumtemperatur	=	340	N/mm ²
1%-Dehngrenze bei Auslegungstemperatur	=	315	N/mm ²
0,2%-Dehngrenze bei Raumtemperatur	=	285	N/mm ²
0,2%-Dehngrenze bei Auslegungstemperatur	=	305	N/mm ²
Bruchdehnung	=	41	%
E-Modul Balgwerkstoff bei Raumtemperatur	=	211000	N/mm ²
E-Modul Balgwerkstoff bei Auslegungstemperatur	=	207000	N/mm ²
Maximale elastische Zugspannung bei Raumtemp.	=	264	N/mm ²
Exponent n für die Berechnung der effektiven Federrate	=	0,09	-
Werkstoffkategorie für Faktor nt	=	1	-
Obere Streckgrenze bei Auslegungstemperatur	=	265	N/mm ²

Abbildung C.1.: Angabeblatt Seite 1

Querkontraktionszahl	=	0,3	-
Schubmodul	=	150000	N/mm ²
Herstellungsparameter			
Umformfaktor	=	0,6	-
Nur für Austenite / Nickel-Leg.: Kaltverfestigung	=	Ja	-
Nur für Ferrite: Stabilisierung	=	Nein	-
Nur für ferritische Stähle: Umformverfahren	=	Kalt	-
Bordring			
Bordring	=	Nein	-
Nennstärke des Bordringes am Endbord	=	0	mm
Länge des Bordringes	=	0	mm
E-Modul Bordringwerkstoff bei Auslegungstemperatur	=	207000	N/mm ²
Umfangsnähte			
Umfangsnähte am Balg	=	Nein	-
Länge der kurzen zylindr. Teile beider Halbwellen - Außenkrempe	=	0	mm
Länge der kurzen zylindr. Teile beider Halbwellen - Innenkrempe	=	0	mm
Verstärkung			
Verstärkter Balg	=	Nein	-
Zylindr. Länge des Verstärkungsringes mit spez. Querschnitt	=	0	mm
Verschraubter Verstärkungsring	=	Nein	-
Querschnittsfläche des Verstärkungsringes	=	250	mm ²
Querschnittsfläche der Verschraubung	=	50	mm ²
E-Modul des Verstärkungsringes bei Raumtemperatur	=	210000	N/mm ²
Zulässige Spannung des Schraubenmaterials	=	250	N/mm ²
Zulässige Spannung des Verstärkungsring-Materials	=	250	N/mm ²
Frequenzrechnung			
Geschätztes Gewicht des Balges	=	198,70	kg
Strouhal-Zahl	=	0,45	-
Gewicht von Anbauteilen	=	0,00	kg
Gewicht des Balges samt Anbauteilen	=	198,70	kg
Dichte des Fluids	=	1,2	kg/m ³
Max. auftretende Strömungsgeschwindigkeit	=	50	m/s
Dichte des Balgmaterials	=	8600	kg/m ³
Messwert der Federrate des Balges	=	-	N/mm
Kalibrierung durch Messwert	=	Nein	-

Abbildung C.2.: Angabeblatt Seite 2

DIN 14917

Unverstärkter Balg

Auswertung

Auslegungsbedingungen	Erfüllt
-----------------------	---------

Druckspannungen [N/mm²]

	=	Ist	<	zul. Spannung	Ausnutzung [%]	Bedingung
Umfangsspannung Endbord	=	80,5	<	210,0	38,3	Erfüllt
Umfangsspannung Bordring	=	80,0	<	200,0	40,0	Erfüllt
Umfangsspannung Endwelle	=	69,1	<	210,0	32,9	Erfüllt
Umfangsspannung Zwischenwelle	=	59,4	<	210,0	28,3	Erfüllt
Membranspannung	=	9,9	<	630,0	15,4	Erfüllt
Biegespannung	=	87,4	>			
Torsionsspannung	=	0,0	<	52,5	0,0	Erfüllt
Zuspannung Verschraubung Verstärkungsring	=	N/A	>	250	--	--
Umfangsspannung Verstärkungsring	=	N/A	>	250	--	--

Spannungen aus Bewegung [N/mm²]

Membranlängsspannung	=	17,7
Biegelängsspannung	=	433,3
Vergleichsspannung	=	519,1

Lastspielzahl

	=	Ist	>	Soll	Bedingung
Nalw	=	389.540	>	10.000	Erfüllt

Instabilitäten

Säuleninstabilität [N/mm²]

	=	Maximum	>	Ist	Bedingung
Zul. Druck	=	25,8	>	2	Erfüllt

Welleninstabilität [N/mm²]

	=	Maximum	>	Ist	Bedingung
Zul. Druck	=	3,9	>	2	Erfüllt

Geometr. Verträglichkeit [mm]

	=	Maximum	>	Ist	Ausnutzung [%]	Bedingung
Stauchung	=	90,0	>	2,0	2,2	Erfüllt
Streckung	=	39,5	>	4,0	10,1	Erfüllt

Abbildung C.3.: Ergebnisblatt Seite 1

Federraten

Effektive axiale Federrate	=	8840,08	N/mm
Axiale Verstellrate	=	8927,14	N/mm
Axiale Verstellkraft für Position 1	=	-89271,39	N
Axiale Verstellkraft für Position 2	=	178542,78	N
Effektive laterale Federrate	=	11901,05	N/mm
Laterale Verstellrate	=	--	N/mm
Laterale Verstellkraft für Position 1	=	--	N
Laterale Verstellkraft für Position 2	=	--	N
Laterales Verstellmoment für Position 1	=	--	Nm
Laterales Verstellmoment für Position 2	=	--	Nm
Effektive angulare Federrate	=	15621,71	Nm/°
Angulare Verstellrate	=	--	Nm/°
Angulares Verstellmoment für Position 1	=	--	Nm
Angulares Verstellmoment für Position 2	=	--	Nm

Eigenfrequenzen und kritische Geschwindigkeiten

Axial

f1	=	105,76	Hz
f2	=	208,05	Hz
f3	=	306,11	Hz
f4	=	396,57	Hz
f5	=	476,20	Hz

v1	=	44,65	m/s
v2	=	87,84	m/s
v3	=	129,24	m/s
v4	=	167,44	m/s
v5	=	201,06	m/s

Lateral

f1	=	240,74	Hz
f2	=	417,91	Hz
f3	=	587,88	Hz
f4	=	803,82	Hz

v6	=	101,65	m/s
v7	=	176,45	m/s
v8	=	248,22	m/s
v9	=	339,39	m/s

1. Krit. Strömungsgeschw.	=	44,65	m/s
---------------------------	---	-------	-----

Leitrohr erforderlich	=	Ja
-----------------------	---	----

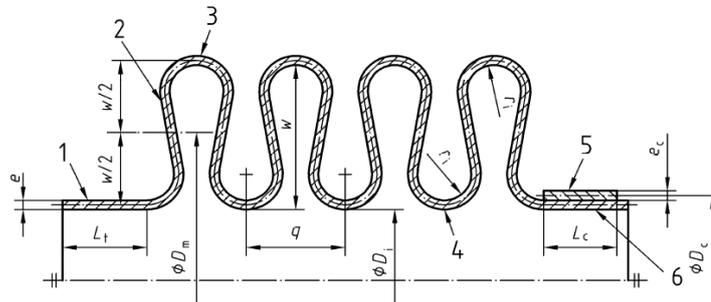
Versions-Nr.:

3

Abbildung C.4.: Ergebnisblatt Seite 2

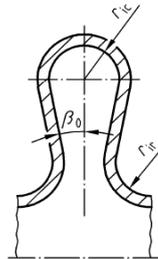
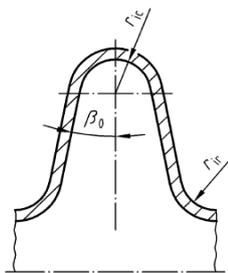
Quelle der Bilder: DIN 14917

Abmessungen eines Kompensators

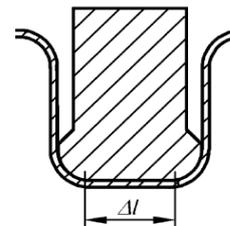


Legende

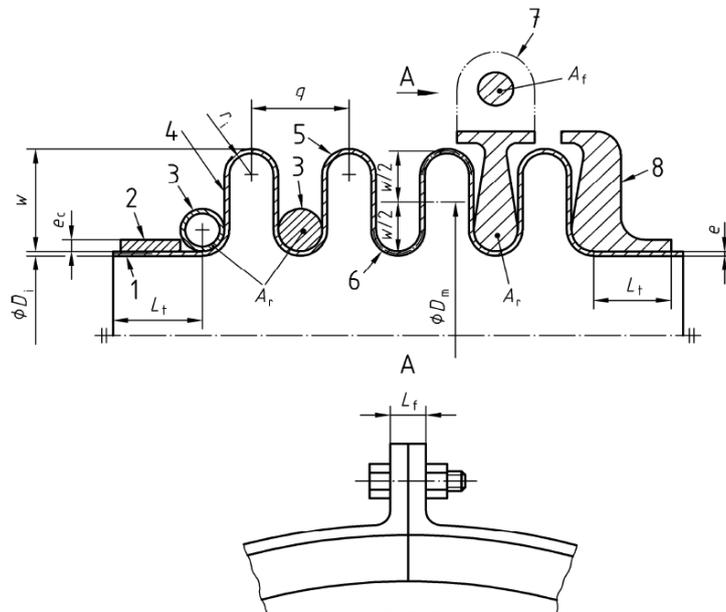
- 1 zylindrischer Balgbord ohne Bordring
- 2 Welle
- 3 Außenkrempe
- 4 Innenkrempe
- 5 Bordring
- 6 zylindrischer Balgbord mit Bordring



Verstärkungsring



Verstärkter Kompensator (mit Verschraubung)

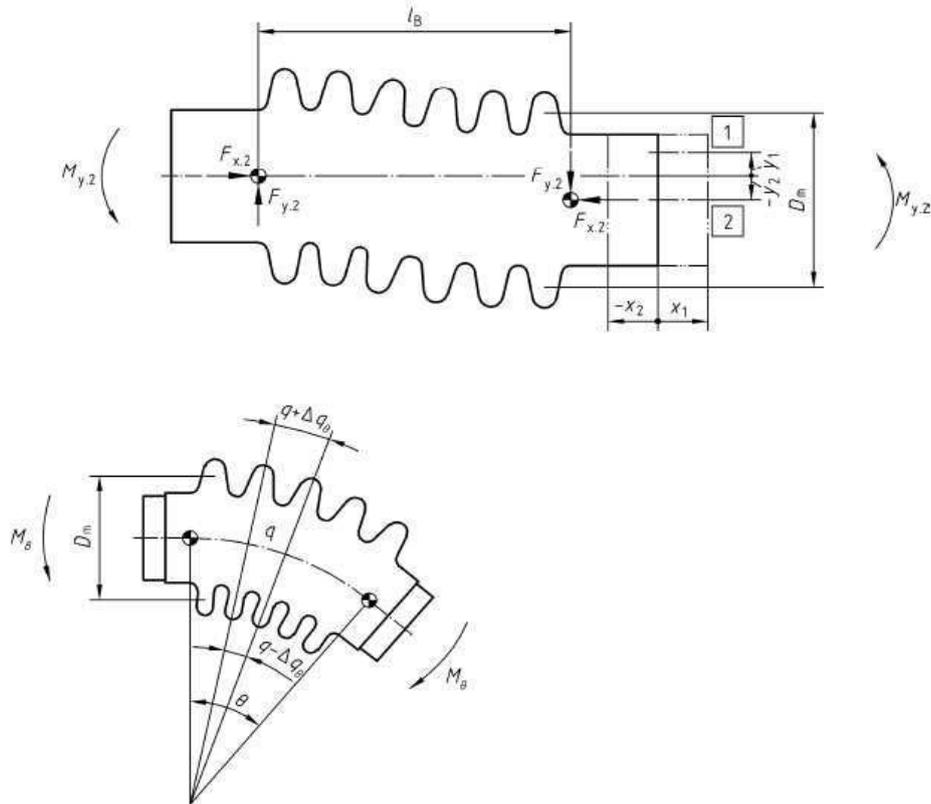


Legende

- 1 Endbord
- 2 Bordring
- 3 Ausgleichsring
- 4 Welle
- 5 Außenkrempe
- 6 Innenkrempe
- 7 Verstärkungsring
- 8 Endring

Abbildung C.5.: Eingabehilfen Seite 1

Verschiebungen



Umformfaktor

Tabelle 6.2.2.5-1 — Typische Werte für den Umformfaktor η (informativ)

Umformverfahren für Wellen		Umformfaktor η	Bemerkungen
1	Von innen nach außen, mit Stützwerkzeugen, ausgehend vom Innendurchmesser D_i durch: — hydraulisches Umformen (einschließlich Elastomerumformung); — mechanisches Umformen (Aufweiten); — Rollformung.	0	Äußere Stützwerkzeuge, die die Innenkrempe der Wellen zurückhalten.
2	Teilweise nach außen und nach innen, mit Stützwerkzeugen, ausgehend vom neutralen Durchmesser D_0 durch: — Rollformung; — kombiniertes Umformen (hydraulisch, Elastomer-, oder mechanisch mit anschließender Rollformung).	0,4 bis 0,6	Stützwerkzeuge halten den neutralen Durchmesser D_0 in seiner Position
3	Teilweise nach außen und nach innen, ohne Stützwerkzeug (freie Umformung) durch: — Rollformung.	0,5 bis 0,6	Außen- und Innendurchmesser ergeben sich aus Dehnungsgleichgewichten.
4	Von außen nach innen, ohne Stützwerkzeuge (freie Umformung) durch: — Rollformung.	0,6 bis 0,8	Üblicherweise nicht angewandt bei Durchmessern über DN 100.

Abbildung C.6.: Eingabehilfen Seite 2

Werkstoffparameter

Tabelle 6.2.9.2 — Werkstoffabhängige Parameter für die effektiven Federraten $\tilde{K}_{x,t}$, $\tilde{K}_{y,t}$, $\tilde{K}_{\Theta,t}$

Werkstoff		n	R_{p0}	n_t
Nummer	Legierung (informativ)	bei Umgebungs- temperatur	bei Umgebungs- temperatur	bei Betriebs- temperatur TS
		—	N/mm ²	Gleichung
1.4301	(304)	0,09	210	$n_t = n \cdot \left(\frac{R_{p1,0}}{R_{p1,0,t}} \right)$
1.4306	(304L)	0,10	195	
1.4401	(316)	0,09	219	
1.4404	(316L)	0,09	219	
1.4435	(316L)	0,09	219	
1.4539	(904L)	0,09	219	
1.4541	(321Ti)	0,10	195	
1.4571	(316Ti)	0,09	219	
1.4828	309	0,12	201	
2.4610	C-4	0,09	283	
2.4819	C-276	0,07	288	$n_t = n$
1.4550	(347)	0,14	167	
1.4876	800	0,10	187	
1.4876 H	800 H	0,12	145	
2.4816	600	0,12	152	
2.4856	625	0,05	388	
2.4360	400	0,12	147	
2.4858	825	0,09	213	
Bei Umgebungstemperatur: $a = 1,5 + 0,7 \cdot n - 1,57 \cdot n^2$ $b = 0,5 + 0,82 \cdot n - 0,88 \cdot n^2$		Bei Betriebstemperatur TS: $a_t = 1,5 + 0,7 \cdot n_t - 1,57 \cdot n_t^2$; $b_t = 0,5 + 0,82 \cdot n_t - 0,88 \cdot n_t^2$ $R_{p0,t} = R_{p0} \cdot (R_{p0,2,t} / R_{p0,2})$		

Abbildung C.7.: Eingabehilfen Seite 3

D. Ergänzungen zu Kapitel 5

Tabelle D.1.: Abmessungen der Bälge (Innendurchmesser aller Bälge = 800 mm)

Balg-Nr.	Wellenhöhe	Nennwanddicke	Radius	Lagenanzahl	Wellenanzahl
1	95.00	5.00	45.00	1	5
2-1	87.41	3.64	42.37	1	6
2-2	98.68	4.17	49.36	1	6
2-3	81.96	2.41	39.06	1	7
3-1	82.93	2.43	46.54	1	7
3-2	110.67	4.35	55.60	1	5
3-3	82.01	2.21	43.71	1	7
2-1-1	84.18	3.32	40.33	1	6
2-1-2	92.62	4.00	45.96	1	6
2-1-3	84.18	3.31	40.23	1	6
2-2-1	90.92	3.77	45.04	1	6
2-2-2	93.31	4.39	46.66	1	6
2-2-3	90.71	3.75	44.50	1	6
2-3-1	73.93	2.50	37.26	1	7
2-3-2	81.56	2.64	41.96	1	7
2-3-3	74.34	2.30	35.49	1	7
3-1-1	75.37	2.25	42.04	1	7
3-1-2	86.48	2.64	49.20	1	7
3-1-3	77.96	2.19	42.45	1	7
3-2-1	101.88	4.14	50.40	1	5
3-2-2	113.09	4.28	57.15	1	5
3-2-3	104.77	3.92	51.19	1	5
3-3-1	73.81	2.35	41.70	1	7
3-3-1	80.93	2.41	45.47	1	7
3-3-3	74.38	2.00	39.49	1	7

Abmessungen in [mm]

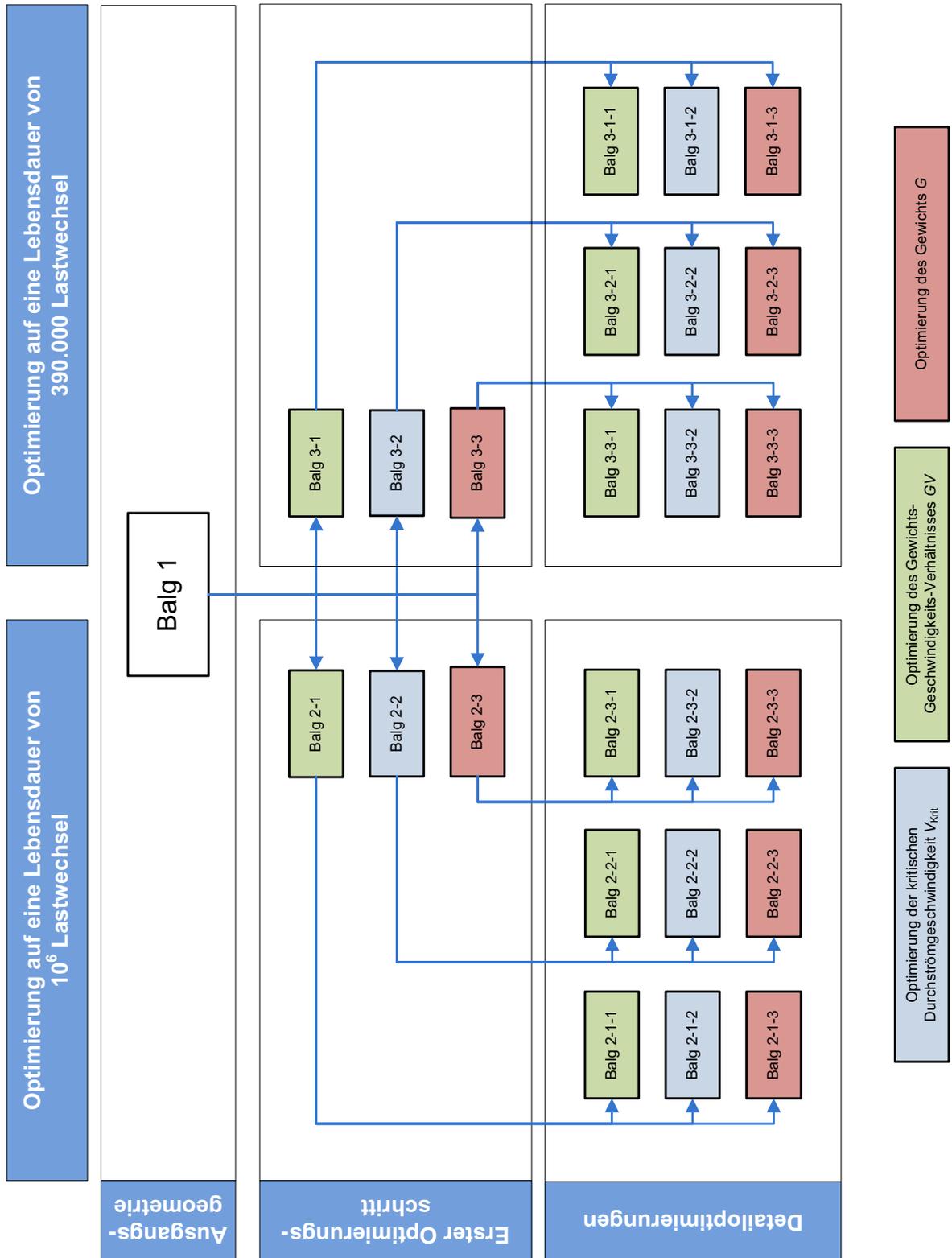


Abbildung D.1.: Versuchsplan

Tabelle D.2.: Ergebnisse der Optimierungen

Balg-Nr.	V_{krit}	Lebensdauer	Gewicht	GV
1	44.65	390000	198.70	4.450
2-1	33.02	1000000	154.46	4.678
2-2	37.87	1000000	198.98	5.255
2-3	22.62	1000000	109.15	4.825
3-1	31.80	385447	116.91	3.676
3-2	46.49	417403	197.86	4.256
3-3	27.30	450246	103.78	3.802
2-1-1	30.74	1000000	135.82	4.418
2-1-2	36.25	1000000	179.74	4.959
2-1-3	30.57	1000000	135.39	4.429
2-2-1	35.04	1000000	166.69	4.757
2-2-2	38.71	1000000	199.55	5.154
2-2-3	34.32	1000000	165.07	4.809
2-3-1	25.14	1000000	105.16	4.183
2-3-2	27.25	1000000	121.82	4.471
2-3-3	21.78	1000000	95.75	4.395
3-1-1	29.25	384042	99.17	3.391
3-1-2	34.41	391193	132.39	3.847
3-1-3	27.88	411071	98.95	3.548
3-2-1	43.90	393556	174.15	3.967
3-2-2	46.79	399222	198.57	4.244
3-2-3	41.74	449644	168.32	4.033
3-3-1	30.42	390655	102.36	3.365
3-3-2	31.37	393833	113.54	3.619
3-3-3	25.09	392594	86.00	3.427

V_{krit} in [m/s], Gewicht in [kg], GV in [kg/(m/s)]

Tabelle D.3.: Änderungen im Vergleich zum Ausgangsbalg

Balg-Nr.	V_{krit}	Lebensdauer	Gewicht	GV
1	0.00	0.00	0.00	0.00
2-1	-26.05	156.41	-22.27	5.11
2-2	-15.19	156.41	0.14	18.08
2-3	-49.33	156.41	-45.07	8.41
3-1	-28.78	-1.17	-41.16	-17.39
3-2	4.11	7.03	-0.42	-4.36
3-3	-38.86	15.45	-47.77	-14.57
2-1-1	-31.15	156.41	-31.65	-0.72
2-1-2	-18.82	156.41	-9.54	11.42
2-1-3	-31.53	156.41	-31.86	-0.48
2-2-1	-21.52	156.41	-16.11	6.89
2-2-2	-13.29	156.41	0.43	15.83
2-2-3	-23.13	156.41	-16.93	8.07
2-3-1	-43.70	156.41	-47.08	-6.00
2-3-2	-38.97	156.41	-38.69	0.46
2-3-3	-51.21	156.41	-51.81	-1.23
3-1-1	-34.49	-1.53	-50.09	-23.81
3-1-2	-22.93	0.31	-33.37	-13.55
3-1-3	-37.55	5.40	-50.20	-20.26
3-2-1	-1.67	0.91	-12.36	-10.86
3-2-2	4.79	2.36	-0.06	-4.63
3-2-3	-6.52	15.29	-15.29	-9.38
3-3-1-	-31.86	0.17	-48.48	-24.40
3-3-2	-29.73	0.98	-42.86	-18.68
3-3-3	-43.80	0.67	-56.72	-22.99

Änderungen in [%]